

并联混合动力城市客车 AMT 换挡控制策略

陈泳丹^{1,2}, 席军强¹, 陈慧岩¹

(1. 北京理工大学 机械与车辆学院, 100081 北京; 2. 中国北方车辆研究所 车辆传动国家重点实验室, 100072 北京)

摘要: 为了实现混合动力城市客车快速换挡, 减少动力中断时间, 基于质量-弹簧-阻尼模型对并联混合动力传动系统进行动力学建模. 提出利用线性二次高斯和回路传输恢复(LQG/LTR)方法设计换挡控制器, 对换挡阶段转速振荡进行主动抑制; 设计基于模型预测控制(MPC)理论的电机转矩调节器以最小化主动同步时发动机转矩脉动, 实现快速同步, 并适应混合动力多运行模式带来的离合器状态的不确定性. 对上述混合动力 AMT 换挡过程控制策略分别进行仿真和实车平台验证, 试验结果表明: 该策略能够将换挡时间控制在 1 s 内, 且冲击度处于合理范围内. 应用上述换挡控制策略有助于提高城市客车的舒适性, 推进混合动力城市客车 AMT 系统的产业化.

关键词: 并联混合动力城市客车; 自动机械变速器; 换挡策略; 线性二次高斯和回路传输恢复; 模型预测控制
中图分类号: U469.7 **文献标志码:** A **文章编号:** 0367-6234(2013)05-0056-08

AMT gear shift control strategy for parallel hybrid electric urban buses

CHEN Yongdan^{1,2}, XI Junqiang¹, CHEN Huiyan¹

(1. School of Mechanical and Vehicle, Beijing Institute of Technology, 100081 Beijing, China;

2. The State Key Laboratory of the Vehicle Transmission, China North Vehicle Research Institute, 100072 Beijing, China)

Abstract: To reduce the time of torque gap during gear shift and realize the quick gear shift for hybrid electric urban bus, based on the mass-spring-damping model, the kinematics models of parallel hybrid transmission system are established. To damp driveline oscillation when picking gear neutral, a controller is designed by LQG/LTR theory. And to minimize engine torque pulsation and satisfy the uncertainty of clutch states in variety of hybrid operate mode, an electric machine torque regulator is also designed based on MPC realizing quick synchronization. The above hybrid AMT gear shift control strategies are verified by simulation and road test, and the results show that the gear shift time is limited to 1 second and the jerk is also kept within a reasonable range. The comfort of urban bus is enhanced and the industrialization process of hybrid electric urban bus AMT system is promoted by applying the above gear shift control strategy.

Key words: parallel hybrid electric urban bus; automated manual transmission; gear shift strategy; LQG/LTR; MPC

目前, 研究人员针对不同混合动力系统运行模式分别设计不同的换挡过程控制策略^[1-3], 或者笼统地认为任何运行模式下换挡控制都要分离离合器^[4-5]. 上海交通大学古艳春^[6]则认为在并

联型混合动力汽车中, 换挡过程不对离合器进行操纵将会延长换挡时间, 并造成同步器损害. 福特公司的 S. R. Cikanek 等^[7]也持有类似观点. M. Montazeri - Gh^[8]运用遗传算法作为分离离合器换挡过程优化控制算法. 杜海若等^[9]提出在离合器不分离情况下顺利换挡的关键在于使当前啮合齿轮轮周具有相同的线速度并达到无载状态, 也就是相同的线速度和线加速度. 吉林大学欧阳瑞璟^[10]运用模糊 PID 在主动同步阶段进行电机调速, 完成并联混合动力汽车 AMT 无离合器操作

收稿日期: 2012-02-20.

基金项目: 国家高技术研究发展计划资助项目(2011AA11A252).

作者简介: 陈泳丹(1984—), 男, 博士研究生;

席军强(1972—), 男, 副教授, 博士生导师.

通信作者: 席军强, xjq@263.com.

换挡控制策略仿真研究, M. Pettersson 等^[11]在重型卡车上利用发动机控制也实现无离合分离的换挡控制。

电机前置式并轴混合动力系统运行模式多样性决定了离合器状态的不确定性^[12], 混合动力模式切换控制器将根据驾驶员意图和车辆当前状态会将离合器位置控制在分离、结合或滑磨等任何可能的状态, 此时采用传统的分离离合器换挡操纵, 将不可避免影响整车性能。而运用无离合器操纵换挡策略, 变速器输入轴的当量旋转惯量和发动机摩擦转矩等无法预估, 极易出现模型失配的情况。此外, 由于混合动力城市客车传动系统输出端的转动当量惯量大, 驱动轴中积聚的弹性势能, 极易导致摘挡时传动系统转矩大幅度振荡, 造成驱动轴的过度磨损并影响乘坐舒适性。上述混合动力 AMT 研究成果主要集中在分离离合器换挡, 无离合器分离换挡停留在仿真阶段, 与实际应用相距较远。

本文基于质量-弹簧-阻尼模型对混合动力传动系统进行建模, 并将换挡过程分为 3 个主要控制阶段, 各阶段分别应用不同的策略, 实现无离合器操纵的主动同步换挡控制, 本文重点对摘挡阶段和主动同步阶段进行讨论。

1 混合动力传动系统建模

图 1 为本文采用的混合动力系统布置示意图。电控柴油机与永磁同步电机通过电控自动离合器相连, 发动机与电机输出功率通过自动机械变速器驱动后桥, 属于单轴并联式混合动力系统。

