

非公路车辆混动变速器切换过程可拓优化控制

赵鑫鑫, 李兵, 杨珏

(北京科技大学 机械工程学院, 北京 100083)

摘要: 混合动力非公路车辆具备多种工作模式, 模式切换过程不合理的控制策略会影响离合器的使用寿命及车辆的平顺性. 以功率分流式混动专用变速箱为研究对象, 利用可拓控制算法建立矛盾特征间的转化关系, 通过调整模型预测控制(MPC)的权重矩阵干涉可拓控制器, 将矛盾特征量转化. 建立非公路车辆传动系统仿真模型, 结果显示采用可拓控制器的模式切换过程车辆冲击度小于 10 m/s^3 , 比 MPC 减小约 20%, 滑摩功约为 18 kJ, 冲击度和滑摩功效果较传统 MPC 均有所改善, 可拓控制提高了非公路车辆模式切换的品质.

关键词: 混动变速器; 模型预测控制; 可拓控制; 模式切换; 滑摩功

中图分类号: TD 57

文献标志码: A

文章编号: 1005-3026(2025)03-0106-09

Extensible Optimization Control of Hybrid Transmission Switching Process for Off-road Vehicles

ZHAO Xin-xin, LI Bing, YANG Jue

(School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China.
Corresponding author: ZHAO Xin-xin, E-mail: xinixnzhao@ustb.edu.cn)

Abstract: Hybrid off-road vehicles include multiple operating modes, and the inappropriate control strategies will impact the smoothness and clutch life when vehicles switch operating modes. Taking the power split hybrid gearbox as the research object, the transformation relationship of contradictory features is established using the extensible control algorithm. The contradictory feature quantities are transformed by adjusting the weight matrix of model predictive control (MPC) to interfere with the extensible controller. The simulation model of the transmission system of off-road vehicles is established, and the results show that the jerk of the vehicle in the mode switching process using the extensible controller is less than 10 m/s^3 , which is about 20% lower compared with MPC. The friction work of clutches is about 18 kJ, and the jerk and sliding work effect are improved compared with the traditional MPC. Extensible control improves the smoothness of the mode switching process and enhances the quality of mode switching for off-road vehicles.

Key words: hybrid transmission; model predictive control; extensible control; mode switching; friction work

混合动力汽车模式切换控制策略对提高车辆性能及燃油经济性起着重要的作用, 混合动力汽车与传统燃油汽车的区别在于采用了多个动力源, 因此可以以多种不同的工作模式运行^[1], 模式切换过程中动力源的工作状态发生改变而引起系统扭转振动, 这是导致驾驶性能恶化的主要因素. 为了解决这个问题, 需要制定相应的控

制策略提高混合动力车辆模式切换过程的品质^[2].

由于混合动力汽车包含多个动力源并且存在多种工作模式, 这一结构特征使传统的燃油车控制方式不再适用, 因此需要设计与混合动力汽车结构特征相匹配的整车控制策略^[3]. Zeng 等^[4]为了解决行星式混合动力客车启停过程整车平

收稿日期: 2023-08-15

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52275082); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(QNXM20220029, FRF-TP-20-037A2).

作者简介: 赵鑫鑫(1987—), 女, 北京人, 北京科技大学副教授; 杨珏(1975—), 男, 山东聊城人, 北京科技大学教授, 博士生导师.

顺性较差的问题,采用模型预测控制(MPC)设计了车辆状态系统反馈控制器,优化了控制输出,实现了更加平滑舒适的启停过程.Beck等^[5]针对并联式混合动力汽车模式切换时离合器的接合问题,设计了离合器控制的MPC算法,通过两级控制,对变速器的发动机和电机的转矩进行了分配,提高了模式切换的平顺性.林歆悠等^[6]在混合动力系统模式切换模型进行简化的基础上基于MPC制定了模式切换过程的动态协调控制策略,对不同的权重矩阵进行详细对比,明显降低了混合动力系统模式切换过程的冲击度.

为了进一步改善预测控制效果,可拓理论被应用到模型预测控制器设计过程中.可拓控制算法的建立旨在研究事物的转化关系,该算法描述了矛盾双方在一定条件下相互转换的规律^[7].孙友鼎^[8]基于模型预测控制设计了可拓控制器,通过调节不同测度模式下模型预测控制权重矩阵,将控制的矛盾问题进行了转化,减小了自适应巡航控制(ACC)车辆各性能之间的冲突,改善了ACC车辆的整体性能,提高了车辆的横向稳定性和纵向跟车能力.秦顺琪^[9]基于可拓控制理论对智能车横纵向协调控制进行研究,通过可拓模式的划分,将高速和变曲率这一矛盾进行调节,实现了横纵向协调控制策略在高速变曲率工况下的跟踪效果与横向稳定性.童昌圣^[10]基于自动导向车(AGV)电磁导航系统,设计了可拓模糊控制器,将控制技术与模糊理论和可拓理论相结合.通过可拓基元理论将AGV电磁导航系统的状态变化与动态行为描述得更加具体,并对其可拓模糊控制算法进行了改进,提升了AGV电磁导航系统的控制性能.

上述文献均是运用可拓控制对控制过程中的矛盾进行调节,从而使问题得到解决.为了在规定的时间内平顺地完成模式切换,离合器的转速需要平顺地跟踪设计的期望轨迹,以确保车辆

速度变化平稳.同时在切换过程中,离合器摩擦片产生的滑摩功要尽可能小,即切换时间尽可能短,但较短的模式切换时间会导致系统冲击增大.因此,本文在车辆的模式切换过程中,在应用模型预测控制的基础上,利用可拓控制理论对传统模型预测控制权重矩阵进行调整,形成基于可拓控制理论的模型预测控制.

