

启动工况下双质量飞轮瞬态振动特性*

陈 龙^{1,2,3}, 史文库², 陈志勇², 陶 磊¹

(1. 太原理工大学机械与运载工程学院 太原, 030024) (2. 吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室 长春, 130025)
(3. 中国煤炭科工集团太原研究院有限公司 太原, 030006)

摘要 针对双质量飞轮扭转减振器在启动工况下的瞬态振动特性进行研究。首先,建立启动工况传动系三自由度非线性仿真模型和启动工况仿真控制模型;其次,为提升模型仿真精度,模型分别考虑了发动机启动反拖过程压缩空气阻力矩、点火燃烧过程转矩波动、摩擦阻力矩以及双质量飞轮单元非线性扭转特性和变速箱输入轴齿轮搅油阻力矩,并通过实车试验验证了仿真模型的准确性;然后,针对双质量飞轮性能参数、启动电机和节气门开度等因素,开展启动工况下的瞬态振动特性仿真分析,明确各参数对启动工况瞬态振动的影响规律;最后,实车试验表明模型误差小于 10%,说明笔者针对启动工况下的仿真建模方法正确有效;仿真结果表明,双质量飞轮扭转刚度和启动电机扭矩幅值对汽车启动工况下的瞬态扭转振动影响最大。本研究结论对解决相关工程问题有较好的借鉴意义。

关键词 启动工况;单元建模;准瞬态发动机模型;双质量飞轮;瞬态振动

中图分类号 TH113.1

引 言

汽车传动系是一个复杂的多自由度非线性系统,由于发动机输出扭矩的不平稳,传动系产生一系列的振动噪声问题,影响车辆噪声、振动和舒适性(noise vibration harshness,简称 NVH)性能^[1],因此针对车辆传动系精确建模、性能仿真及减振方法研究尤为重要。无论是传统内燃机汽车还是混合动力汽车,发动机启动过程瞬态扭转振动现象明显。汽车生产厂家为了降低发动机燃油消耗而采取的一系列技术手段(例如:轻量化、缸内增压以及发动机启停等技术),加剧了传动系扭矩波动,且发动机在启动工况下,瞬时启动频率会通过传动系某阶固有频率,诱发共振并产生大幅度振动,引起人体不适。因此,对启动工况下传动系瞬态振动的研究非常有意义^[2-3]。

发动机启停工况下动力总成会产生抖动,同时扭矩波动会引发车辆传动系 NVH 问题^[4]。文献[5]针对发动机启动瞬态振动问题,采用希尔伯特黄变换提取瞬态振动包络线,对离合器扭转减振器的瞬态振动进行分析,但没有研究启动电机与启动过程节气门开度对瞬态振动的影响。文献[6]通过建立全开油门(wide open throttle,简称 WOT)工况下整

车传动系模型,研究了离合器扭转减振器和双质量飞轮结构参数对变速器敲齿的影响。文献[7]研究了怠速工况下不同减振器的减振性能差异。文献[8]采用仿真分析的手段,研究了装有双质量飞轮扭转减振器的双离合变速器怠速工况齿轮敲击的问题。文献[9-10]研究了装有锥形弹簧的离合器减振器和离心摆式减振器在车辆传动系中的扭转减振性能。结果表明,在匀加速工况下减振性能都优于传统离合器扭转减振器。目前,针对双质量飞轮扭转减振器在启动工况下的瞬态扭振问题研究较少,且在研究传动系扭振问题时,对发动机动态扭矩建模时没有考虑发动机反拖时气缸活塞在压缩空气时所产生的阻力矩引起的传动系扭矩波动,导致模型精度存在一定误差。

笔者针对安装有双质量飞轮传动系在启动工况下的瞬态振动进行研究。首先,建立汽车启动工况传动系 3 自由度(3 degree of freedom,简称 3DOF)非线性动力学模型以及启动工况仿真控制模型;其次,基于单元思想,分别建立发动机、双质量飞轮、变速箱输入轴;然后,利用实车试验验证了启动工况仿真模型的准确性;最后,根据所建模型对启动工况下传动系瞬态振动的主要影响因素进行了仿真分析。