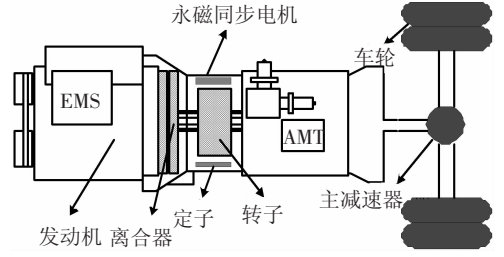


图 1 混合动力系统布置示意图

简化后的混合动力传动系统总成各元件运动状态及受力情况见图 2, 部分元件使用质量-弹簧-阻尼模型进行建模。

图 2 中第一部分集成式旋转惯量 $J_{ice,cl}$ 由发动机曲轴、飞轮和离合器压盘等组成, 该部分旋转元件刚度较大, 可认为是刚体。 T_{ice} 、 $T_{fric,e}$ 分别为发动机输出转矩和摩擦转矩, $N \cdot m$; T_{rs} 为电机转子轴负载转矩, $N \cdot m$; φ_{cs} 为发动机曲轴转动角度, rad 。第二部分旋转惯量 J_{elm} 和 J_{is} 由电机转子轴和变速器输入轴及中间轴组成, 电机转子与输入轴花键联接, 忽略键间空隙。 T_{elm} 、 $T_{fric,elm}$ 分别为电机输出转矩和所受摩擦转矩, $N \cdot m$; T_{is} 为变速器输入轴驱动转矩, $N \cdot m$; φ_{elm} 为电机转子轴转动角度, rad 。假设离合器完全接合后摩擦片和压盘间没有相对滑动, 第一部分和第二部分可认为是一个整体。第三部分旋转惯量由 J_{os} 、 J_f 和 J_w 构成, 分别代表变速器输出轴、主减速器及车轮和整车质量旋转惯量, 其中传动轴与驱动轮由驱动轴联接, 忽略其转动惯量, 并令驱动轴的阻尼和弹性系数分别为 k 和 b , T_w 为车轮所受阻力矩, $N \cdot m$; φ_t 为变速器输出轴转动角度, rad ; φ_w 为车轮转动角度, rad ; T_d 为驱动轴上传递转矩, $N \cdot m$ 。

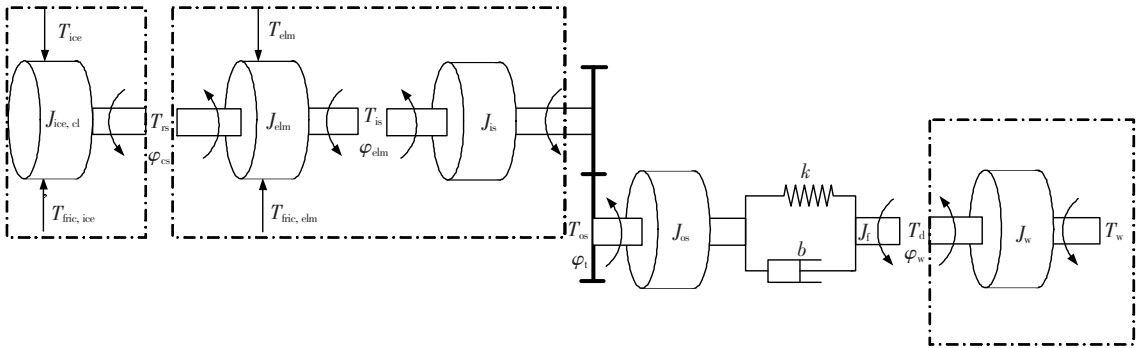


图 2 混合动力传动系统各元件动力学简图

1.1 变速器在挡时动力学模型

根据图 2, 变速器在挡动力学模型方程, 如下:

$$J_{ice,cl} \ddot{\varphi}_{cs} = T_{ice} - T_{fric,e} - T_{rs}, \quad (1)$$

$$(J_{elm} + J_{is}) \ddot{\varphi}_{rs} = T_{elm} + T_{rs} - T_{fric,elm} - T_{is}, \quad (2)$$

$$\ddot{\varphi}_{rs} = \ddot{\varphi}_{cs}, \quad (3)$$

$$J_{os} \ddot{\varphi}_t = T_{os} - d_t \dot{\varphi}_t - T_f, \quad (4)$$

$$\dot{\varphi}_{cs} = \dot{\varphi}_t i_t, \quad (5)$$

$$J_t \ddot{\varphi}_f = T_f i_f - d_f \dot{\varphi}_f - T_d, \quad (6)$$

$$\dot{\varphi}_t = \dot{\varphi}_f i_t, \quad (7)$$

$$T_d = k(\varphi_f - \varphi_w) + b(\dot{\varphi}_f - \dot{\varphi}_w), \quad (8)$$

$$(J_w + m_{vel} \cdot r_w^2) \ddot{\varphi}_w = T_d - T_w, \quad (9)$$

$$T_w = T_{w0} + k_v \dot{\varphi}_w. \quad (10)$$

式中: i_l 为变速器传动比; d_l 为变速器搅油等效阻尼系数, $N \cdot ms/rad$; T_{os} 为变速器输出转矩, $N \cdot m$; i_f 为主减速比; T_f 为主减速器输入转矩, $N \cdot m$; d_f 为主减速器搅油等效阻尼系数, $N \cdot ms/rad$; φ_f 为主减速器输出转动角度, rad ; r_w 为驱动轮有效作用半径, m ; 由于混合动力城市客车运行车速较低, 忽略车速二次项阻力, 驱动轮处阻力近似线性; T_{w0} 、 k_v 为线性拟合系数, 其值随挡位的不同而变化。

将式(1)~(10)整理后, 传动系统模型可描述如下:

$$\begin{aligned} (J_{ice,cl} + J_{elm} + J_{is} + J_{os}/i_l^2 + J_f/i_f^2) \ddot{\varphi}_{cs} = & T_{ice} + T_{elm} - T_{fric,e} - T_{fric,elm} - (d_l/i_l^2 + \\ & d_f/i_f^2) \dot{\varphi}_{cs} - k(\varphi_{cs}/i_l i_f - \varphi_w)/i_l i_f - \\ & b(\dot{\varphi}_{cs}/i_l i_f - \dot{\varphi}_w)/i_l i_f, \\ (J_w + m_{vel} \cdot r_w^2) \ddot{\varphi}_w = & k(\varphi_{cs}/i_l i_f - \varphi_w) + \\ & b(\dot{\varphi}_{cs}/i_l i_f - \dot{\varphi}_w) - T_{w0} - k_v \dot{\varphi}_w. \end{aligned}$$