1 非公路车辆混动变速器动力学模型

1.1 功率分流式混合动力系统结构

功率分流式混合动力系统可以将发动机的转速和转矩与输出端解耦,利用电动机对发动机的工作状态进行调节,具有串联式混合动力系统和并联式混合动力系统结构的优点^[11].因此本文选择了功率分流式混合动力系统用于矿用卡车.

该动力传动系统由1台柴油机、2台伺服控制器电动发电机(M1, M2)和耦合的行星齿轮组P1, P2, P3组成,如图1所示.该系统没有使用传统的变速器,而是采用了3个耦合的行星排(P1, P2, P3)和液压电磁阀(电磁阀BR1、电磁阀BR2、电磁阀CL1、电磁阀CL2)分别控制离合器/制动器.整车及动力源参数如表1、表2所示.

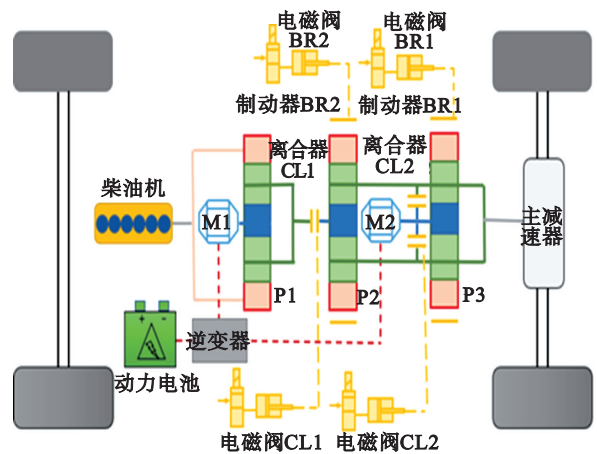


图1 混动变速器结构

Fig. 1 Structure of the hybrid transmission

表 1 整车相关参数

Table 1 Vehicle related parameters

总质量/t	车轮动态半径/m	主减速器减速比	空气阻力系数	迎风面积/m ²	滚动阻力系数	电池容量/Ah
113	0.837	22.07	0.65	7.5	0.025	158

1.2 混动变速器动力学模型搭建

对于混动变速器行星齿轮系统,其坐标参数分别为行星排P1中太阳轮S1的角位移 α_1 ,角速度 $\dot{\alpha}_1$,半径 R_{s1} ;行星架C1与太阳轮S2的角位移

β_1 ,角速度 $\dot{\beta}_1$,太阳轮S2半径 R_{s2} ;行星轮p1的角位移 γ_1 ,角速度 $\dot{\gamma}_1$,半径 R_{p1} ;齿圈R1的角位移 θ_1 ,角速度 $\dot{\theta}_1$,半径 R_{r1} ;行星排P2中行星架C2与行星排P3行星架C3的角位移 β_2 ,角速度 $\dot{\beta}_2$;行星轮

p2 的角位移 γ_2 , 角速度 $\dot{\gamma}_2$, 半径 R_{p2} ; 齿圈 R2 的角位移 θ_2 , 角速度 $\dot{\theta}_2$, 半径 R_{r2} ; 行星排 P3 中太阳轮 S3 的角位移 α_3 , 角速度 $\dot{\alpha}_3$, 半径 R_{s3} ; 行星轮 p3 的

角位移 γ_3 , 角速度 $\dot{\gamma}_3$, 半径 R_{p3} ; 齿圈 R3 的角位移 θ_3 , 角速度 $\dot{\theta}_3$, 半径 R_{r3} . 将齿轮啮合点速度关系应用于每个行星排, 则

表 2 动力源相关参数
Table 2 Power source related parameters

M1			M2			发动机		
最大功率	最大转矩	最大转速	最大功率	最大转矩	最大转速	最大功率	最大转矩	最大转速
kW	Nm	r/min	kW	Nm	r/min	kW	Nm	r/min
180	1 600	3 000	216	3 000	3 500	505.7	2 950	2 100

$$\left. \begin{aligned} \dot{\beta}_1 R_{s1} - \dot{\gamma}_1 R_{p1} &= \dot{\alpha}_1 R_{s1}, \\ \dot{\beta}_1 (R_{s1} + 2R_{p1}) + \dot{\gamma}_1 R_{p1} &= \dot{\theta}_1 R_{r1}. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{\beta}_2 R_{s2} - \dot{\gamma}_2 R_{p2} &= \dot{\beta}_1 R_{s2}, \\ \dot{\beta}_2 (R_{s2} + 2R_{p2}) + \dot{\gamma}_2 R_{p2} &= \dot{\theta}_2 R_{r2}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{\beta}_2 R_{s3} - \dot{\gamma}_3 R_{p3} &= \dot{\alpha}_3 R_{s3}, \\ \dot{\beta}_2 (R_{s3} + 2R_{p3}) + \dot{\gamma}_3 R_{p3} &= \dot{\theta}_3 R_{r3}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

对系统应用拉格朗日方程的独立变量, 分别求广义力矩, 如式(4)~式(8)所示.

$$\mathbf{Q}_{\theta_1} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{\theta}_1} \right) - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \theta_1}, \quad (4)$$

$$\mathbf{Q}_{\beta_2} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{\beta}_2} \right) - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \beta_2}, \quad (5)$$

$$\mathbf{Q}_{\alpha_3} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{\alpha}_3} \right) - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \alpha_3}, \quad (6)$$

$$\mathbf{Q}_{\alpha_1} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{\alpha}_1} \right) - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \alpha_1}, \quad (7)$$

$$\mathcal{L} = E_{s1} + E_{c1s2} + E_{p1} + E_{r1} + E_{c2r3} + E_{p2} + E_{r2} + E_{c3} + E_{p3}. \quad (8)$$

式中: $\mathbf{Q}_{\theta_1}, \mathbf{Q}_{\beta_2}, \mathbf{Q}_{\alpha_3}, \mathbf{Q}_{\alpha_1}$ 为广义力矩; E_x 为各部件能量, x 为各个部件的名称.