* 国家重点研发计划资助项目(2020YFB1314001);山西省重点研发计划资助项目(2022ZDYF019);汽车仿真与控制国家重点实验室开放基金资助项目(20210218);煤矿采掘机械装备国家工程实验室开放课题资助项目(GCZX-2023-02);山西省基础研究计划(自由探索类)资助项目(20210302124119);太原理工大学 2022 年校青年基金资助项目(2022QN004)

收稿日期:2022-03-31;修回日期:2022-05-17

1 启动工况仿真控制模型建立

1.1 动力学仿真模型

分析实际启动工况下传动系工作特点,启动过程离合器始终保持接合、变速箱输出轴在内的下游传动系统部件与变速器不耦合,因此启动工况传动系建模时,不考虑离合器性能和变速箱输出轴及其下游部件,简化得到的启动工况3自由度传动系模型如图1所示。

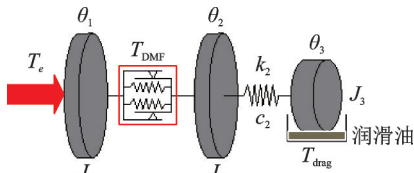


图1 3自由度传动系模型

Fig.1 3DOF driveline model

图1中: J_1 为双质量飞轮第1质量转动惯量; J_2 为双质量飞轮第2质量转动惯量; J_3 为离合器、变速箱输入轴及齿轮总的转动惯量; $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ 分别为双质量飞轮第1质量、第2质量、变速箱输入轴角位移; T_e 为发动机输出扭矩; T_{DMF} 为双质量飞轮传递的扭矩; k_2, c_2 为变速器输入轴扭转刚度和阻尼; T_{drag} 为变速器输入轴齿轮转动过程受到的阻力矩。

根据图1建立的3自由度动力学模型数学方程为

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\theta}_1 - T_{DMF}(\theta_1, \dot{\theta}_1, \theta_2, \dot{\theta}_2) = T_e + T_M \\ J_2 \ddot{\theta}_2 + k_2(\theta_2 - \theta_3) + c_2(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) = T_{DMF}(\theta_1, \dot{\theta}_1, \theta_2, \dot{\theta}_2) \\ J_3 \ddot{\theta}_3 + F_g r_a - k_2(\theta_2 - \theta_3) - c_2(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) = T_{drag} \end{cases} \quad (1)$$

其中: T_M 为启动电机输出力矩。

分析传动系模型及动力学方程可知3自由度传动系模型可分为3部分:①发动机输出扭矩模型;②非线性双质量扭转减振器模型;③变速箱搅油阻尼计算模型。

1.2 启动控制模型

笔者简化后设计的启动工况电机与节气门控制流程为:启动电机,输出扭矩 T_M 驱动发动机转动,这里取 $30 \text{ N}\cdot\text{m}$,持续时间为 0.2 s ;第 0.2 s 时刻,发动机开始喷油点火,此时节气门开度由 0 增大到 0.9 ,同时启动电机停止输出扭矩,发动机完成启动。启动过程电机扭矩与节气门开度变化曲线如图2所示。

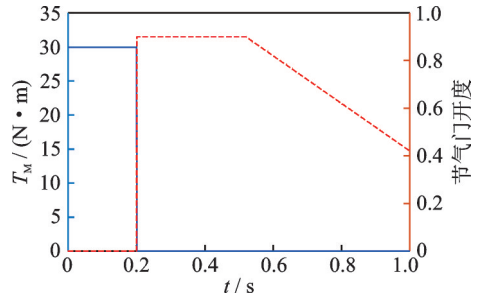


图2 启动过程电机扭矩与节气门开度曲线

Fig.2 Motor torque and throttle opening during startup

2 传动系单元计算模型

2.1 发动机模型

2.1.1 发动机单缸扭矩模型

发动机曲柄连杆机构是由活塞、连杆和曲轴等部件组成。发动机曲柄连杆机构运行关系^[11]如图3所示。图中: α 为曲轴转角; β 为连杆摆动角度; r 为曲柄半径; L 为连杆长度; m_p 为活塞组件及连杆部分长度的等效质量; P_{gas} 为缸内压力。