1.2 变速器空挡时动力学模型

变速器空挡时动力学模型与变速器在挡类似, 但由于变速器处于空挡状态, 变速器搅油阻尼 d_l 需要分为两个部分:

$$d_l \Rightarrow \begin{cases} d_{l1}, & \text{且满足 } d_l = d_{l1} i_l^2 + d_{l2}. \end{cases}$$

同时式(5)不再满足, 在变速器空挡状态下, 传动系统动力学模式可描述如下:

$$(J_{ice,cl} + J_{elm} + J_{is}) \ddot{\varphi}_{cs} = T_{ice} + T_{elm} - T_{fric,e} - T_{fric,elm} - d_{l1} \dot{\varphi}_{cs}, \quad (11)$$

$$(J_{os} i_f^2 + J_f) \ddot{\varphi}_f = (-d_{l2} i_f^2 - d_f) \dot{\varphi}_f - T_d i_f,$$

$$(J_w + m_{vel} r_w^2) \ddot{\varphi}_w = T_d - T_{w0} - k_v \dot{\varphi}_w.$$

1.3 变速器在挡状态空间方程

变速器在挡情况下状态空间方程为

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{H}T_{w0}. \quad (12)$$

式中:

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} -(d + b/i^2)/J_1 & b/iJ_1 & -k/iJ_1 \\ b/iJ_2 & -(b + k_v)/J_2 & k/J_2 \\ 0 & 1/i & -1 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{B} = \begin{pmatrix} 1/J_1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{H} = \begin{pmatrix} 0 \\ -1/J_2 \\ 0 \end{pmatrix},$$

$$J_1 = J_{ice,cl} + J_{elm} + J_{is} + J_{os}/i_l^2 + J_f/i_f^2,$$

$$J_2 = J_w + m_{vel} \cdot r_w^2,$$

$$i = i_l i_f,$$

$$d = d_l/i_l^2 + d_f/i_f^2.$$

混合动力传动系统在挡状态矢量 $\mathbf{x}$:

$$\mathbf{x} = (x_1, x_2, x_3)^T.$$

式中, $x_1 = \dot{\varphi}_{cs}$, $x_2 = \dot{\varphi}_w$, $x_3 = \varphi_{cs}/i_l i_f - \varphi_w$.

输出量 $\mathbf{y}$ 由变速器输入轴转速与轮速组成,

$$\mathbf{y} = \mathbf{M}\mathbf{x} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{pmatrix} \mathbf{x}. \quad (13)$$

混合动力传动系统换挡过程控制矢量 $\mathbf{u}$ 为

$$\mathbf{u} = (T_{ice}^{in}, T_{elm}^{in})^T. \quad (14)$$

1.4 变速器空挡状态空间方程

变速器空挡状态空间方程形式上与式(12)

相同, 但

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} -d_{l1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -(d + b)/J_2 & b i_f/J_2 & -k i_f/J_2 \\ 0 & b/i_f J_3 & -(b + k_v)/J_3 & k/J_3 \\ 0 & 1/i_f & -1 & 0 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{B} = \begin{pmatrix} 1/J_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{H} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -1/J_2 \\ 0 \end{pmatrix},$$

$$J_1 = J_{ice,cl} + J_{elm} + J_{is},$$

$$J_2 = J_{os} + J_f i_f^2,$$

$$J_3 = J_w + m_{vel} \cdot r_w^2,$$

$$d = d_{l2} i_f^2 + d_f.$$

混合动力传动系统空挡状态矢量 $\mathbf{x}$ 为

$$\mathbf{x} = (x_1, x_2, x_3, x_4)^T.$$

式中, $x_1 = \dot{\varphi}_{cs}$, $x_2 = \dot{\varphi}_f$, $x_3 = \dot{\varphi}_w$, $x_4 = \varphi_f/i_f - \varphi_w$.

输出量 $\mathbf{y}$ 为变速器输入轴转速, 与式(13)类似; 混合动力传动系统控制矢量 $\mathbf{u}$ 定义同式(14).

2 无离合器操纵、主动同步换挡控制

2.1 基于 LQG/LTR 的变速器摘挡过程转矩控制

LQG/LTR 控制器设计可分解成两个问题: 最优状态反馈控制问题和带扰动的最优状态估计器问题. 通过设计 Kalman 滤波器得到滤波器增益和状态变量的最优估计; 通过设计最优状态反馈控制器得到满足性能指标的最优状态反馈矩阵^[13-14].

根据上述传动系统模型, 当啮合齿轮间传递的内力为 p 时, 式(2)(4)可表示为

$$J_{is} \ddot{\varphi}_{rs} = T_{rs} - d_{l1} \dot{\varphi}_{cs} - p,$$

$$J_{os} \ddot{\varphi}_t = i_l p - d_{l2} \dot{\varphi}_t - T_f.$$

结合变速器在挡状态方程, 可获得对 p 描述,

$$p = \mathbf{D}\mathbf{x} + \mathbf{E}\mathbf{u},$$

$$\mathbf{D}^T = \begin{pmatrix} d - d_{t1} + b/i^2 \\ -b \\ k/i \end{pmatrix}, \mathbf{E}^T = \begin{pmatrix} 1 - J_3/J_1 \\ 1 - J_3/J_1 \end{pmatrix},$$

$$J_3 = J_{ice,cl} + J_{elm} + J_{is}.$$

混合动力传动系统的状态估计量 $\hat{\mathbf{x}}$ 为

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}} = \mathbf{A}\hat{\mathbf{x}} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{K}_f(\mathbf{y} - \mathbf{M}\hat{\mathbf{x}}).$$

式中, kalman 滤波增益矩阵为 $\mathbf{K}_f = \mathbf{P}_f \mathbf{M}^T \mathbf{V}^{-1}$, 其中 $\mathbf{P}_f$ 是黎卡提 (Riccati) 方程唯一解。