对系统总能量进行偏微分并对时间求导后, 运用虚功原理得到广义力矩, 从而得到行星排系统关于广义坐标 $\dot{\alpha}_1, \dot{\theta}_1, \dot{\beta}_2$ 和 $\dot{\alpha}_3$ 的动力学特性方程.

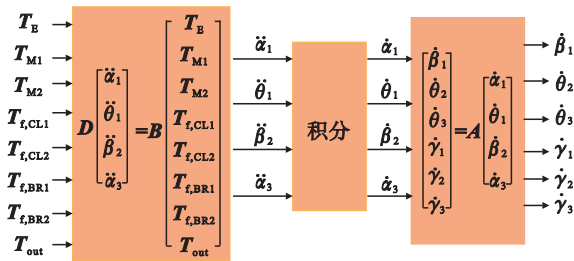
外力矩在虚位移上产生的虚功为

$$\delta W = \mathbf{T}_{s1} \delta \alpha_1 + \mathbf{T}_{c1s2} \delta \beta_1 + \mathbf{T}_{r1} \delta \theta_1 + \mathbf{T}_{c2c3} \delta \beta_2 + \mathbf{T}_{r2} \delta \theta_2 + \mathbf{T}_{s3} \delta \alpha_3 + \mathbf{T}_{r3} \delta \theta_3. \quad (9)$$

式中, \mathbf{T}_x 为各部件的转矩.

在已知混动变速器各离合器/制动器传递摩擦转矩及驱动电机 M1, M2 和发动机输出扭矩的条件下, 可求得作为独立变量构件的角加速度, 进而由各构件的运动学关系求出每个部件的运

动参数, 其求解过程如图 2.



注: $\mathbf{T}_E, \mathbf{T}_{M1}, \mathbf{T}_{M2}$ 为各动力源转矩; $\mathbf{T}_{t,x}$ 为各部件的摩擦转矩; \mathbf{T}_{out} 为混动变速器输出转矩.

图 2 动力学方程求解过程
Fig. 2 Solving process of dynamic equations

2 混动变速器切换过程

2.1 离合器动力学模型

为了更好地描述模式切换过程中离合器的动力学特性, 离合器模型采用伍兹 (Woods) 静态和动态摩擦模型, 在 Woods 模型中, 动态转矩 \mathbf{T}_d 定义为 2 个旋转件相对转动时接触面产生的库伦 (Coulomb) 摩擦转矩^[12]; 传递/静态转矩 \mathbf{T}_p 定义为相对转速为 0 时接触面产生的摩擦转矩. 当 2 个物体以相同转速同向转动时, 接触面传递的摩擦转矩不再取决于摩擦系数和法向作用力大小, 摩擦转矩需通过所有的外部施加转矩计算而来^[13]. 静态转矩的大小不能超过脱离转矩, 对于进行模式切换的离合器, 脱离转矩等于离合器相对转速为 0 时的动态转矩 \mathbf{T}_d ^[14]. Woods 模型将离合器摩擦转矩视为与离合器相对转速及摩擦片传递转矩相关的三状态逻辑函数^[14].

在 Woods 静态和动态摩擦模型中, 离合器的相对转速和静态转矩决定了摩擦模式. 各离合器/制动器的相对转速可由式(10)经线性代数运算得到, 最终得到离合器/制动器的相对角速度为

$$\begin{bmatrix} \Delta\dot{\omega}_{CL2} \\ \Delta\dot{\omega}_{BR2} \\ \Delta\dot{\omega}_{BR1} \\ \Delta\dot{\omega}_{CL1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\omega}_{c1s2} - \dot{\omega}_{c2c3} \\ -\dot{\omega}_{r2} \\ -\dot{\omega}_{r3} \\ \dot{\omega}_{s3} - \dot{\omega}_{c2c3} \end{bmatrix} = K \begin{bmatrix} T_E \\ T_{M1} \\ T_{M2} \\ T_{f,CL1} \\ T_{f,CL2} \\ T_{f,BR1} \\ T_{f,BR2} \\ T_{out} \end{bmatrix}. \quad (10)$$

为方便描述,此处使用 ω 表示各构件的角速度,下标为构件名称.

2.2 切换过程

离合器的工作模式可分为“运动”模式、“捕捉加速”模式及“捕捉静止”模式,其相互转换关系^[15]如图 3 所示.

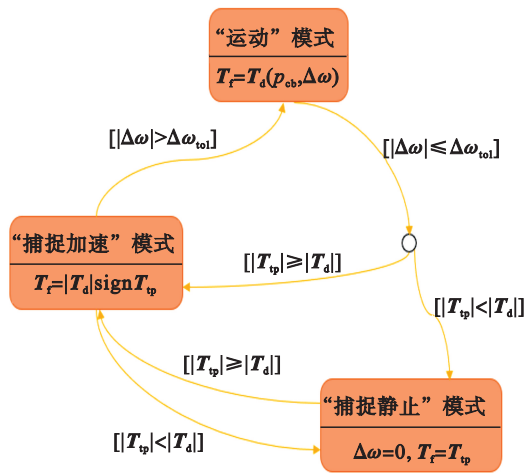


图 3 离合器摩擦模型工作模式

Fig. 3 Working mode of the clutch friction model

当离合器处于“捕捉静止”模式时,其相对转速为 0,摩擦转矩 T_f 的大小和方向与所需传递转矩 T_p 相同,传递转矩 T_p 由外界负载计算求得.当离合器相对转速 $|\Delta\omega|$ 小于等于某个阈值 $\Delta\omega_{tol}$ 时,若 T_p 超过油压所能提供的最大转矩容量,则离合器由“捕捉静止”模式进入“捕捉加速”模式,当 $|\Delta\omega| > \Delta\omega_{tol}$ 时,离合器进入“运动”模式,至此完成 3 个模式的转换.

