考虑时变啮合力的纯电动汽车扭转振动研究*

何文奎　刘赣华　田徐阳

（江西理工大学，赣州 341000）

【摘要】为了表征多种非线性因素耦合作用对纯电动汽车整车扭转振动的影响，建立了考虑时变啮合力的整车扭转振动模型。针对齿轮啮合过程中时变啮合刚度、齿轮齿隙及传动误差3种非线性因素的物理特性以及其对啮合力的影响规律，构建时变啮合力方程；将永磁同步电机模型与考虑时变啮合力的传动系统扭振模型进行耦合集成，搭建完整的整车机电耦合仿真模型；通过数值求解获得整车扭转振动响应，系统分析多种非线性因素耦合对整车各部件的动态特性影响规律。研究结果表明：在多种非线性因素耦合作用下，时变啮合力峰值增大17.46%，差速器的频域响应增大30.6%，车身角加速度的动态响应由可预测转化为不可预测。

主题词：纯电动汽车　扭转振动　非线性因素耦合　时变啮合力

中图分类号：U469.72　　文献标志码：A　　DOI: 10.19620/j.cnki.1000-3703.20260007

Research on Torsional Vibration of Electric Vehicle Considering Time-Varying Meshing Force

He Wenkui, Liu Ganhua, Tian Xuyang

（Jiangxi University of Science and Technology, Ganzhou 341000）

【Abstract】To describe the coupling effect of multiple nonlinear factors on the torsional vibration of pure electric vehicles, a full-vehicle torsional vibration model with time-varying meshing force is established. 3 nonlinear factors exist in gear meshing. They are time-varying meshing stiffness, gear backlash and transmission error. This work analyzes their physical characteristics and their influence on meshing force. A time-varying meshing force equation is formulated. The permanent magnet synchronous motor model couples with the transmission torsional vibration model containing time-varying meshing force. A complete electromechanical coupling simulation model for the whole vehicle is built. Numerical calculation obtains the torsional vibration responses of the vehicle. The coupling influence of multiple nonlinear factors on dynamic characteristics of each vehicle component is systematically analyzed. The results show that under the coupling of multiple nonlinear factors, the peak value of time-varying meshing force rises by 17.46%. The frequency-domain response of the differential increases by 30.6%. The dynamic response of vehicle body angular acceleration changes from predictable to unpredictable.

Key words: Electric vehicle, Torsional vibration, Coupling effect of multiple nonlinear factors, Time-varying meshing force

【引用格式】何文奎，刘赣华，田徐阳．考虑时变啮合力的纯电汽车扭转振动研究[J]. 汽车技术，2026(7): 55-62.

HE W K, LIU G H, TIAN X Y. Research on Torsional Vibration of Electric Vehicle Considering Time-Varying Meshing Force[J]. Automobile Technology, 2026(7): 55-62.

1　前言

集中驱动式纯电动汽车的电机具有驱动响应迅速、转矩变化率大等特点，且在传动系统内部的各类非线性因素会引发各种激励。电机的振动响应和传动系统的非线性因素响应相互叠加，易导致车辆行驶中引发传动系统冲击与扭转振动，车身及各部件出现抖振现象，严重影响驾驶平顺性与舒适性[1-4]。

针对纯电动汽车的结构建模，刘成强等[5]利用集中质量模型建立纯电动汽车的扭转振动模型，量化分析了

*基金项目：江西省教育厅科学研究项目（GJJ180454）。

通信作者：刘赣华（1973—），教授，主要研究方向为传动系统优化设计与制造，liuganhua@jxust.edu.cn。

电机转速、轮胎刚度等机电参数对扭转振动的影响规律。宋田堂[6]根据质量模型建立扭转振动动力学模型，将其与永磁同步电机矢量控制模型耦合，建立机电耦合模型。为深入探究纯电动汽车扭转振动特性，充分考虑各类非线性因素产生的影响，段晓雅等[7]建立了考虑永磁同步电机高阶未建模不确定性和整合传动系统中车轮及传动系刚度等关键参数相结合的不确定性分析模型。陈长征等[8]考虑了电机信号输入与输出存在网络时延，建立基于控制器局域网总线的传动系统模型。但上述研究通过简化纯电动汽车扭转振动系统，计算结果与实际数据相差较大。

为精确表示扭转振动响应，Hu等[9]考虑纯电动汽车变速器中齿轮啮合的时变啮合刚度，并耦合电机模型与传动系统振动模型，建立完整的集成电驱动系统动力模型。Sun等[10]引入变速器的传动误差，建立机电耦合模型。于蓬等[11]在纯电动汽车扭转振动模型中，将半轴离散化，同时与其他传动系统部件结合，建立传动系统集中-分布质量模型。Hu等[12]建立了考虑齿轮齿隙的8自由度传动系统扭转振动模型。Sun等[13]通过对齿轮副的啮合力正交分解，使用啮合力设计电机控制策略抑制车身扭转振动。

由于现有纯电动汽车传动系统扭转振动的研究多聚焦单一非线性因素作用下的时变啮合力建模，分析其对整车动态特性的影响，缺乏对时变啮合刚度、齿轮齿隙和传动误差3种非线性因素耦合作用的时变啮合力的动态演化规律，及其对整车动态振动特性的耦合影响的研究。为此，本文以集中式电驱动系统为研究对象，构建整车机电耦合扭转振动模型。传动系统中考虑变速器齿轮啮合过程中的时变啮合刚度、齿轮齿隙及传动误差，建立8自由度扭转振动模型。同时，采用空间矢量脉宽调制（Space Vector Pulse Width Modulation，SVPWM）技术，构建基于转速-电流双闭环比例-积分（Proportional-Integral，PI）控制策略的永磁同步电机模型。最后，将传动系统扭转振动模型与电机控制模型进行耦合集成，通过数值求解获得整车动态响应，系统深入分析由多种非线性因素耦合导致的时变啮合力对整车各部件动态特性的影响，为后续扭振抑制策略的设计与优化提供理论依据。