建立包括质量-弹簧-阻尼模型和刚体模型在内的性能指标函数 J :

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \int_0^T p^2 + \eta(\mathbf{u} - \mathbf{u}_{pick})^2. \quad (15)$$

式中: 第一项 p^2 描述变速器啮合齿轮传递内力基于零值的振荡; 第二项是转矩控制信号 $\mathbf{u}$ 相比 $p=0$ 时基准控制信号 $\mathbf{u}_{pick}$ 的偏差, 不同转速下的 $\mathbf{u}_{pick}$ 各异, η 是两项指标函数的调节因子。

为了便于实时控制, 将式 (15) 增量化, 并选择控制周期 5 ms, 离散化后,

$$J = \sum_{k=0}^{\infty} \{ \mathbf{x}_r^T \mathbf{Q} \mathbf{x} + \Delta \mathbf{u}^T \mathbf{R} \Delta \mathbf{u} + 2 \mathbf{x}_r^T \mathbf{N} \Delta \mathbf{u} \}.$$

式中, $\mathbf{x}_r = (\Delta \mathbf{x}^T, r_1, r_2)^T$, $r_1 = \mathbf{D} \mathbf{x}_0 + \mathbf{E} \mathbf{u}_0$, $r_2 = \mathbf{u}_0 - \mathbf{F} \mathbf{x}_{20} - \mathbf{G} \mathbf{T}_{u0}$, $\mathbf{F} = ((J_1 i + J_2/i) d_{t1} i - (d_1 i^2 + d_2) J_3) / (J_1 i + J_2/i - J_3 i) \begin{pmatrix} 1 & 1 \end{pmatrix} = \mu_x \begin{pmatrix} 1 & 1 \end{pmatrix}$, $\mathbf{G} = J_3 / (J_1 i + J_2/i - J_3 i) \begin{pmatrix} 1 & 1 \end{pmatrix} = \mu_y \begin{pmatrix} 1 & 1 \end{pmatrix}$. $\Delta \mathbf{x} + \mathbf{x}_0 = \mathbf{x}$, $\Delta \mathbf{u} + \mathbf{u}_0 = \mathbf{u}$, $\mathbf{x}_0$ 为混合动力传动系统初始状态, $\mathbf{u}_0$ 初始控制矢量, $\mathbf{x}_{20}$ 为 x_2 的初始数值, rad/s,

$$\mathbf{Q} = (\mathbf{D} \quad 1 \quad 0)^T (\mathbf{D} \quad 1 \quad 0) + \eta \begin{pmatrix} 0 & -\mu_x & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}^T \begin{pmatrix} 0 & -\mu_x & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{N} = (\mathbf{D} \quad 1 \quad 0)^T \mathbf{E} + \eta \begin{pmatrix} 0 & -\mu_x & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}^T,$$

$$\mathbf{R} = \mathbf{E}^T \mathbf{E} + \eta.$$

最优状态反馈矩阵 $\mathbf{K}_c$ 为

$$\mathbf{K}_c = \mathbf{Q}^{-1} (\mathbf{B}_r^T \mathbf{P}_c + \mathbf{N}^T), \mathbf{B}_r = (\mathbf{B} \quad 0 \quad 0)^T, -\mathbf{P}_c \mathbf{A} - \mathbf{A}^T \mathbf{P}_c - \mathbf{M}^T \mathbf{Q} \mathbf{M} + (\mathbf{P}_c \mathbf{B} + \mathbf{N}) \mathbf{Q}^{-1} (\mathbf{B}_r^T \mathbf{P}_c + \mathbf{N}) = 0. \quad (16)$$

求解式 (16) 可以获得 $\mathbf{P}_c$. 最优控制律为

$$\mathbf{u} = \mathbf{u}_0 - \mathbf{K}_c \hat{\mathbf{x}}.$$

其中, $\hat{\mathbf{x}} = (\Delta \mathbf{x}, r_1, r_2)^T$.

2.2 基于模型预测控制的主动同步过程转矩控制

由于发动机动态转矩调节响应时间长于电机且所受影响因素较多, 主动同步实际控制过程只需要对电机输出转矩进行调节即可达到要求目标. 式 (11) 重写为

$$(J_{ice,cl} + J_{elm} + J_{is}) \dot{\varphi}_{cs} = \text{sign}(\dot{\varphi}_{sy}) T_{elm} - T_{fric,e} - T_{fric,elm} - d_{t1} \dot{\varphi}_{cs}. \quad (17)$$

式中, $\dot{\varphi}_{sy} = i_{dt} \dot{\varphi}_t - \dot{\varphi}_{cs}$, i_{dt} 为变速器目标挡位传动比。

根据需要将输出测量方程离散化为

$$\mathbf{y} = \begin{pmatrix} -1 & i_{td} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \mathbf{x}(k). \quad (18)$$

尽管所有变速器空挡时状态方程中所有状态变量都是可观的, 但为了消除由于外界因素引起的误差, 还是结合输出测量序列 $\mathbf{y}(k)$ 和输入控制序列 $\mathbf{u}(k-1)$ 进行状态估计. 若当前时刻为 k , 变量 $\mathbf{u}(k+j)$ 表示 $\mathbf{u}$ 在未来时刻 $k+j$ 时的控制量, 其它信号 $\mathbf{x}(k+j)$ 和 $\mathbf{y}(k+j)$ 的定义与 $\mathbf{u}(k+j)$ 相同, 这里不作过多阐述。