当离合器/制动器处于“捕捉静止”模式时,其相对角速度和相对角加速度均为 0,静态转矩 T_p 可通过式(11)求解得到.

$$T_p = Z \cdot T_a. \quad (11)$$

式中: Z 为处于“捕捉静止”模式的离合器/制动器对应的系数矩阵; T_a 为变速器输入输出轴上的转矩和不处于“捕捉静止”模式的离合器/制动器传递的摩擦转矩构成的矩阵.

1) 运动模式.当 $|\Delta\omega| > \Delta\omega_{tol}$ 时,离合器处于“运动”模式,摩擦转矩 T_f 与动态转矩 T_d (Coulomb 摩擦转矩) 相同,即

$$T_f = T_d = \mu p_{cb} A_c R N \text{sign}(\Delta\omega). \quad (12)$$

式中: μ 为离合器片摩擦因子; p_{cb} 为作用于离合器片的油压,MPa; A_c 为离合器面积, m^2 ; R 为离合器等效作用半径, m ; N 为离合器摩擦副数量.

2) 捕捉加速模式.当 $|\Delta\omega| \leq \Delta\omega_{tol}$, $|T_p| \geq |T_d|$ 时,离合器进入“捕捉加速”模式, T_f 与捕捉加速转矩 T_{ca} 相同,即

$$T_f = T_{ca} = |T_d| \text{sign}(T_p). \quad (13)$$

3) 捕捉静止模式.当 $|\Delta\omega| \leq \Delta\omega_{tol}$, $|T_p| < |T_d|$ 时,离合器处于“捕捉静止”模式, T_f 与捕捉静止转矩 T_{cs} 相同且在下一时刻将 $\Delta\omega$ 置为 0,即

$$\left. \begin{aligned} T_f &= T_{cs} = T_p, \\ \Delta\omega &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

3 混动变速器切换过程仿真

3.1 模式切换控制问题描述

该混动变速器内各个离合器是独立控制的.它的模式切换过程可以看作是一个离合器接合,同时另一个离合器分离的过程,该模式切换过程分为力矩相和惯性相.在惯性相阶段,结合的离合器逐渐滑摩到闭锁状态.如果控制不良,可能会导致速度变化剧烈和冲击较大的问题.因此,在模式切换过程中对惯性相进行控制对于提高模式切换品质至关重要^[16],在惯性相控制中,关键是控制离合器的滑摩过程,以减小模式切换过程的冲击.

本文采用的功率分流式混合动力系统有 4 种结合方式,如表 3 所示.

表 3 不同模式下离合器的状态
Table 3 States of the clutch in different modes

模式	离合器 CL1	离合器 CL2	制动器 BR1	制动器 BR2
1	0	0	1	1
2	1	0	0	1
3	0	1	1	0
4	1	1	0	0

注:0为离合器打开;1为离合器结合.

以模式 4 到模式 3(离合器 CL1, 离合器 CL2 结合转化为离合器 CL2, 制动器 BR1 结合)的切换为例, 在力矩相中, 离合器 CL1 开始分离, 输出转矩从离合器 CL1 传递到了制动器 BR1; 在惯性相中, 通过控制电磁阀 BR1 的电流来控制制动器 BR1 的压力, 使其主动片和从动片的转速差逐渐减小为 0. 随着惯性向的结束, 混合动力系统模式切换过程完成. 因为离合器 CL1 和制动器 BR1 是电磁阀 CL1 和电磁阀 BR1 独立控制的, 因此, 确保模式切换的时间和 2 个离合器的协调是非常重要的.

由于惯性相离合器 CL1 的压力很小可以忽略, 因此设 $T_{f,CL1}=0$, 整个切换过程, 制动器 BR2 没有结合 $T_{f,BR2}=0$, H 为部分广义坐标外系统部件转速用广义坐标表征的系数矩阵, $D^{-1}B$ 为广义坐标用转矩表征的系数矩阵, 离合器系统的动力学方程为

$$\omega_{\theta 3} = - (H_{31} H_{32} H_{33} H_{34}) D^{-1} B \begin{bmatrix} T_E \\ T_{M1} \\ T_{M2} \\ T_{f,CL1} \\ T_{f,CL2} \\ T_{f,BR1} \\ T_{f,BR2} \\ T_{out} \end{bmatrix} = C_1 T_E + C_2 T_{M1} + C_3 T_{M2} + C_4 T_{f,CL1} + C_5 T_{f,CL2} + C_6 T_{f,BR1} + C_7 T_{f,BR2} + C_8 T_{out} \quad (15)$$

$C_1 \sim C_8$ 的计算公式如下:

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= H_{33} D_{32}^{-1} + H_{34} D_{42}^{-1}, \\ C_2 &= H_{33} D_{31}^{-1} + H_{34} D_{41}^{-1}, \\ C_3 &= H_{33} D_{34}^{-1} + H_{34} D_{44}^{-1}, \\ C_4 &= -H_{33} D_{33}^{-1} - H_{34} D_{43}^{-1} + H_{33} D_{34}^{-1} + H_{34} D_{44}^{-1}, \\ C_5 &= A_{11} (H_{33} D_{33}^{-1} + H_{34} D_{41}^{-1}) + A_{12} (H_{33} D_{32}^{-1} + H_{34} D_{42}^{-1}) - H_{33} D_{33}^{-1} - H_{34} D_{43}^{-1}, \\ C_6 &= A_{33} (H_{33} D_{33}^{-1} + H_{34} D_{43}^{-1}) + A_{34} (H_{33} D_{34}^{-1} + H_{34} D_{44}^{-1}), \\ C_7 &= A_{21} (H_{33} D_{33}^{-1} + H_{34} D_{41}^{-1}) + A_{22} (H_{33} D_{32}^{-1} + H_{34} D_{42}^{-1}) + A_{23} (H_{33} D_{33}^{-1} + H_{34} D_{43}^{-1}), \\ C_8 &= -H_{33} D_{33}^{-1} - H_{34} D_{43}^{-1}. \end{aligned} \right\} (16)$$

式中: A 为全部广义坐标外系统部件转速用广义坐标表征的系数矩阵; A_{ij} 为矩阵的第 i 行第 j 列

元素.