2 时变啮合力方程

在整车动力传递链路中，齿轮啮合力作为该系统的关键激励源，直接主导动力传递的平顺性与稳定性。其核心特征表现为周期性与时变性，啮合力的幅值与方向呈现动态波动。在整车扭转振动研究中，啮合力的时变特性会直接诱发传动系统的动态响应，进而通过动力耦合关系影响整车扭转振动特性。考虑非线性因素的齿轮啮合模型如图1所示。其中，T为传动误差，ψ为齿轮齿隙，k_m为齿轮啮合过程中的时变啮合刚度。

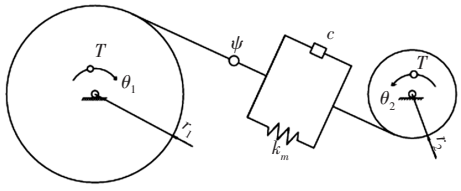
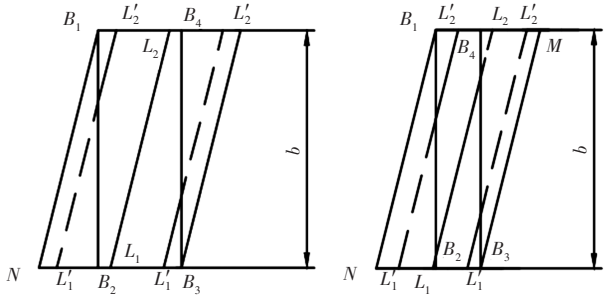


图1 考虑非线性因素的齿轮啮合模型

2.1 时变啮合刚度的影响

在齿轮啮合过程中，时变啮合刚度对齿轮啮合力的幅值与动态特性具有关键影响。参考啮合区域网格化处理方法[14]，得到人字齿轮的啮合力，通过改变啮合线法向形变量得到单齿瞬时啮合刚度。因此，可建立斜齿轮旋转角度与啮合刚度间的对应关系。

齿轮的啮合刚度受齿轮的接触线长度影响，斜齿轮接触线的计算形式，由其法向重合度与端面重合度共同决定，单对齿轮接触线如图2所示。其中，ε_α、ε_β分别为法向重合度和端面重合度，区域B_1NB_3M为斜齿轮基圆柱相切的理论啮合面，区域$B_1B_2B_3B_4$为齿轮端面重合面，L_1L_2、$L_1'L_2'$为齿轮接触线。



(a) $\varepsilon_\alpha \geqslant \varepsilon_\beta$　　(b) $\varepsilon_\alpha < \varepsilon_\beta$

图2 斜齿轮接触线示意

由图2a可知，接触线长度为线L_1L_2在齿轮端面重合区域$B_1B_2B_3B_4$的实线部分，根据L_1L_2的运动状态，当$\varepsilon_\alpha \geqslant \varepsilon_\beta$时：

$$\begin{cases} k_{m,i} = \begin{cases} k_u l_1, & 0 \leqslant s \leqslant \varepsilon_\beta p_b \\ k_u l_2, & \varepsilon_\beta p_b \leqslant s \leqslant \varepsilon_\alpha p_b \\ k_u l_3, & \varepsilon_\alpha p_b \leqslant s \leqslant \varepsilon_\gamma p_b \\ 0, & \varepsilon_\gamma p_b \leqslant s \leqslant ceil(\varepsilon_\gamma) p_b \end{cases} \\ s = r_{b1} mod(\theta_1 + 2(i-1)\pi/Z_1, 2ceil(\varepsilon_\gamma)\pi/Z_1) \\ l_1 = (b/\cos\beta) - (\varepsilon_\gamma p_b - s)\sin\beta_b \\ l_2 = b/\cos\beta_b \\ l_3 = (\varepsilon_\gamma p_b - s)\sin\beta_b \end{cases} \tag{1}$$

式中：$mod(\ )$为求余函数，$ceil(\ )$为向上取整函数，k_u、p_b、r_{b1}、θ、b、β_b、分别为齿轮单位法向刚度、基圆齿距、基圆半径、旋转角度、齿宽和螺旋角。

当$\varepsilon_\alpha < \varepsilon_\beta$时：

$$\begin{cases} k_{m,i} = \begin{cases} k_u l_1, & 0 \leqslant s \leqslant \varepsilon_\alpha p_b \\ k_u l_2, & \varepsilon_\alpha p_b \leqslant s \leqslant \varepsilon_\beta p_b \\ k_u l_3, & \varepsilon_\beta p_b \leqslant s \leqslant \varepsilon_\gamma p_b \\ 0, & \varepsilon_\gamma p_b \leqslant s \leqslant ceil(\varepsilon_\gamma) p_b \end{cases} \\ s = r_{b1} mod(\theta_1 + 2(i-1)\pi/Z_1, 2ceil(\varepsilon_\gamma)\pi/Z_1) \\ l_1 = (b/\cos\beta_b) - (\varepsilon_\beta p_b - s)\sin\beta_b \\ l_2 = (\varepsilon_\lambda - \varepsilon_\beta) p_b \sin\beta_b \\ l_3 = (\varepsilon_\gamma p_b - s)\sin\beta_b \end{cases} \tag{2}$$