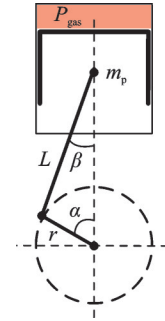


图3 曲柄连杆机构运行关系^[11]

Fig.3 Operation relation of crank connecting rod mechanism^[11]

由图3得到曲轴转角与活塞位移的关系为

$$x_p = r + r \cos \alpha + L - L \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \quad (2)$$

其中: $\lambda = r/L$ 。

设曲轴角速度为 ω ,则

$$\alpha = \omega t \quad (3)$$

发动机气体作用力存在以下2种状态。

1) 发动机在运行状态时,燃油缸内燃烧产生的气体力为

$$F_{gi}^+ = (P_{gas}^+(\alpha) - P_0) \frac{\pi D^2}{4} \quad (4)$$

其中: F_{gi}^+ 为第 i 个气缸产生的燃烧气体作用力; P_{gas}^+ 为第 i 个气缸内燃烧气体产生的缸内压力。

发动机怠速工况实测缸压曲线如图4所示。

2) 发动机在停机反拖状态时,气缸内不喷燃油,缸内不存在燃油燃烧做功的过程,但由于进排气门仍然按照正常的气门时序工作,即发动机进、排气

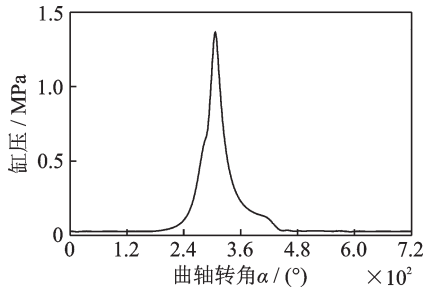


图4 怠速工况实测缸压曲线

Fig.4 Engine cylinder pressure during idle condition

过程仍然存在,此时发动机压缩空气做功,产生的空气作用力阻碍发动机运转,从而产生反拖阻力矩^[12]。

$$F_{gi}^- = (P_{gas}^-(\alpha) - P_0) \frac{\pi D^2}{4} \quad (5)$$

$$P_{gas}^-(\alpha) = \left(\frac{V_a}{V(\alpha)}\right)^k P_0 \quad (6)$$

$$V(\alpha) = V_c - \frac{\pi D^2}{4} x_p \quad (7)$$

其中: F_{gi}^- 为第*i*个气缸产生的空气作用力; P_{gas}^- 为第*i*个气缸内压缩空气产生的缸内压力; P_0 为大气压力; V_a 为气缸总容积; k 为绝热系数; V_c 为燃烧室容积。

发动机反拖压缩空气时缸内压力如图5所示。发动机气体作用力在曲轴产生的扭矩计算公式为

$$T_{pi} = K(\alpha) F_{gi} r \quad (8)$$

其中: $K(\alpha)$ 为转换系数; F_{gi} 为气体作用力。

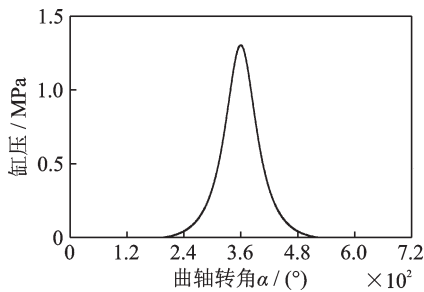


图5 发动机反拖压缩空气时缸内压力

Fig.5 Engine drag compressed air cylinder pressure

$$K(\alpha) = \sin \alpha + \frac{\lambda \sin 2\alpha}{2\sqrt{1 - (\lambda \sin \alpha)^2}} \quad (9)$$

$$F_{gi} = \begin{cases} F_{gi}^+ & (\text{发动机运行工况}) \\ F_{gi}^- & (\text{发动机反拖工况}) \end{cases} \quad (10)$$