制动器滑摩过程中传递的力矩 $T_{f,BR1}$ 由制动器压力确定, 制动器力矩和压力的关系为

$$T_{f,BR1} = \mu RN (p_{cb} A_c - F). \quad (17)$$

式中, F 为制动器 BR1 的回位弹簧的回复力.

4 个比例压力电磁阀分别控制 4 个离合器, 比例压力电磁阀的动态特性可以简化为如一阶系统^[17]:

$$\tau_{cv} \dot{p}_{cb} = -p_{cb} + k_{cv} i_{BR1}. \quad (18)$$

式中: τ_{cv} 是电磁阀 BR1 的时间常数; k_{cv} 是增益; i_{BR1} 是电磁阀 BR1 的电流.

本文主要考虑模式 4 到模式 3 的惯性相控制, 被控量是制动器 BR1 主从动片的转速差 $\Delta\omega$ (简称制动器 BR1 的转速), p_{cb} 在模式切换过程中也起着重要的作用, 因此, 系统的动态方程为

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{\theta 3} &= C_6 \mu A_c RN p_{cb} + T_d, \\ \dot{p}_{cb} &= -\frac{1}{\tau_{cv}} p_{cb} + \frac{K_{cv}}{\tau_{cv}} i_{BR1}. \end{aligned} \quad (19)$$

式中: $T_d = C_1 T_E + C_2 T_{M1} + C_3 T_{M2} + C_5 T + C_8 T_{out}$, 是可测扰动力矩. 时变参数 μ, τ_{cv}, K_{cv} 对系统影响很小, 为了便于计算将其设置为时不变参数. 其他物理参数如表 4 所示.

3.2 模式切换过程模型预测控制器设计

选取制动器 BR1 的转速 $\Delta\omega$ 和油压 p_{cb} 作为系统的状态变量, 系统的控制输入和输出为电磁阀 BR1 的电流和制动器 BR1 转速, 在模式 4 到模式 3 的模式切换过程中状态空间模型表示如下:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A_c x + B_c u + B_d T_d, \\ y &= Cx. \end{aligned} \quad (20)$$

式中: $x = [\Delta\omega \ p_{cb}]^T$; $y = \Delta\omega$;

$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & C_6 \mu A_c RN \\ 0 & -\frac{1}{\tau_{cv}} \end{bmatrix}; B_c = \begin{bmatrix} 0 & \frac{k_{cv}}{\tau_{cv}} \end{bmatrix}; C = [1 \ 0]; u =$$

i_{BR1} .

k 为离散步数, 以采样周期 T_s 进行离散化, 则离散模型为

$$\left. \begin{aligned} x(k+1) &= Ax(k) + B_1 u(k) + B_2 T_d(k), \\ y(k) &= Cx(k). \end{aligned} \right\} (21)$$

表 4 用于控制器设计的模型参数

Table 4 Model parameters for controller design

制动器 BR1 等效作用半径 R/m	制动器 BR1 摩擦副数 N	制动器 BR1 面积 A_c/m^2	电磁阀的时间常数 τ_{cv}/s	电磁阀的增益 $K_{cv}/(MPa \cdot A^{-1})$	制动器片的摩擦因子 μ
0.098	13	0.39	0.04	1.0	0.13

$$\text{式中: } \mathbf{A} = \begin{bmatrix} 1 & T_s C_6 \mu A_c R N \\ 0 & 1 - \frac{1}{\tau_{cv}} \end{bmatrix}; \mathbf{B}_1 = 0 \frac{T_s k_{cv}}{\tau_{cv}} \mathbf{1}^T, \mathbf{B}_2 = [T_s \cdot 0]^T.$$

3.3 模型预测输出方程

定义MPC的预测时域 N_p 和控制时域 $N_u, N_u \leq$

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{x}(k+1|k) &= \mathbf{A}\mathbf{x}(k) + \mathbf{B}_1\mathbf{u}(k) + \mathbf{B}_2\mathbf{T}_d(k), \\ \mathbf{x}(k+2|k) &= \mathbf{A}\mathbf{x}(k+1) + \mathbf{B}_1\mathbf{u}(k+1) + \mathbf{B}_2\mathbf{T}_d(k) = \\ & \mathbf{A}^2\mathbf{x}(k) + \mathbf{A}\mathbf{B}_1\mathbf{u}(k) + (\mathbf{A}\mathbf{B}_2 + \mathbf{B}_2)\mathbf{T}_d(k) + \mathbf{B}_1\mathbf{u}(k+1), \\ \mathbf{x}(k+N_p|k) &= \mathbf{A}^{N_p}\mathbf{x}(k) + \sum_{i=0}^{N_p-1} \mathbf{A}^{N_p-1-i} \mathbf{B}_1\mathbf{u}(k+i|k) + \sum_{i=0}^{N_p-1} \mathbf{A}^{i-1} \mathbf{B}_2\mathbf{T}_d(k). \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

$\mathbf{X}_k = [\mathbf{x}(k+1|k) \mathbf{x}(k+2|k) \cdots \mathbf{x}(k+N_p|k)]^T$ 为未来 N_p 个控制周期内预测系统的状态. 括号中 $k+1|k$ 表示在当前 k 时刻预测 $k+1$ 时刻的系统状态, 以此类推. 此外, 需要知道预测时域内的控制量 \mathbf{U}_k , 才能预测系统未来的状态, p 为预测时域的步数.