两齿轮间的啮合刚度为：

$$k_m = \sum_{i=1}^{ceil(\varepsilon_\gamma)} k_{m,i} \tag{3}$$

变速器齿轮参数如表1所示，代入式(3)可以计算出齿轮副的时变啮合刚度，结果如图3所示。

表1　变速器齿轮参数

名称	齿数	模数/mm	螺旋角/(°)	压力角/(°)	齿宽/mm	齿隙/μm
一级主动齿	18	3	20	21.17	22.7	0.114
一级从动齿	73	3	20	21.17	22.7	
二级主动齿	17	3	20	21.17	23	0.127
二级从动齿	28	3	20	21.17	23	

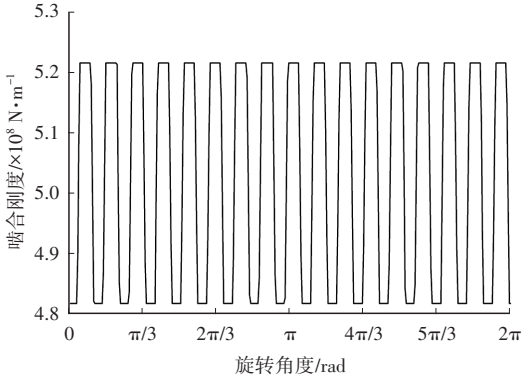


图3　二级齿轮时变啮合刚度

2.2　齿隙的影响

齿轮啮合过程中，齿面接触位置随齿轮旋转持续动态变化，导致啮合力产生时变特征，进而影响齿轮副的传动效率、运行噪声及振动响应等核心性能。齿隙作为齿轮副设计中的必要结构，因齿轮工作时摩擦生热，从而引发轮齿热膨胀，预留齿隙可提供膨胀补偿空间，有效避免齿轮卡滞。但齿隙也会使主动齿与从动齿间形成间隙，导致主动齿出现短暂空转现象。在此阶段，两齿轮齿面无直接接触，形成啮合力传递的间断性特征。这种间隙可表示为：

$$f(x) = \begin{cases} x + \psi, & x < -\psi \\ 0, & -\psi < x < \psi \\ x - \psi, & x > \psi \end{cases} \tag{4}$$

式中：x为齿轮相对位移，ψ为齿轮齿隙的1/2。

2.3　传动误差的影响

在齿轮加工过程中，受加工工艺(车、铣、刨、磨等)的物理特性限制，尺寸绝对精确的零件无法实现。刀具磨损、机床振动、测量偏差等多重因素的叠加，导致零件实际尺寸与设计理想尺寸存在偏差。

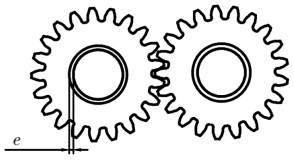
在齿轮的设计过程中设定公差带，为加工偏差划定了允许范围，同时为零件合格性判定提供了明确依据。但在齿轮啮合场景中，公差带允许的尺寸偏差会直接导致齿轮配合间隙的产生，不仅会改变齿轮啮合力的幅值与传递特性，还会加剧齿轮副啮合过程中的振动响应。齿轮传动误差包含制造误差和装配误差，二者共同影响啮合精度与动力传递稳定性。

齿轮的制造误差主要考虑齿距偏差。齿距偏差指齿轮传动过程中，实际齿距与理论设计齿距的差值，是影响齿轮传动精度的核心几何误差。该偏差会导致各对啮合齿轮的实际啮合位置产生差异，即使在相同工况下，不同啮合齿对的啮合力也会出现波动。该误差可表示为：

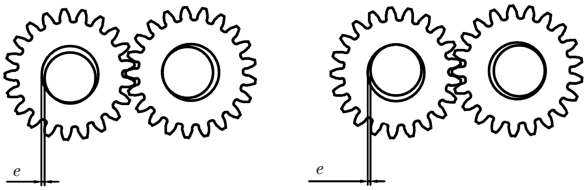
$$e_1 = rand(f_{p_t}) \tag{5}$$

式中：$rand()$为随机取整函数，f_{p_t}为最大齿距偏差。

齿轮的装配误差主要考虑齿轮与轴间的间隙值，为满足机械设计中互换性原则而预留的配合余量。在理想装配状态下，齿轮与轴的中心轴线重合，其位置关系如图4a所示；而实际装配中，齿轮与轴的相对位置呈现多样化随机分布特征，如图4b、4c所示。



(a)理想状态的孔轴配合



(b)实际状态的孔轴配合

图4　齿轮和轴的位置关系

为简化计算并精准表征该类位置偏差，本文采用三角函数对齿轮与轴的实际相对位置关系进行数学描述。故装配误差可表示为：

$$e_2 = \frac{1}{2} e \sin z\theta \tag{6}$$

式中：e为由齿轮孔与轴间的间隙极限值，z为齿轮齿数，θ为间隙相位角。

齿轮误差精度和取值如表2所示，单个齿轮的传动误差为：

$$T = e_1 + e_2 \tag{7}$$

式中：e_1为制造误差，e_2为装配误差。

表2　齿轮误差值(7级精度)

误差类型	主动齿1	从动齿1	主动齿2	从动齿2
齿距偏差/μm	±12	±13	±12	±12
间隙极限值/μm	30	40	30	25

综合图1以及式(3)、式(4)、式(5)，得到时变啮合力方程：

$$f_{ij} = c_{ij}(r_i\dot{\theta}_i - r_j\dot{\theta}_j)\cos^2\beta_b + \begin{cases} k_{ij}[(r_i\theta_i - r_j\theta_j + T)\cos\beta_b - \psi]\cos\beta_b, & \delta_y\cos\beta_b > \psi \\ 0, & -\psi \leqslant \delta_y\cos\beta_b \leqslant \psi \\ k_{ij}[(r_i\theta_i - r_j\theta_j + T)\cos\beta_b + \psi]\cos\beta_b, & \delta_y\cos\beta_b < -\psi \end{cases} \tag{8}$$