主动同步转速差 $\dot{\varphi}_{sy}$ 控制可以表示成对参考转速差轨迹的跟踪问题, 其中参考转速差曲线的选择由最优控制律决定. 最优控制律是时间函数, 实际上相当于开环控制, 其意义在于给出了系统最优状态轨迹, 其与驾驶员意图或升降挡等因素皆无关, 忽略动力电池温度、SOC 等对电机输出正负转矩的影响, 且假定电机处于理想工作状态, 参考轨迹曲线是输出测量 $\mathbf{y}(\dot{\varphi}_t, \dot{\varphi}_{cs})$ 中分量之差, 该曲线属于预设轨迹, 由电机转矩脉冲响应特性和式 (17) 所描述模型建立的方程组, 根据最小值原理求解获得最优状态轨迹

$$\dot{\varphi}_{sy}(\cdot) \approx \dot{\varphi}_{sy}^{\text{ref}}(\cdot).$$

决策变量是被选来用于改进主动同步性能的变量, 电机期望输出转矩就是主动同步过程的决策变量. 决策变量在每个决策时间点 k 处被更新, 决策序列可表示如下,

$$\mathbf{U}(k) = (\mathbf{u}(k), \dots, \mathbf{u}(k + N_p - 1)) \in \zeta(k).$$

式中, N_p 为预测时域长度, $\zeta(k)$ 为容许的约束集. 通过最小化指标函数 $J_{v(k)}$ 获得最优决策序列. 一旦获得最优序列后, 滚动优化策略要求在每个控制周期仅仅将最优化序列的第一列决策向量 $\hat{\mathbf{u}}(k)$ 应用至 $[k\tau_s, (k+1)\tau_s]$ 采样时间, 在下一个采样时间 $(k+1)\tau_s$ 则通过最小化指标函数 $J_{v(k+1)}$ 获得 $\hat{\mathbf{u}}(k+1)$ 作为直接控制量, 以此类推实现滚动优化。

指标函数 $J_{v(k)}$ 是用来惩罚预测被控输出 $\dot{\varphi}_{sy}(k+j)$ 与参考预设轨迹 $\dot{\varphi}_{sy}^{\text{ref}}(k+j)$ 之间的偏差. 将性能指标函数定义如下:

$$J_{v(k)}(\mathbf{x}(k), \mathbf{u}) = \sum_{j=1}^{N_p} \|\dot{\varphi}_{sy}(k+j) - \dot{\varphi}_{sy}^{\text{ref}}(k+j)\|_Q^2, \quad (19)$$

$$\boldsymbol{Q} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{Q}_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \boldsymbol{Q}_2 & \cdots & 0 \\ & & \ddots & \\ 0 & \cdots & \cdots & \boldsymbol{Q}_{N_p} \end{bmatrix}.$$

最优序列的预测时域长度为 N_p , 但没有必要立即对输出偏差进行惩罚, 因为输入控制量与观测输出量之间存在一定的延迟. $N_c = t_f/\tau_s$ 为控制时域, 约定 $N_c < N_p$, 这意味这当 $j > N_c$ 时, $\boldsymbol{u}(k+j) = 0$, 即一个零阶保持器作用在输入上. 当权重矩阵 $\boldsymbol{Q}(j) > 0$ 时, 性能指标函数(19)将惩罚预测时域中每一个点, 但可以通过设定主动同步权重

$$\begin{bmatrix} \boldsymbol{x}(k+1) \\ \vdots \\ \boldsymbol{x}(k+N_c) \\ \boldsymbol{x}(k+N_c+1) \\ \vdots \\ \boldsymbol{x}(k+N_p) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{A} \\ \vdots \\ \boldsymbol{A}^{N_c} \\ \boldsymbol{A}^{N_c+1} \\ \vdots \\ \boldsymbol{A}^{N_p} \end{bmatrix} \boldsymbol{x}(k) + \begin{bmatrix} \boldsymbol{B} \\ \vdots \\ \sum_{i=0}^{N_c-1} \boldsymbol{A}^i \boldsymbol{B} \\ \sum_{i=0}^{N_c} \boldsymbol{A}^i \boldsymbol{B} \\ \vdots \\ \sum_{i=0}^{N_p-1} \boldsymbol{A}^i \boldsymbol{B} \end{bmatrix} \boldsymbol{u}(k-1) + \begin{bmatrix} \boldsymbol{B} & \cdots & 0 \\ \boldsymbol{AB} + \boldsymbol{B} & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \sum_{i=0}^{N_c-1} \boldsymbol{A}^i \boldsymbol{B} & \cdots & \boldsymbol{B} \\ \sum_{i=0}^{N_c-1} \boldsymbol{A}^i \boldsymbol{B} & \cdots & \boldsymbol{AB} + \boldsymbol{B} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \sum_{i=0}^{N_p-1} \boldsymbol{A}^i \boldsymbol{B} & \cdots & \sum_{i=0}^{N_p-N_c} \boldsymbol{A}^i \boldsymbol{B} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \boldsymbol{u}(k) \\ \vdots \\ \Delta \boldsymbol{u}(k+N_c-1) \end{bmatrix}. \tag{20}$$

将指标函数(19)写成向量形式,

$$J_{v(k)}(\boldsymbol{x}(k), \boldsymbol{u}) = \sum_{j=1}^{N_p} \|\boldsymbol{Y}(k) - \boldsymbol{Y}^{\text{ref}}(k)\|_Q^2. \tag{21}$$

其中,

$$\boldsymbol{Y}(k) = \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_{\text{sy}}(k+1) \\ \vdots \\ \dot{\varphi}_{\text{sy}}(k+N_p) \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{Y}^{\text{ref}}(k) = \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_{\text{sy}}^{\text{ref}}(k+1) \\ \vdots \\ \dot{\varphi}_{\text{sy}}^{\text{ref}}(k+N_p) \end{bmatrix}.$$

由式(18)(20)可以将 $\boldsymbol{Y}(k)$ 写成如下形式:

$$\boldsymbol{Y}(k) = \boldsymbol{\Phi} \boldsymbol{x}(k) + \boldsymbol{\Gamma} \boldsymbol{u}(k-1) + \boldsymbol{\Xi} \Delta \boldsymbol{U}(k),$$

并令 $\boldsymbol{E}(k) = \boldsymbol{Y}^{\text{ref}}(k) - \boldsymbol{\Phi} \boldsymbol{x}(k) - \boldsymbol{\Gamma} \boldsymbol{u}(k-1)$.