发动机惯性力矩主要由活塞往复运动的惯性力引起,根据牛顿第二定律,可得活塞运动方程为

$$F_{pi} + \text{sign}(\sin \alpha) mg = m_p \ddot{x}_p \quad (11)$$

其中: F_{pi} 为第*i*个气缸产生的往复惯性力。

发动机往复惯性力在曲轴产生的扭矩计算公式为

$$T_{pi} = K(\alpha) F_{pi} r \quad (12)$$

其中: T_{pi} 为第*i*个气缸产生的惯性力矩。

2.1.2 发动机单缸摩擦模型

发动机摩擦力矩为多个系统结构的摩擦力矩,分别为活塞环黏性摩擦力矩 T_{f1} 、活塞环混合摩擦力矩 T_{f2} 、活塞裙部摩擦力矩 T_{f3} 、气门组摩擦力矩 T_{f4} 、附件摩擦力矩 T_{f5} 和主轴承摩擦力矩 T_{f6} ,各部分计算见文献[13]。发动机单缸总摩擦力矩为

$$T_{Fi} = \sum_{j=1}^6 T_{fj} \quad (13)$$

2.1.3 四缸汽油发动机模型

根据四缸发动机相位角关系,由发动机单缸扭矩得到发动机四缸总的输出扭矩为

$$T_{engine} = \sum_{i=1}^4 (T_{pi} + \text{sign}(\kappa) T_{gi} - T_{Fi}) \quad (14)$$

其中: κ 为发动机状态变量($\kappa = -1$ 时,发动机为熄火状态; $\kappa = 1$ 时,发动机为运行状态)。

2.2 扭转减振器模型

笔者采用单级刚度双质量飞轮扭转减振器^[14],其扭转特性模型为

$$T_{DMF} = k\theta + \frac{k}{2} [(\theta - \theta_0) \tanh(\beta(\theta - \theta_0)) - (\theta + \theta_0) \tanh(\beta(\theta + \theta_0))] + M_0 \text{sign}(\dot{\theta}) \quad (15)$$

$$\text{sign}(\dot{\theta}) = \tanh(\beta\dot{\theta}) \quad (16)$$

其中: β 为反正切平滑拟合系数,取100。

双质量飞轮扭转减振器特性曲线如图6所示。模型计算结果与试验曲线基本一致,说明模型精度满足仿真需求。

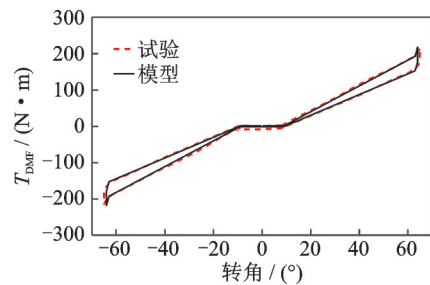


图6 双质量飞轮扭转减振器特性曲线

Fig.6 Characteristic curve of DMF

2.3 齿轮搅油计算模型

非承载自由旋转齿轮受到润滑油产生的搅油阻力矩计算公式^[15]为

$$T_{drag} = 0.5\rho\omega_1^2 S_m R_p^3 C_m \quad (17)$$

其中: ρ 为润滑油密度; ω_1 和 S_m 分别为齿轮转速和浸

油表面积; C_m 为搅油阻力矩系数。

笔者建立了启动工况下传动系扭转振动仿真模型, 仿真模型参数如表1所示。

表1 仿真模型参数
Tab.1 Model parameters

| 参数 | 数值 |
|---|-------|
| 活塞组件及连杆部分长度的等效质量 m_p/kg | 0.437 |
| 曲柄半径 r/mm | 41 |
| 连杆长度 L/mm | 133.5 |
| 活塞直径 D/mm | 78.5 |
| 第1质量转动惯量 $J_1/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$ | 0.11 |
| 第2质量转动惯量 $J_2/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$ | 0.036 |
| 双质量飞轮扭转刚度 $k/((\text{N}\cdot\text{m})\cdot(^{\circ})^{-1})$ | 3.2 |