式中：β_b为斜齿轮螺旋角，δ_y为齿轮在y方向的相对位移，k_{ij}、c_{ij}分别为齿轮啮合时的啮合刚度和啮合阻尼。

3　机电耦合仿真模型

3.1　传动系统扭转振动模型

由于车辆行驶中车轮与地面受摩擦阻尼、风阻和地面坡度等多因素影响，可统一视为合外力。将合外力等效成转动惯量上的外部载荷：

$$T_L = (mgf\cos\alpha + \frac{C_D A}{21.15}V^2 + mg\sin\alpha)/r \tag{9}$$

式中：r为车轮半径，f滚动摩擦因数，C_D为气动力系数，A为车身迎风面积，α为路面坡度。

设计8自由度带阻尼受迫扭转振动数值模型：

$$\begin{cases} I_m\ddot{\theta}_m + c_m(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_1) + k_m(\theta_m - \theta_1) = T_m \\ I_1\ddot{\theta}_1 = c_m(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_1) + k_m(\theta_m - \theta_1) - f_{12}r_1 \\ I_2\ddot{\theta}_2 = f_{12}r_2 - c_1(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) + k_1(\theta_2 - \theta_3) \\ I_3\ddot{\theta}_3 = c_1(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) + k_1(\theta_2 - \theta_3) - f_{34}r_3 \\ I_4\ddot{\theta}_4 = f_{34}r_4 - c_2(\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_g) + k_2(\theta_4 - \theta_g) \\ I_g\ddot{\theta}_g + 2c_g(\dot{\theta}_g - \dot{\theta}_w) + k_g(\theta_g - \theta_w) = c_2(\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_g) + k_2(\theta_4 - \theta_g) \\ I_w\ddot{\theta}_w + c_w(\dot{\theta}_w - \dot{\theta}_v) + k_w(\theta_w - \theta_v) = c_g(\dot{\theta}_g - \dot{\theta}_w) + k_g(\theta_g - \theta_w) \\ I_v\ddot{\theta}_v + T_L = 2c_w(\dot{\theta}_w - \dot{\theta}_v) + k_w(\theta_w - \theta_v) \end{cases} \tag{10}$$

式中：f_{ij}为啮合力，r_i为齿轮半径，T_i为部件的输出或负载转矩，I_i为质量块转动惯量，k_i为轴扭转刚度，c_i为轴扭转阻尼。

将式(10)矩阵化，去除阻尼后得到无阻尼自由振动方程：

$$\boldsymbol{J}\ddot{\theta} + \boldsymbol{K}\theta = 0 \tag{11}$$

式中：$\boldsymbol{J}$为系统转动惯量矩阵，$\boldsymbol{K}$为刚度矩阵。

集中质量块的参数如表3所示，将参数代入式(11)进行求解计算，得到传动系统的无阻尼自由振动固有频率以及模态振型、传动系统的固有频率，如表4所示。同时，将系统的模态进行归一化处理，处理后的模态振型如图5所示。其中，节点1为电机，节点2、3、4、5为齿轮，节点6为差速器，节点7为车轮，节点8为等效车身。

表3　集中质量块各参数值

参数	取值	参数	取值
I_m/kg·m^2	3.5×10^{-2}	k_1、k_2/N·m·rad^{-1}	2×10^5
I_1/kg·m^2	1.67×10^{-4}	k_g/N·m·rad^{-1}	8×10^3
I_2/kg·m^2	1.2×10^{-3}	k_w/N·m·rad^{-1}	4.5×10^3
I_3/kg·m^2	1.78×10^{-4}	k_m/N·m·rad^{-1}	8×10^4
I_4/kg·m^2	5.3×10^{-2}	c_g/N·m·rad^{-1}	8
I_g/kg·m^2	0.809	c_w/N·m·rad^{-1}	20
I_w/kg·m^2	0.915	c_{12}、c_{34}/N·m·rad^{-1}	800
I_v/kg·m^2	139.78	c_m、c_1、c_2/N·m·rad^{-1}	2

表4　传动系统固有频率

阶次	固有频率/Hz	阶次	固有频率/Hz
1	0	5	1 427.67
2	6.71	6	2 421.75
3	20.46	7	4 242.69
4	53.71	8	6 048.50

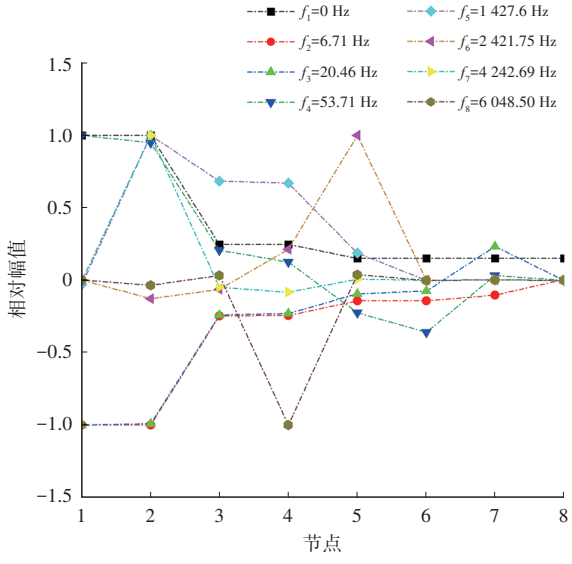


图5　模态振型

3.2 整车扭转振动模型

3.2.1 电机矢量控制模型

将永磁同步电机作为动力源，电机控制采用SVPWM，通过转速-电流双闭环PI控制架构实现输出转矩的精准调控。构建的电机仿真模型涵盖核心功能模块：永磁同步电机本体、两电平逆变器、电机角位置传感器、电流传感器及PI控制模块。各模块协同工作以还原电机的实际运行特性与控制逻辑，控制策略如图6所示。