这个向量为轨迹误差, 即未来目标轨迹与系统自由响应之间的偏差, 此时, 式(21)可改写为

$$J_{v(k)}(\boldsymbol{x}(k), \boldsymbol{u}) = \sum_{j=1}^{N_p} \|\boldsymbol{Y}(k) - \boldsymbol{Y}^{\text{ref}}(k)\|_Q^2 = \Delta \boldsymbol{U}^T(k) \boldsymbol{\Xi}^T \boldsymbol{Q} \boldsymbol{\Xi} \Delta \boldsymbol{U}(k) - 2 \boldsymbol{E}^T(k) \boldsymbol{Q} \boldsymbol{\Xi} \Delta \boldsymbol{U}(k) + \boldsymbol{E}(k) \boldsymbol{Q} \boldsymbol{E}^T(k) = \frac{1}{2} \Delta \boldsymbol{U}^T(k) \boldsymbol{\Theta} \Delta \boldsymbol{U}(k) - 2 \boldsymbol{Y} \boldsymbol{U}(k). \tag{22}$$

矩阵 $\boldsymbol{Q}$ 中等于零的分量实现对部分误差点的惩罚.

约束条件是主动同步过程混合动力传动系统自身性质特点的集合. 由于混合动力汽车换挡规律已经考虑到不会出现低于发动怠速的换挡点, 不再对电机主动同步的最低转速进行约束. 此外, 换挡元件平滑啮合的约束条件是: $\dot{\varphi}_{\text{sy}}(t_f) = 0$, $\ddot{\varphi}_{\text{sy}}(t_f) = 0$, 其中 t_f 为主动同步完成时刻.

以 1.4 节对主动同步过程状态方程的描述, 并令 $\Delta \boldsymbol{u}(k+j) = \boldsymbol{u}(k+j) - \boldsymbol{u}(k+j-1)$, 根据 IMCA 预测算法可以写出模型预测方程^[15]:

最小化式(22)即为众所周知的 QP(二次规划)问题, 通过使用有限维参数化方法在线获得滚动开环最优控制增量序列^[16].

3 仿真实验

采用 Matlab® Simulink API 与 Cruise® 2010 建立联合仿真平台. 对混合动力 AMT 换挡过程进行分析, 如图 3 所示, 图中各符号定义与传动系统动力学模型一致. 换挡过程分为 3 个阶段, 其中摘空挡操纵采用最大冲击度进行评价, 主动同步过程以同步时间进行评价. 选换挡执行机构等效为一阶惯性环节, 摘挂挡操纵响应时滞为 5 ms. 换挡仿真结果评价数据统计见表 1, 表中第 3 阶段是指换挡结束后控制动力源转矩输出恢复至换挡前水平所耗费的时间, 不属于本文重点讨论的范围内.

表 1 1 挡升 2 挡仿真结果数据统计

换挡阶段	最大冲击度/ (m·s ⁻³)	最大加速度/ (m·s ⁻²)	t/ms
1	-8.5		42
2			890
3	9.2	1.2	533

注: 时间总计 1 465 ms

图 3(a)中,12.8 s 左右,AMT 换挡控制器根据升挡指令首先进入摘空挡控制,LQG/LTR 控制器通过调节发动机与电机输出转矩,使变速器啮合齿轮间传递转矩 T_{is} 为零,期间对输出轴转速振荡进行了主动抑制,历时约 42 ms. 显然摘挡过程持续时间的长短与换挡开始瞬间 T_{is} 的数值有关,即 T_{is} 越大所需调节的时间越长,以保证最大冲击度值不超过限定值,具体数据见表 1. 当挡位切换到空挡后进入主动同步挂挡阶段,此时变速器输入轴等效转动惯量较传统城市客车增加 200 倍左右,根据最优控制策略给定变速器输入轴最优转速轨迹,模型预测控制跟踪该最优转速轨迹,实现无齿端面冲击的目标换挡元件快速啮合.

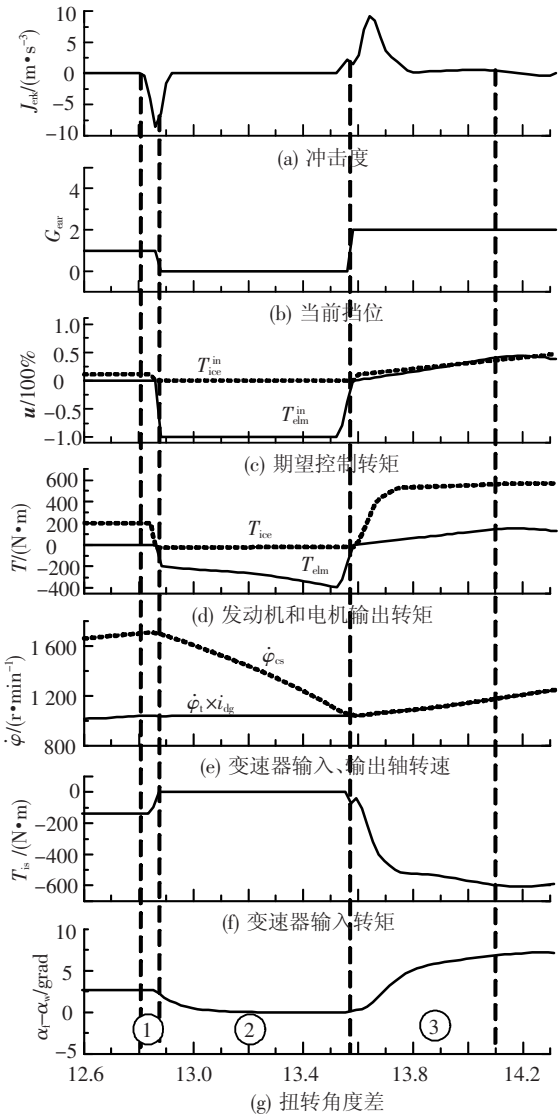


图 3 1 挡升 2 挡仿真曲线

表 1 清晰地表明了主动同步阶段耗时对整个换挡过程动力中断时间的长短具有举足轻重意义,而主动同步时间长短涉及到多个方面的硬性约束,例如电机在第一、四象限工作的最大转矩,

主动同步速差等,其中第一个约束是由电机逆变器、电机本体和电池等共同决定的;而第二个约束是换挡决策决定的,有一定的改进空间. 至此混合动力 AMT 换挡控制策略都得到了初步验证.