3 模型试验验证

为了验证笔者建立的启动工况仿真模型的准确性, 进行实车试验验证。试验车辆采用某型前置前驱轿车, 分别采集启动工况下双质量飞轮第1质量和第2质量的转速信号。

仿真与试验可得传动系启动过程中双质量飞轮第1质量与第2质量相对转速 ($\Delta\theta_{12} = \theta_1 - \theta_2$), 计算得到 $\Delta\theta_{12}$ 的时频图。图7为双质量飞轮相对角速度波动对比。由图7可知, 3DOF非线性模型仿真结果与试验结果一致性较好, 利用小波分解方法计算得到 $\Delta\theta_{12}$ 的时频图。

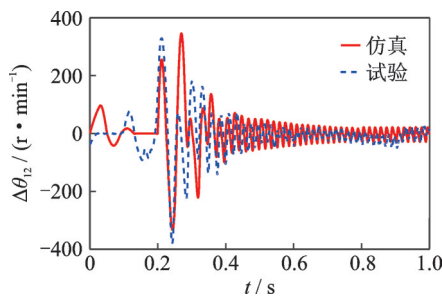


图7 双质量飞轮相对角速度波动对比

Fig.7 DMF relative angular velocity fluctuation comparison

试验结果与仿真结果如图8,9所示。可知, 仿真与试验结果都在10 Hz附近出现共振带, 这是由于双质量飞轮发生共振引起, 同时看到发动机2,4阶振动。为了量化模型准确性, 分别计算 $\Delta\theta_{12}$ 的最大值 $\Delta\theta_{12\text{max}}$ 、最小值 $\Delta\theta_{12\text{min}}$ 、峰峰值 $\Delta\theta_{12\text{pp}}$ 以及启动共振发生时间点 t_s 。仿真与试验结果误差如表2所示。对比仿真与试验结果发现, 误差小于10%, 模型精度满足要求。

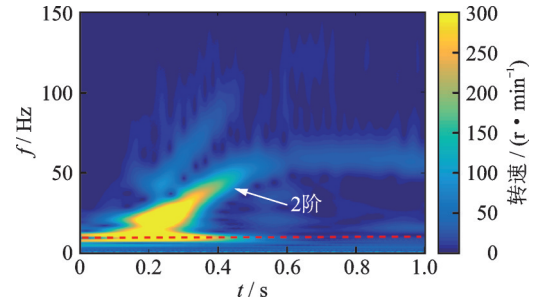


图8 试验结果

Fig.8 The test results

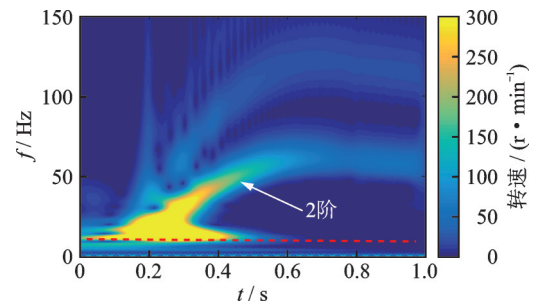


图9 仿真结果

Fig.9 The simulation results

表2 仿真与试验结果误差

Tab.2 Simulation and test results error

| 参数 | 仿真 | 试验 | 误差/% |
|--|--------|--------|------|
| $\Delta\theta_{12\text{max}}/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$ | 341.8 | 329.8 | 3.6 |
| $\Delta\theta_{12\text{min}}(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$ | -342.8 | -374.8 | 8.4 |
| $\Delta\theta_{12\text{pp}}(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$ | 684.6 | 704.6 | 2.8 |
| t_s/s | 0.21 | 0.21 | 0 |

4 瞬态振动影响因素

笔者定义2个评价指标: 启动过程双质量飞轮相对角速度峰峰值 $\Delta\theta_{12\text{pp}}$ ^[5] 和双质量飞轮角加速度衰减率 η 来表征性能好坏, 计算公式为

$$\begin{cases} \Delta\theta_{12\text{pp}} = \Delta\theta_{12\text{max}} - \Delta\theta_{12\text{min}} \\ \eta = \frac{\ddot{\theta}_{1\text{max}} - \ddot{\theta}_{2\text{max}}}{\ddot{\theta}_{1\text{max}}} \times 100\% \end{cases}$$