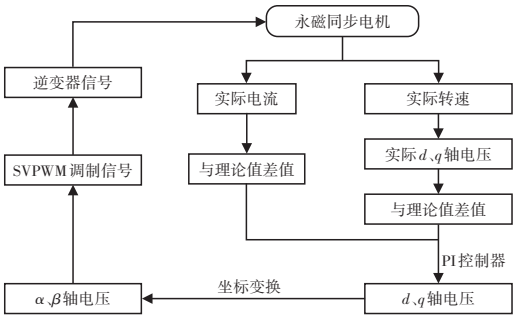


图6 转速-电流双闭环控制过程

3.2.2 整车扭转振动模型

构建整车扭转振动系统时，通过合理简化以平衡模型精度与计算效率。将传动系统核心部件等效为集中质量块，建模仅考虑各轴的扭转振动自由度，忽略弯曲、轴向等非目标方向的变形。车辆行驶中，各类行驶阻力（如空气阻力、滚动阻力等）均等效为负载转矩作用于系统。利用集中质量法建立受迫振动的纯电动汽车整车振动模型，如图7所示。其中，J_m、J_1、J_2、J_3、J_4、J_g、J_w、J_v分别为电机轴、变速器第一级主动齿轮、变速器第一级从动齿轮、变速器第二级主动齿轮、变速器第二级从动齿轮、差速器、车轮、车身的集中质量块。

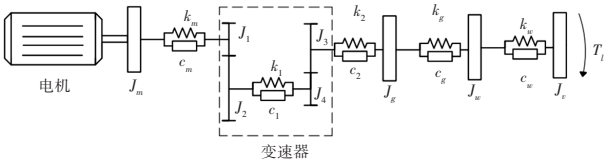
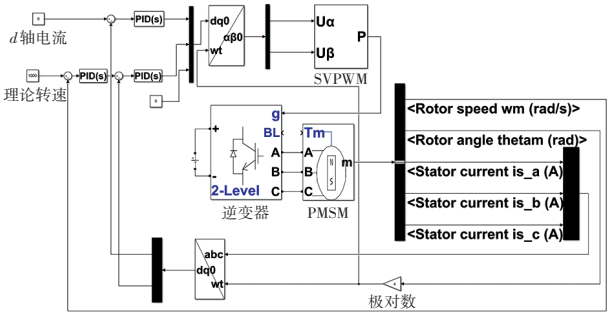


图7 整车扭转振动模型

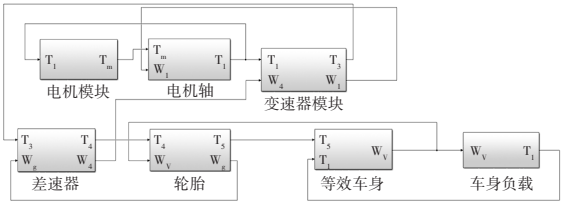
3.3 模型求解

根据控制策略，假设电机为理想工作状态，电机转子和电机轴刚性连接，忽略铁芯饱和效应，不计涡流及磁滞损耗，电机定子电流为正弦波。为使模型图示逻辑更清晰，本文基于Simulink平台采用子模块化搭建方式，将整车动力传动系统的主要部件独立封装。

建立考虑时变啮合刚度、齿轮齿隙及传动误差的传动系统扭转振动仿真模型，并与电机模型（见图8a）结合，建立整车机电耦合扭转振动仿真模型（见图8b）。在求解模型中，电机输出转矩传递至传动系统，通过负载反馈作用改变电机运行转速，从而反向调控电机输出转矩，形成闭环耦合传递关系。



（a）电机模型



（b）机电耦合模型

图8 求解模型

4 仿真结果

为验证机电耦合模型的有效性与可靠性，本文设定传动系统加速工况开展仿真验证。电机输出力矩为350 N·m，电机目标转速为1 500 rad/min，通过加速过程使系统逐步过渡至稳态运行。

4.1 时变啮合力

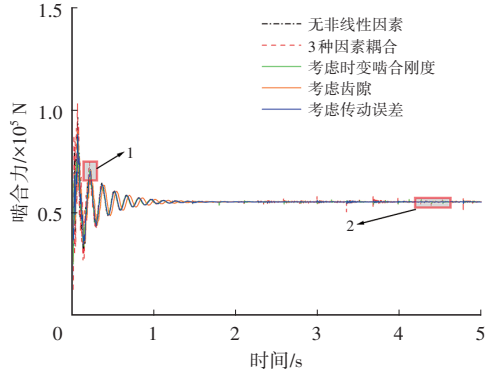
将仿真结果与未考虑非线性因素的啮合力、考虑单一非线性因素的结果进行对比，分析时变啮合刚度、齿轮齿隙及传动误差3种非线性因素耦合作用对啮合力的时变动态特性的影响规律。同时，分析时变啮合力经传动系统传递对关键部件动态振动特性的影响。变速器齿轮啮合力的时域仿真结果如图9所示。