$\mathbf{U}_k = [u(k|k)u(k+1|k) \cdots u(k+N_p-1|k)]^T$ 则通过下面的预测方程可以计算系统未来 N_p 步的状态方程式:

$$\mathbf{X}_k = \boldsymbol{\varphi}\mathbf{x}(k) + \boldsymbol{\theta}_1\mathbf{U}_k + \boldsymbol{\theta}_2\mathbf{T}_d(k). \quad (23)$$

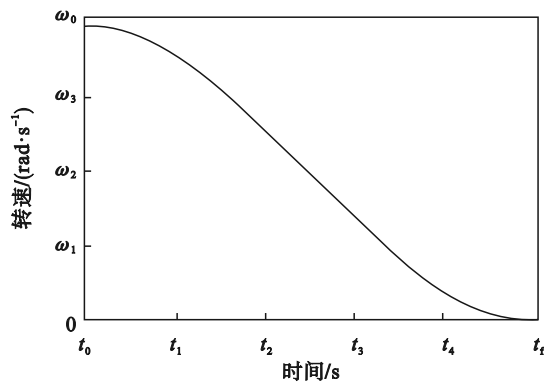
$$\boldsymbol{\varphi} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}^1 \\ \mathbf{A}^2 \\ \cdots \\ \mathbf{A}^{N_p} \end{bmatrix},$$

$$\boldsymbol{\theta}_1 = \begin{bmatrix} \mathbf{B}_1 & 0 & \cdots & 0 \\ \mathbf{A}\mathbf{B}_1 & \mathbf{B}_1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & 0 \\ \mathbf{A}^{N_p-1}\mathbf{B}_1 & \mathbf{A}^{N_p-2}\mathbf{B}_1 & \cdots & \mathbf{B}_1 \end{bmatrix},$$

$$\boldsymbol{\theta}_2 = \begin{bmatrix} \mathbf{B}_2 \\ \mathbf{A}\mathbf{B}_2 + \mathbf{B}_2 \\ \mathbf{A}^2\mathbf{B}_2 + \mathbf{A}\mathbf{B}_2 + \mathbf{B}_2 \\ \cdots \end{bmatrix}.$$

3.4 优化问题与反馈控制律

系统的控制输入为电磁阀BR1的电流 i_{BR1} , 通过控制 i_{BR1} 使制动器BR1的转速 $\Delta\omega$ 跟踪设计好的目标轨迹 $\Delta\omega^*$, 如图4所示.



t_0 —起始时刻; t_f —结束时刻; ω_0 —参考转速.

图4 离合器转速参考轨迹

Fig. 4 Reference trajectory of clutch speed

N_p . 干扰 $\mathbf{T}_d(k)$ 对系统的影响较小, 在控制时域内可以假设其大小不变. 在 k 时刻, 给定初始条件 $\mathbf{x}(k)$, 基于预测模型预测 $k+1$ 至 $k+N_p$ 时刻的系统状态为

模式切换过程应同时保持良好的平顺性和较小的滑摩损失. 如果模式切换时间较短, 并且在模式切换期间, 动力源的力矩能够适当地进行调整和配合, 那么离合器的摩擦损失通常不会很大. 为了实现无冲击的模式切换过程, 离合器在结合过程中应满足无冲击条件, 即在离合器接合瞬间, 离合器输入端的加速度应等于输出端的加速度^[18].

本文的目标是提高模式切换过程的品质, 主要是协调模式的切换时间和切换冲击度, 即制动器BR1的转速能够平顺地跟踪上图4所设计的目标轨迹 $\Delta\omega^*$.

设计代价函数 \mathbf{J} 如式(24):

$$\left. \begin{aligned} \min_{\Delta u(k)} \mathbf{J} &= (\mathbf{X}_k - \mathbf{R}_k)^T \mathbf{Q} (\mathbf{X}_k - \mathbf{R}_k) + \mathbf{U}_k^T \mathbf{W} \mathbf{U}_k, \\ \text{s.t. } u_{\min} &\leq u(k+i) \leq u_{\max}, \\ i &= 0, 1, \dots, N_u - 1. \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

式中: \mathbf{R}_k 为离合器转速的参考序列, $\mathbf{R}_k = [r(k+1)r(k+2) \cdots r(k+N_p)]^T$; 权重矩阵 \mathbf{Q} 为使模式切换过程尽可能地满足期望的模式切换时间; 权重 \mathbf{W} 为对模式切换的冲击进行限制. 其中,

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} q_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & q_2 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & q_{N_p} \end{bmatrix} \quad \mathbf{W} = \begin{bmatrix} w_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & w_2 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & w_{N_p} \end{bmatrix}.$$

3.5 仿真结果

为验证模型预测控制算法对功率分流式混合动力车辆模式切换的有效性, 基于MATLAB/Simulink进行仿真验证, 模式切换过程中惯性相离合器转速仿真结果如图5所示, 图中ref为模式切换过程中制动器BR1的参考转速.

由图6所示的冲击度和滑摩功可以看出, 基于MPC的模式切换过程中, 冲击度最大值为 15 m/s^3 , 滑摩功约为 19 kJ . 结果表明, MPC控制器可以满足模式切换过程的要求.