$\Delta\theta_{12\text{pp}}$ 越小, 表明启动过程传动系共振峰值小。 η 越大, 表明角加速度衰减幅度越大, 传递到变速箱齿轮的角加速度值越小, 发生变速箱敲齿异响的可能性越小。

4.1 双质量飞轮性能参数

双质量飞轮性能参数主要有双质量飞轮扭转刚度 k 、空行程 θ_0 和基础摩擦阻力矩 M_0 。表3为参数取值范围。

利用3DOF非线性传动系模型分别对双质量飞轮性能参数进行仿真分析, 各参数对传动系启动工

表3 参数取值范围

Tab.3 Parameter value range

| 参数 | $k/((N \cdot m) \cdot (^{\circ})^{-1})$ | $\theta_0/(^{\circ})$ | $M_0/(N \cdot m)$ |
|------|---|-----------------------|-------------------|
| 基准值 | 3.2 | 9 | 1 |
| 变化范围 | 1.6~4.8 | 0~10 | 0~10 |

况瞬态振动的影响曲线如图10~12所示, $\Delta\theta_{12pp}$ 和 η 分别为 346.7 r/min 和 50.47%。图10为扭转刚度 k 对瞬态振动的影响曲线。由图可知:随着 k 的增大, 相对角速度峰峰值 $\Delta\theta_{12pp}$ 也增大; 角加速度衰减率 η 呈现先增大后减小的趋势, 在 $k=2.2(N \cdot m)/(^{\circ})$ 时取得最大值。

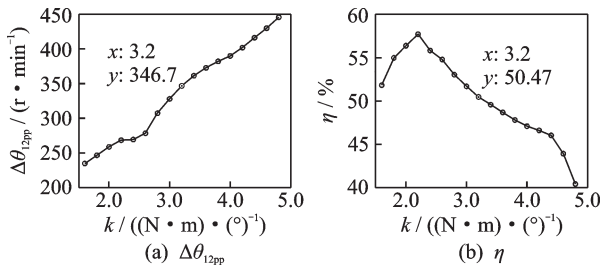


图10 扭转刚度 k 对瞬态振动的影响曲线

Fig.10 Effect of torsional stiffness k on transient vibration

图11为空行程 θ_0 对瞬态振动的影响曲线。由图可知:随着 θ_0 的增大, 相对角速度峰峰值 $\Delta\theta_{12pp}$ 先减小后增大, 且在 $\theta_0=4^{\circ}$ 时取得最小值; 角加速度衰减率 η 呈现缓慢增大的趋势, 但总体变化不大, θ_0 对 η 的影响不大。

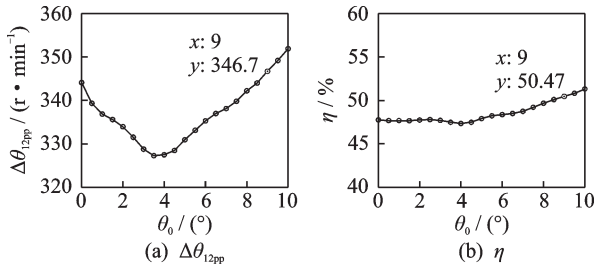


图11 空行程 θ_0 对瞬态振动的影响曲线

Fig.11 Influence of free angle θ_0 on transient vibration

图12为基础摩擦阻力矩 M_0 对瞬态振动的影响曲线。由图可知:随着 M_0 的增大, 相对角速度峰峰值

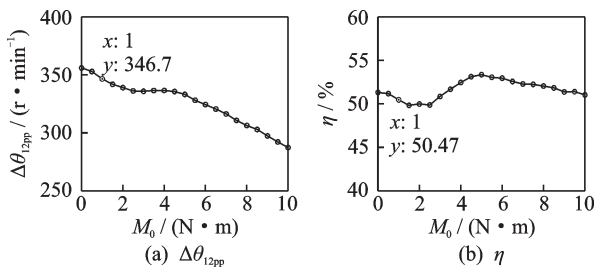


图12 基础摩擦阻力矩 M_0 对瞬态振动的影响曲线

Fig.12 Influence of damper M_0 on transient vibration

值 $\Delta\theta_{12pp}$ 总体呈现减小的趋势; 角加速度衰减率 η 则上下波动, 在 $M_0=5 N \cdot m$ 处, η 存在最大值。