由图9可知，相较于无非线性因素的啮合力仿真，考虑时变啮合刚度、齿隙以及传动误差单一非线性因素有更大啮合力峰值，分别升高了1.56%、1.39%和1.93%，考虑3种非线性因素耦合的啮合力升高17.46%。

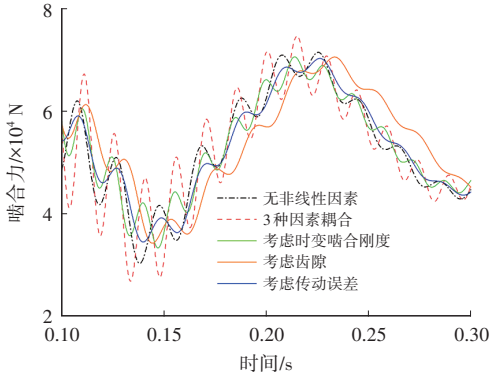
由图9b可知，在系统未进入稳态阶段（t < 3 s）时，3种非线性因素的耦合效应加剧了啮合力的动态波。相较于单一非线性因素作用下的仿真结果，振荡幅值大幅增大会导致波动剧烈程度显著提升，表明多因素耦合对瞬态激励的放大作用。

由图9c可知，当系统进入稳态运行后（t>3 s），齿轮啮合齿对和啮合齿数量持续变化，时变啮合刚度和传动误差相应改变，导致齿轮啮合力持续振荡。同时，齿轮齿隙引发的传动死区效应与传动误差的叠加作用，使3种非线性因素耦合的啮合力仿真结果曲线出现更大

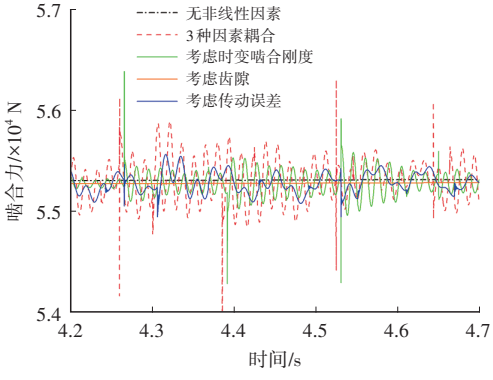
的振荡幅值以及更多的突发性幅值跳变，最终呈现周期性振荡加随机突变的复合动态特征。



（a）啮合力对比



（b）局部放大图1



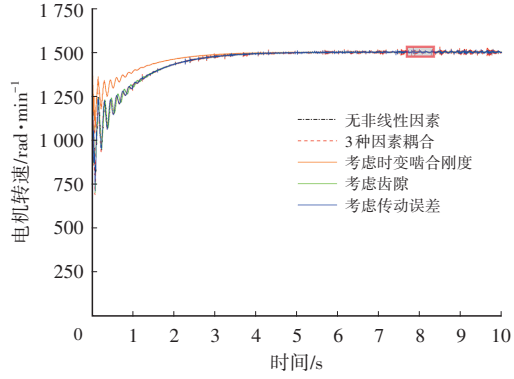
（c）局部放大图2

图9　啮合力时域仿真结果

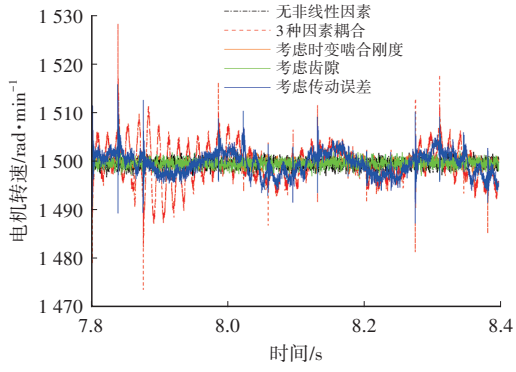
因此，3种非线性因素耦合的仿真结果涵盖了单一非线性因素对啮合力的独立影响，更凸显了非线性因素间的相互作用机制，在波动更不规则、幅值突变频次更高、整体特性与单一因素作用下的差异更为显著。

4.2　电机

电机转速的仿真结果如图10所示。在图10a中，t>6 s后电机进入指定转速工作。在图10b中，相较于考虑单一非线性因素的仿真结果，3种非线性因素耦合的电机转速仿真结果曲线平滑度降低、振荡幅值增大，且突变频次增多。该差异表明：在变速器齿轮啮合过程中，多种非线性因素耦合形成的复合非线性激励，打破了单一非线性因素下的简单动力学平衡，加剧了电机转速的动态波动，使电机输出转矩波动更加剧烈，加剧汽车系统的扭转振动。



（a）电机转速对比



（b）局部放大图

图10　电机转速时域结果

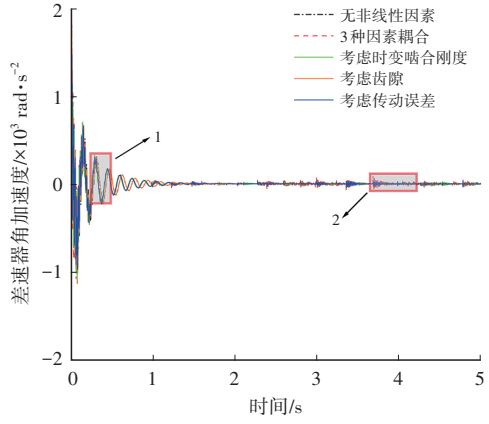
4.3　差速器

差速器输出端角加速度的仿真结果如图11、表5所示。对比无非线性因素与无阻尼自由振动2种模型下的差速器固有频率，在无阻尼自由振动系统中，差速器固有频率分别为6.71 Hz、20.46 Hz、53.71 Hz，与无非线性因素模型的计算结果存在一定偏差。该偏差主要源于无非线性因素模型中包含阻尼效应，阻尼的存在会对固有频率产生影响，属于合理偏差，从而验证了所建立整车机电耦合模型的有效性。