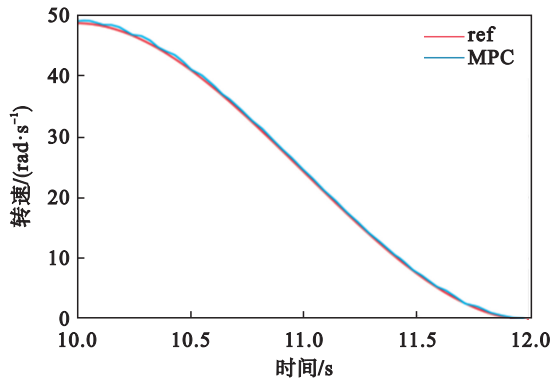


图5 基于MPC的离合器转速

Fig. 5 Speed of clutch based on MPC

4 基于可拓理论的模型预测控制器设计

模式切换控制不仅需要在规定的时间内平顺地完成模式切换,还要确保车辆加速度的平顺性,同时模式切换过程中的滑摩功要尽可能小.

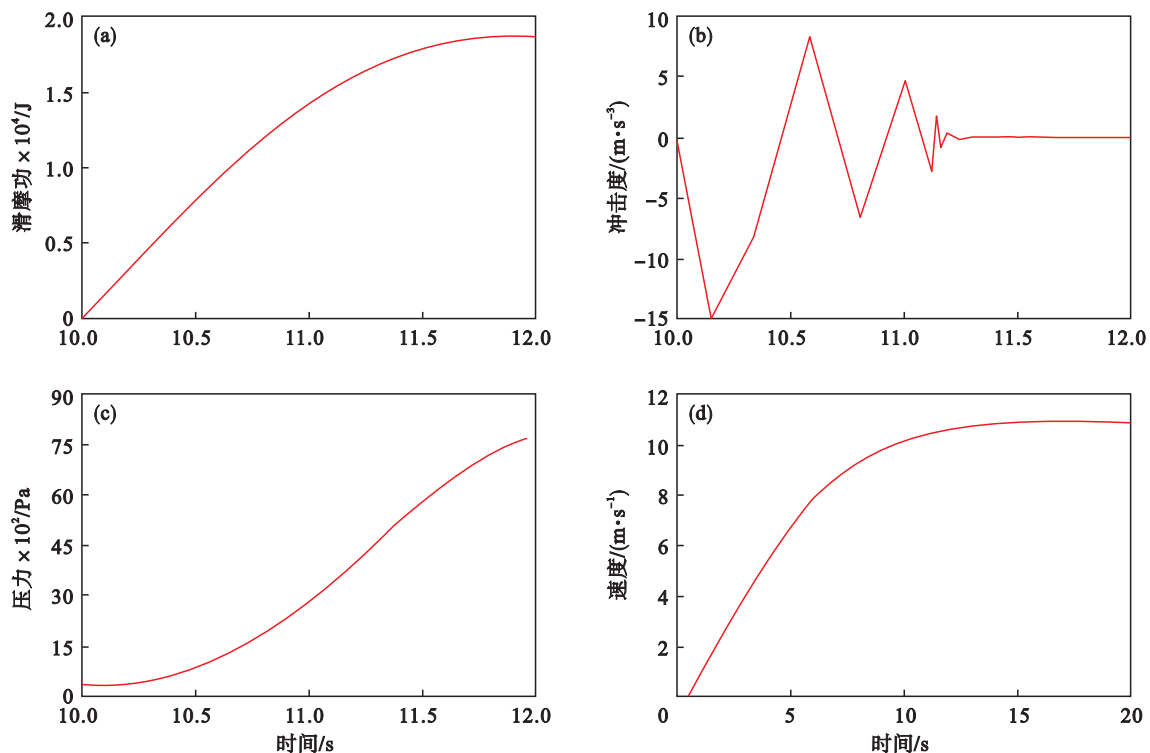


图6 基于MPC的模式切换过程仿真结果

Fig. 6 Simulation results of the mode switching process based on MPC

(a)—滑摩功; (b)—冲击度; (c)—制动器BR1压力; (d)—车速.

4.1 可拓控制设计

选取制动器BR1的转速跟踪误差 $\Delta\omega - \Delta\omega^*$ 来构成特征状态 $S(\Delta\omega - \Delta\omega^*)$, 用来判断每个时刻离合器转速的跟踪状态, $\Delta\omega - \Delta\omega^*$ 如图8所示. 将图9可拓集合进行划分, 采用定值划分各域边界,

利用可拓控制理论对传统模型预测控制权重矩阵进行调整, 得到基于模型预测控制的可拓控制, 总体框架如图7所示. 其中 i_{b1} 为制动器控制电流.

可拓调节模式切换控制总体架构分为2层, 上层对可拓测度模式进行识别, 将可拓理论与制动器BR1的转速跟踪状态结合起来, 将 $\Delta\omega - \Delta\omega^*$ 作为可拓控制的特征量, 组成特征状态 $S(\Delta\omega - \Delta\omega^*)$, 通过基于 $\Delta\omega - \Delta\omega^*$ 自适应可拓集合区域划分的方法, 分别对应制动器BR1跟踪目标曲线控制过程中不同的状态, 将可拓集合划分为经典域、可拓域和非域. 然后利用可拓距理论对关联函数求解, 对制动器BR1的目标转速跟踪控制过程进行测度模式的识别, 分别对应测度模式 mode1, mode2 和 mode3. 下层切换控制算法在测度模式识别的基础上, 设计了3种测度模式下不同MPC的权重矩阵 (W_1, W_2, W_3), 得到制动器BR1的转速 $\Delta\omega$, 实现根据跟转速跟踪误差变化的可拓模式切换控制.

选择 $e=0.1$ 作为经典域边界, $e=0.3$ 作为可拓域边界, 将BR1转速跟踪结果分为3个不同的等级.

如图9所示, 假设 q 点为可拓域中的1个点, q_1 和 q_2 为连接了经典域和可拓域边界的交点. 在可拓集合中可拓距离定义为从1个点到集合的距离.