4.2 启动电机和节气门开度

启动电机输出扭矩 T_M 和节气门开度 θ_{pedal} 基准值分别为 $30 N \cdot m$ 和 0.9 ; 为了保证启动过程能够正常启动, 选取变化范围分别为 $25 \sim 35 N \cdot m$ 和 $0.4 \sim 1$ 。

笔者分别对启动扭矩 T_M 和节气门开度 θ_{pedal} 不同取值情况下的瞬态振动响应进行仿真计算。图13为电机启动扭矩 T_M 对瞬态振动的影响。由图可知:随着 T_M 的增大, 相对角速度峰峰值 $\Delta\theta_{12pp}$ 先减小后增大, 在 $T_M=29 N \cdot m$ 处取得最小值; 角加速度衰减率 η 则呈现先增大后减小的趋势, 在 $T_M=29 N \cdot m$ 处取得最大值。

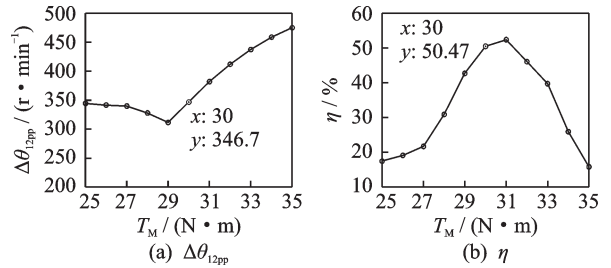


图13 启动扭矩 T_M 对瞬态振动的影响

Fig.13 Influence of starting torque T_M on transient vibration

图14为节气门开度 θ_{pedal} 对瞬态振动的影响。由图可知:随着 θ_{pedal} 的增大, 相对角速度峰峰值 $\Delta\theta_{12pp}$ 也增大; 角加速度衰减率 η 则呈现先减小后增加的趋势, 在 $\theta_{pedal}=0.5$ 处取最小值。

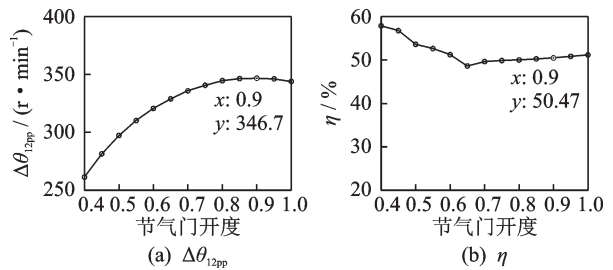


图14 节气门开度对瞬态振动的影响

Fig.14 Influence of throttle opening on transient vibration

综上所述, 双质量飞轮性能参数对启动过程瞬态振动影响程度由大到小分别为 $k > M_0 > \theta_0$, 电机启动扭矩 T_M 对启动过程瞬态振动影响程度大于节气门开度 θ_{pedal} 。

5 结论

1) 考虑发动机动态扭矩波动、双质量飞轮扭转非线性、变速箱输入轴齿轮拖拽阻尼力矩等因素, 建立了汽车启动工况传动系三自由度非线性模型, 并对模

型进行实车试验验证。仿真与试验对比结果表明,所建模型准确,误差小于10%,满足工程应用需求。

2) 以双质量飞轮相对角速度峰峰值 $\Delta\theta_{12pp}$ 和角加速度衰减率 η 作为启动工况下瞬态振动评价指标,研究了双质量飞轮性能参数、启动电机输出扭矩 T_M 和节气门开度对传动系瞬态振动的影响规律。结果表明,双质量飞轮性能参数对启动过程瞬态振动影响大小排序为 $k>M_0>\theta_0$,电机启动扭矩 T_M 影响程度大于节气门开度。