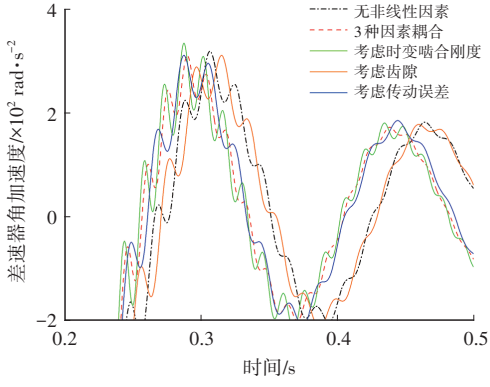
由图11b和图11c可知，在时域层面，整个仿真过程中，受时变啮合力中时变啮合刚度、齿轮齿隙及传动误差的耦合协同作用，动力传递至差速器时，其角加速度曲线呈现出显著的非线性动态响应特征：当齿轮啮合力发生突变时，原本趋于稳定的差速器加速度发生突变，与考虑单一非线性因素的差速器加速度仿真结果对比，考虑3种非线性因素耦合的角加速度振荡频率升高、振荡幅值增大和突变频次增多。

从图11d和表5可知，在频域层面，所有模型的仿真结果的第一频率和第二频率均为6 Hz、20 Hz。考虑齿隙、传动误差单一非线性因素的仿真结果有相同的第三

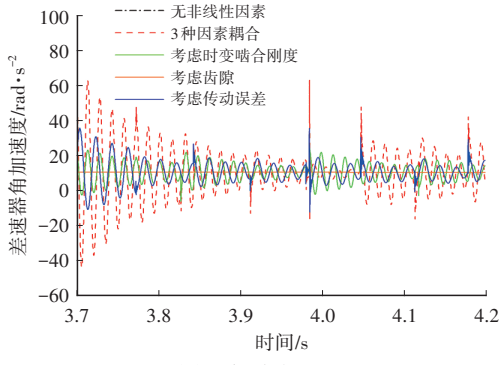
频率（50 Hz），相较于无非线性因素的仿真结果，幅值分别升高8%、11%。考虑时变啮合刚度与3种非线性因素耦合的仿真结果第三频率为67 Hz，相较于无非线性因素的仿真结果幅值分别升高19.5%、30.6%。



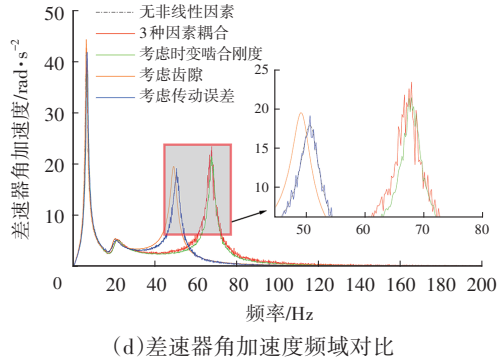
（a）差速器角加速度时域对比



（b）局部放大图1



（c）局部放大图2



（d）差速器角加速度频域对比

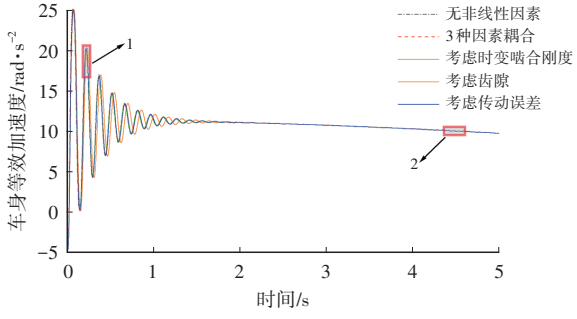
图11　差速器角加速度结果

4.4　车身

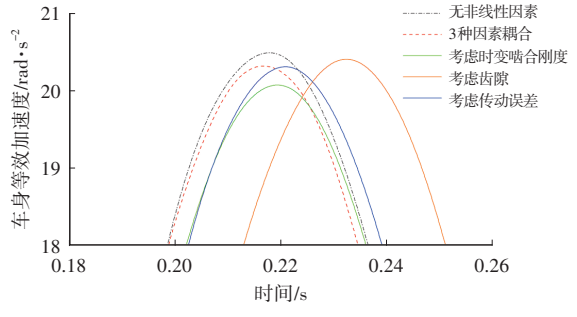
车身等效角加速度的仿真结果如图12所示，单一因素对车身等效角加速度的独立影响规律（如齿轮齿隙引发的滞后效应、时变啮合刚度导致的幅值降低、传动误差诱发的持续波动）。耦合3种非线性因素后，各因素间存在交互耦合与协同调制效应，致使车身等效角加速度呈现复杂波动，车身角加速度的动态演化不再具备稳定可预测的变化规律。