4 实车试验

为了更全面地验证混合动力 AMT 换挡性能,对某型混合动力城市客车进行了实车对比试验. 图 4 为直接控制发动机和电机输出转矩为零的摘挡策略,可以清晰地看到,由于输出轴上转矩传递的不连续性,摘挡过程输出轴转速振荡非常明显. 为了延长换挡元件的使用寿命,实现换挡平顺性,提高换挡品质,必须通过控制电机转矩来主动抑制传动系的转速振荡.

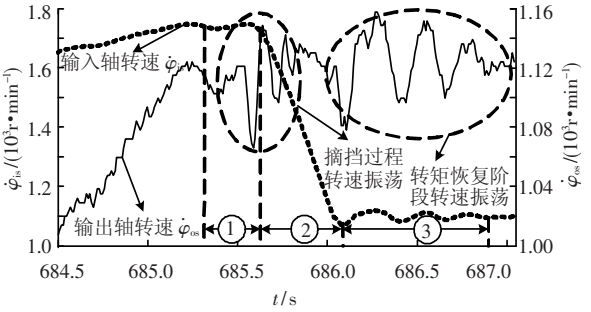


图 4 升挡过程变速器输入输出轴转速变化

图 5 为变速器输入轴转速 1 560 r/min 左右时,一档升二挡试验曲线. 整个换挡过程分为 3 个阶段,即图 5(c)中① 无离合器分离摘挡阶段;② 主动同步阶段;③ 发动机转矩恢复阶段. 图 5(a) 为发动机、变速器输入轴和输出轴转速曲线,可以看到前两者转速基本一致,离合器处于可靠结合状态(为了方便观察主动同步过程,图中变速器输出轴转速按相应的目标挡位传动比换算至输入轴端转速). 得益于 LQG/LTR 控制器良好的控制性能,变速器输出轴转速在摘挡期间(1 130 s 附近)没有大幅的振荡. 在图 5(b)中可以看到相应时段的冲击度低于 10 (m/s³),处于人体可接受的范围内. 图 5(d)是一次典型的基于 MPC 电机转矩调节过程,图中电机请求转矩根据升降速的不同而呈现出正负转矩值,而电机反馈转矩值为其输出转矩绝对值.

混合动力系统离合器状态决定了混合动力系统工作模式,而城市循环工况下混合动力城市客车工作模式切换频繁,因此迫切要求换挡控制能够对不同离合器状态都具有非常可靠的适应性.

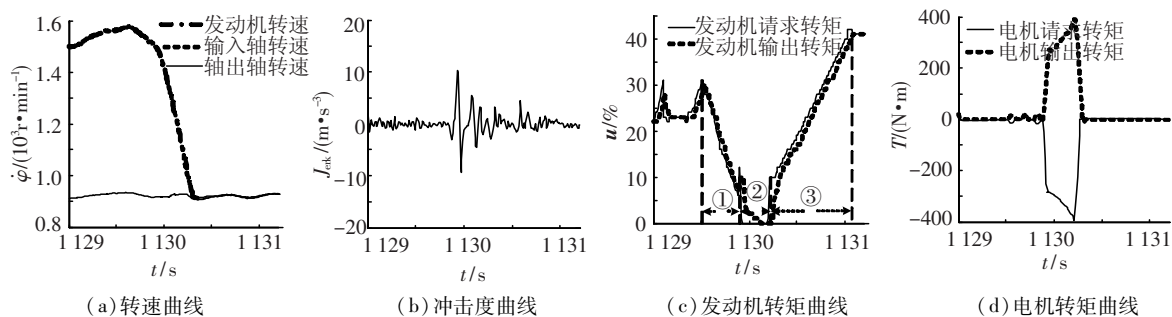


图5 一档升二挡换挡曲线

图6为混合动力模式切换控制器使离合器状态反复变化时三挡降二挡曲线。图6(f)中,换挡开始瞬间混合动力模式切换控制器将离合器状态控制在滑磨状态,根据图6(d)中电机输出转矩并结合图6(c)中发动机输出转矩百分比可知,此时车辆处于混合驱动模式。在539.4 s附近混合动力模式切换控制器控制离合器完全分离,致使图6(a)中发动机转速与变速器输入轴转速出现明显偏差。图6(c)和6(d)中539.3 s附近LQG/LTR控制器分别对发动机和电机输出转矩进行调节以实现顺利摘挡。在539.6 s附近图6(a)中发动机转速再次上升,是由于离合器已经处于分离

状态,AMT控制器将发动机控制权暂时移交,此时由于图6(e)中驾驶员存在转矩需求,混合动力模式切换控制器开始为离合器的再一次结合做准备,控制发动机转速跟随变速器输入轴转速,如图6(a)中所示。在图6(f)539.8 s附近挂挡结束,根据图6(e)显示此时驾驶员仍有驾驶需求,因此混合动力模式切换控制器控制离合器准备结合,但刚到滑磨时油门开度为零,离合器再次分离。由于驾驶员油门开度的变化,整个换挡过程中离合器状态多次变化,充分考验了本文提出换挡过程控制策略的适应性。