参 考 文 献

- [1] LI L P, LU Z J, LIU X L, et al. Modeling and analysis of friction clutch at a driveline for suppressing car starting judder [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2018, 424: 335-351.
- [2] LI L, SINGH R. Analysis of transient amplification for a torsional system passing through resonance [J]. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2015, 229(13): 2341-2354.
- [3] 王博, 张振东, 于海生, 等. 发动机起动引起的混合动力汽车振动分析与控制[J]. *汽车工程*, 2019, 41(2): 184-190, 205.
WANG Bo, ZHANG Zhendong, YU Haisheng, et al. Analysis and control on vibration resulted from engine start of hybrid electric vehicle[J]. *Automotive Engineering*, 2019, 41(2): 184-190, 205. (in Chinese)
- [4] 邓召学, 杨青桦, 蔡强, 等. 应用于汽车动力总成启停工况的磁流变悬置设计与试验[J]. *上海交通大学学报*, 2021, 55(1): 56-66.
DENG Zhaoxue, YANG Qinghua, CAI Qiang, et al. Design and test of a magneto-rheological mount applied to start/stop mode of vehicle powertrains[J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 2021, 55(1): 56-66. (in Chinese)
- [5] LI L H, SINGH R. Analysis of start-up transient for a powertrain system with a nonlinear clutch damper [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2015 (62/63): 460-479.
- [6] 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.
- [7] 陈龙, 史文库, 陈志勇. 基于单元建模法的怠速工况传动系建模及多种扭转减振器性能对比[J]. *中南大学学报(自然科学版)*, 2020, 51(3): 842-852.
CHEN Long, SHI Wenku, CHEN Zhiyong. Modeling of idle speed transmission based on unit modeling method and performance comparison of various torsional dampers [J]. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 2020, 51(3): 842-852. (in Chinese)
- [8] 张逸, 吴光强. 双质量飞轮怠速敲击的能量影响因素分析与验证[J]. *同济大学学报(自然科学版)*, 2021, 49(8): 1170-1176.
ZHANG Yi, WU Guangqiang. Analysis and verification of energy influencing factors of dual mass flywheel idle rattle [J]. *Journal of Tongji University (Natural Science)*, 2021, 49(8): 1170-1176. (in Chinese)
- [9] PORTO E H, IDEHARA S J. Evaluation of torsional vibration with a novel clutch damper for the nonstationary drive condition [J]. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*, 2023, 11(2): 403-414.
- [10] GOMEZ E R, SJÖSTRAND J, KARI L, et al. Torsional vibrations in heavy-truck powertrains with flywheel attached centrifugal pendulum vibration absorbers [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2022, 167: 104547.
- [11] IPCI D, KARABULUT H. Thermodynamic and dynamic modeling of a single cylinder four stroke diesel engine [J]. *Applied Mathematical Modelling*, 2016, 40(5/6): 3925-3937.
- [12] 边浩然, 徐正飞, 曾繁琦, 等. 基于ISG的军用混合动力车辆发动机启动性能仿真[J]. *军事交通学院学报*, 2017, 19(9): 30-34, 39.
BIAN Haoran, XU Zhengfei, ZENG Fanqi, et al. Start-up performance simulation of military hybrid vehicle engine based on ISG [J]. *Journal of Academy of Military Transportation*, 2017, 19(9): 30-34, 39. (in Chinese)
- [13] ZWEIRI Y H, WHIDBORNE J F, SENEVIRATNE L D. Dynamic simulation of a single-cylinder diesel engine including dynamometer modelling and friction [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 1999, 213(4): 391-402.
- [14] 史文库, 陈龙, 张贵辉, 等. 多级刚度双质量飞轮扭转特性建模与试验验证[J]. *吉林大学学报(工学版)*, 2020, 50(1): 44-52.
SHI Wenku, CHEN Long, ZHANG Guihui, et al. Modeling and tests for torsional characteristics of multi-stage stiffness dual mass flywheel torsional dampers [J]. *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)*, 2020, 50(1): 44-52. (in Chinese)
- [15] TANGASAWI O, THEODOSSIADES S, RAHNE-JAT H. Lightly loaded lubricated impacts: idle gear rattle [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2007, 308(3/5): 418-430.



第一作者简介:陈龙,男,1990年12月生,博士、讲师。主要研究方向为车辆系统动力学与控制。

E-mail: cl8450@163.com