表5　差速器角加速度频域分析结果汇总　Hz

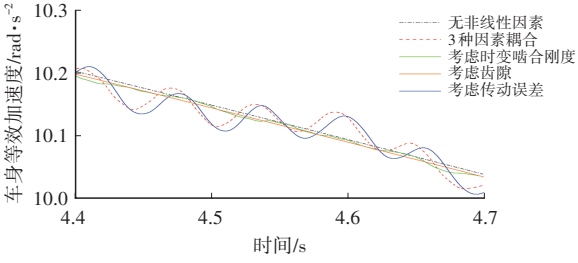
非线性因素类型	峰值频率1	峰值频率2	峰值频率3
无非线性因素	6.4	20.6	50.6
三种因素耦合	6.8	21.8	67.8
考虑时变啮合刚度	6.8	22.2	67.4
考虑齿隙	6.4	20.6	49.0
考虑传动误差	7.0	21.2	50.6



（a）车身等效加速度时域结果对比



（b）局部放大图1



（c）局部放大图2

图12　车身等效加速度结果

5　结束语

本文通过分析传动系统中的时变啮合刚度齿隙、

传动误差3类非线性因素的物理特性以及对齿轮啮合力的影响规律，建立了时变啮合力方程。通过结合电机模型与传动系统扭转振动模型，建立了整车机电耦合模型，同时，分析了多种非线性因素耦合影响下的纯电动汽车扭转振动响应，主要结论如下：

a. 在系统达到稳态前，3种非线性因素耦合作用使得啮合力峰值增大；进入稳态后，3种非线性因素耦合作用使得啮合力表现出波动不规则、幅值突变频次增加的复杂振荡特性。

b. 3种非线性因素间的耦合作用通过影响时变啮合力改变传动系统的固有频率与振荡幅值。

c. 所构建的考虑3种非线性因素耦合的机电耦合仿真模型，实现了多类非线性因素的统一集成及整车全链路的机电耦合表征，为开展考虑多非线性因素耦合下的传动系统扭转振动主动控制策略研究提供了可靠的仿真理论基础。

参 考 文 献

[1] 陈磊, 江尚, 刘帅. 考虑转矩脉动的电动汽车传动系统扭转振动抑制[J]. 微特电机, 2024, 52(5): 52-57+64.
CHEN L, JIANG S, LIU S. Torsional Vibration Suppression of Electric Vehicle Transmission System Considering Torque Tipple[J]. Small & Special Electrical Machines, 2024, 52(5): 52-57+64.

[2] 王欢, 葛帅帅, 姜艳军, 等. 混合动力汽车功率分流传动系统扭转振动及其影响因素研究[J]. 机械科学与技术, 2024, 43(2): 203-211.
WANG H, GE S S, JIANG Y J, et al. Torsional Vibration Analysis and Influencing Factors of Power Split Hybrid Transmission System[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2024, 43(2): 203-211.

[3] 高永新, 汪洋, 刘俊毅, 等. 高速车用电机的多目标优化设计研究[J]. 汽车技术, 2025(9): 17-26.
GAO Y X, WANG Y, LIU J Y, et al. Multi-Objective Optimization Design Research of High-Speed Automotive Motors[J]. Automobile Technology, 2025(9): 17-26.

[4] 荆威, 赵文强, 魏洪乾, 等. 不确定影响下智能车辆纵向干扰估计与运动控制[J]. 汽车技术, 2025(5): 11-21.
JING W, ZHANG W Q, WEI H Q, et al. Longitudinal Disturbance Estimation and Motion Control of Intelligent Vehicles under Uncertain Influences[J]. Automobile Technology, 2025(5): 11-21.

[5] 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(12): 223-226.
LIU C Q, XU H X, CHAI B B, et al. Analysis on Torsional Vibration Responses of Transmission for Electric Vehicles[J]. Machinery Design & Manufacture, 2018(12): 223-226.

[6] 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.
SONG T T. Research and Optimization of Torsional Vibration Model of Automotive Powertrain[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2017.

[7] 段晓雅, 于蓬, 章桐, 等. 基于μ方法的电动车传动系统扭振鲁棒控制[J]. 机械传动, 2017, 41(2): 1-5.
DUAN X Y, YU P, ZHANG T, et al. Robust Control of Electric Vehicle Powertrain Torsional Vibration Based on μ-Method[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2017, 41(2): 1-5.

[8] 陈长征, 王悦, 王刚, 等. 考虑网络时变时延的纯电动车传动系统扭振控制研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36(24): 70-76+84.
CHEN C Z, WANG Y, WANG G, et al. Torsional Vibration Control for a Pure Electric Vehicle Powertrain System with Network-Induced Time-Varying Delays[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2017, 36(24): 70-76+84.

[9] HU J J, PENG T, JIA M X, et al. Study on Electromechanical Coupling Characteristics of an Integrated Electric Drive System for Electric Vehicle[J]. IEEE Access, 2019, 7: 166493-166508.

[10] SUN Z C, HU J J, GUO Q. Torsional Vibration Analysis and Suppression for Integrated Electric Drive System Considering Nonlinear Excitations[J]. Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, 2025, 145.

[11] 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.
YU P, ZHANG T, SUN L, et al. Powertrain Torsional Vibration of a Central-Driven Pure EV[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(10): 121-127.

[12] HU J J, GUO Q, SUN Z C, et al. Study on Low-Frequency Torsional Vibration Suppression of Integrated Electric Drive System Considering Nonlinear Factors[J]. Energy, 2023, 284.

[13] SUN Z C, HU J J, XIN Y T, et al. Active Torsional Vibration Suppression for Integrated Electric Drive System Considering Nonlinear Factors[J]. Nonlinear Dynamics, 2024, 112(19): 17107-17127.

[14] LIU C Z, QIN D T, LIAO Y H, et al. Dynamic Characteristics of the Herringbone Planetary Gear Set during the Variable Speed Process[J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(24): 6498-6515.

（责任编辑　瑞　秋）
修改稿收到日期为2026年3月24日。