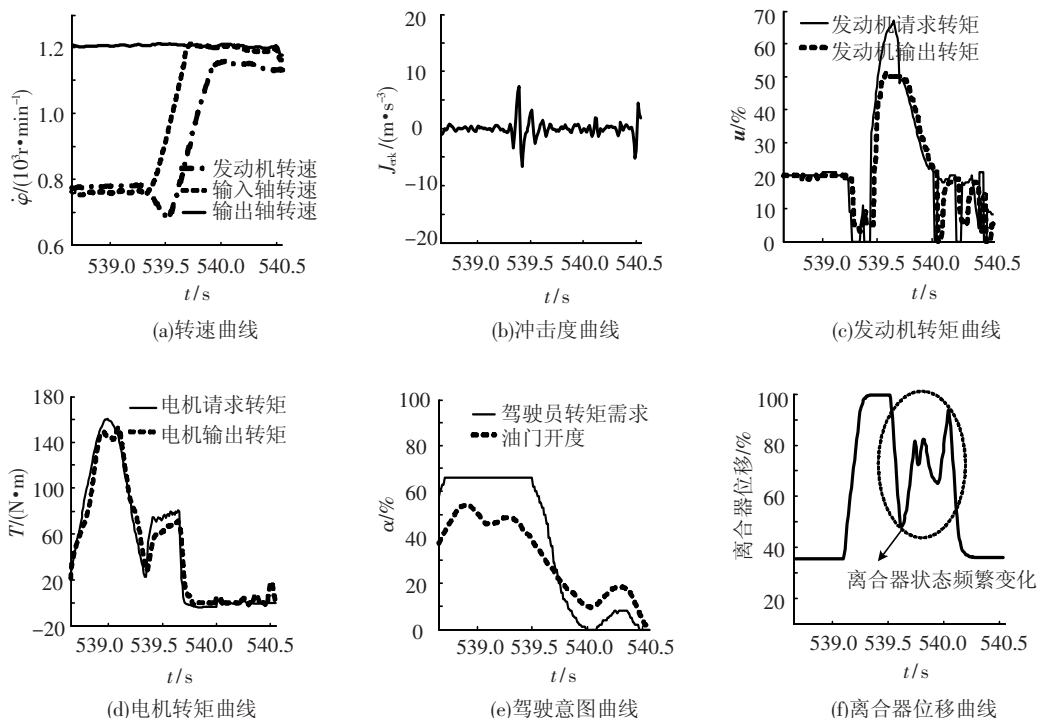


图6 离合器状态变化,三挡降二挡降挡曲线

5 结论

1)建立了传动系统在挡和空挡的状态空间方程,并在此基础上以最小化啮合齿轮传递转矩

为目标,基于LQG/LTR理论设计了对发动机和电机目标转矩进行调节的变速器摘挡控制器。

2)为了减少主动同步过程发动机转矩脉动,适应外界条件的变化,设计了基于模型预测控制

的电机转矩调节器,实现了快速同步和有效挂挡.

3) 仿真和实车试验结果都验证了该换挡过程控制策略的正确性和有效性.

参考文献

- [1] 朱海涛, 张俊智, 廖承林, 等. 混合动力电动汽车动力总成换挡过程协调控制仿真[J]. 公路交通科技, 2005, 22(8): 131 - 134.
- [2] SONG J F, ZHANG X, LI G X, *et al.* The powertrain control system for parallel hybrid electric vehicle [C]//Energy and Environment. Shanghai: Shanghai Scientific & Technical Literature Publ, 2003: 426 - 431.
- [3] BARASZU R C, CIKANEK S R. Torque fill-in for an automated shift manual transmission in a parallel hybrid electric vehicle [C]//Proceedings of The 2002 American Control Conference. New York: IEEE, 2002: 1431 - 1436.
- [4] GU Y, YIN C, ZHANG J. Coordinated gearshift control of AMT in PHEV [C]//Dynamics of Continuous Discrete and Impulsive Systems-Series B-Applications & Algorithms. Waterloo: Watam Press, C/O Dcdis Journal, 2006: 2439 - 2444.
- [5] YE M, QIN D T, LIU Z J. Shift performance control for mild hybrid electric vehicle equipped with automatic manual transmission [C]//Proceedings of the International Conference on Mechanical Transmissions. Beijing: Science Press Beijing, 2006: 458 - 463.
- [6] 古艳春. 混合动力汽车 AMT 换挡策略及换挡控制的研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2006: 68.
- [7] CIKANEK S R, BAILEY K E, POWELL B K. Parallel hybrid electric vehicle dynamic model and powertrain control [C]//Proceedings of the 1997 American Control Conference. New York: IEEE, 1997: 684 - 688.
- [8] MONTAZERI-GH M, POURBAFARANI Z, NEHZATI H. Optimal gear ratio and gear shift strategy design for a parallel hybrid electric vehicle equipped with AMT [C]//Proceedings of The ASME 10th Biennial Conference On Engineering Systems Design and Analysis. New York: Amer SOC Mechanical Engineers, 2010: 175 - 181.
- [9] 杜海若, 刘思宁. 自动变速汽车无离合器操纵换挡方案研究[J]. 西南交通大学学报, 1995, 30(1): 86 - 91.
- [10] 欧阳瑞璟. 并联混合动力汽车 AMT 无离合器操作换挡过程的研究[D]. 吉林: 吉林大学, 2006: 48 - 61.
- [11] PETTERSSON M, NIELSEN L. Gear shifting by engine control[J]. Control Systems Technology, IEEE Transactions on, 2000, 8(3): 495 - 507.
- [12] GUZZELLA L, SCIARRETTA A. Vehicle propulsion systems: introduction to modeling and optimization [M]. Berlin Heidelberg: Springer, 2007: 189 - 190.
- [13] DOYLE J, STEIN G. Multivariable feedback design: concepts for a classical modern synthesis [J]. Automatic Control, IEEE Transactions on, 1981, 26(1): 4 - 16.
- [14] STEIN G, ATHANS M. The LQG/LTR procedure for multivariable feedback control design[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 1987, 32(2): 105 - 114.
- [15] CAMACHO E F, BORDONS C. Model predictive control [M]. Second Edition. London: Springer, 2007: 36 - 38.
- [16] 陈薇. 非线性预测控制快速算法的研究与应用[D]. 合肥: 中国科学技术大学, 2007: 25 - 39.

(编辑 杨 波)