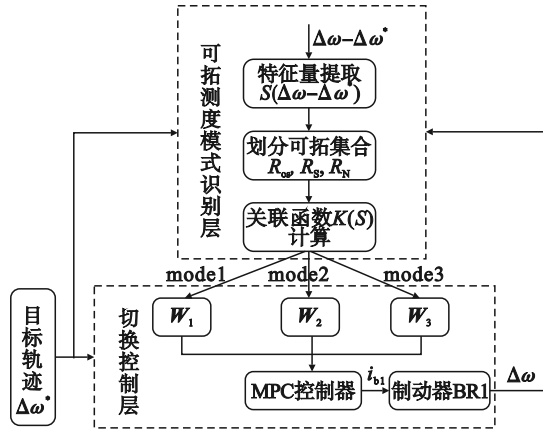


图 7 可拓调节模式切换控制总体框架

Fig. 7 Overall framework of extendable adjustment in the mode switching control

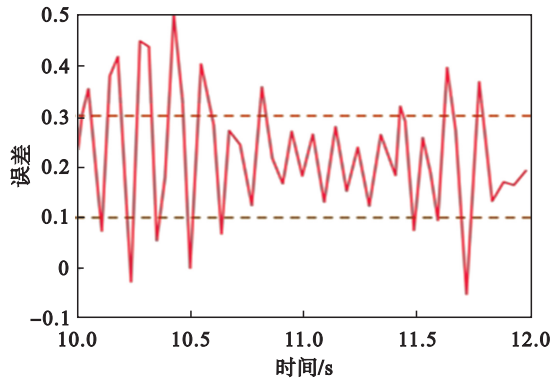


图 8 MPC控制模式切换过程跟踪误差

Fig. 8 Tracking error of MPC control in the mode switching process

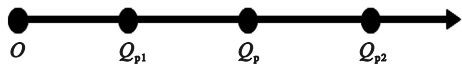


图 9 一维可拓集合

Fig. 9 One-dimensional extensible set

设经典域 $(O, O_1)=A_c$, 可拓域 $(O_1, O_2)=A_c$. 从点 Q_p 到经典域的可拓距离表示为 $\rho(Q_p, A_c)$, 从点 Q_p 到可拓域的可拓距离表示为 $\rho(Q_p, A_c)$. 可拓距离可以如式(26)计算得到^[19].

$$\rho(Q_p, A_c) = \begin{cases} -|OQ_{p1}|, & Q_p \in (O, Q_{p1}), \\ |OQ_{p1}|, & Q_p \in (Q_{p1}, +\infty). \end{cases} \quad (25)$$

$$\rho(Q_p, A_c) = \begin{cases} -|OQ_{p2}|, & Q_p \in (O, Q_{p2}), \\ |OQ_{p2}|, & Q_p \in (Q_{p2}, +\infty). \end{cases} \quad (26)$$

因此, 关联度 $K(S)$, 也称为关联函数, 可由下式(27)计算.

$$\left. \begin{aligned} K(S) &= \frac{\rho(Q_p, A_c)}{D(Q_p, X_c, A_c)}, \\ D(Q_p, A_c, A_c) &= \rho(Q_p, A_c) - \rho(Q_p, A_c). \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

可拓集合中任意点 Q_p 的关联度可以通过上节中的关联函数 $K(S)$ 进行定量描述. 测度模式可分为以下几种.

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= \{S|K(S) > 1\}, \\ M_2 &= \{S|0 \leq K(S) \leq 1\}, \\ M_3 &= \{S|K(S) < 0\}. \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

对模型预测控制的跟踪误差进行分析, 当跟踪误差较小时, 减小权重 W , 以降低滑摩功; 当跟踪误差较大时, 增大权重 W , 使制动器BR1的转速更好地跟踪目标轨迹. 实时权重设计如下:

$$W = \begin{cases} 310, & K(S) > 1; \\ 310 + 10 * K(S), & 0 < K(S) < 1; \\ 320, & K(S) < 0. \end{cases} \quad (29)$$

4.2 可拓控制与模型预测控制仿真结果对比

为了验证所设计控制器的有效性, 本节给出了仿真结果. 利用MATLAB/Simulink设计可拓控制器, 可拓控制模式切换过程的仿真结果如图10与图11所示.

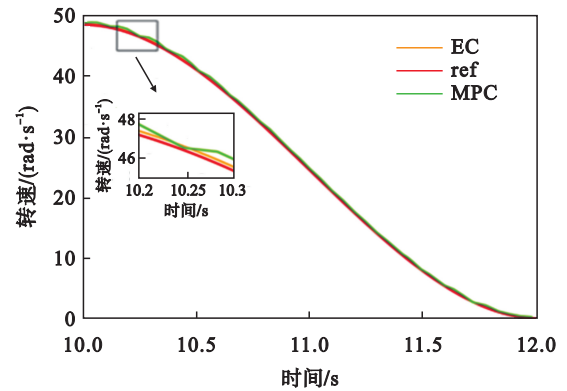
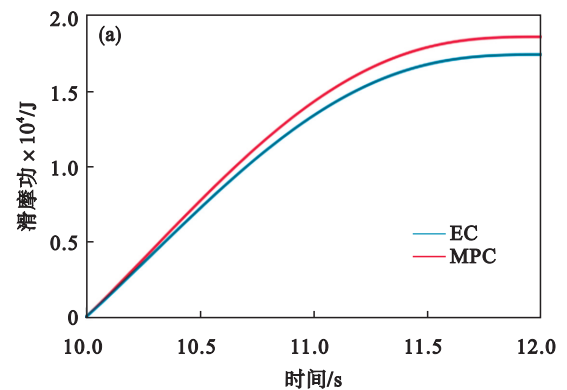


图 10 可拓控制与MPC控制离合器转速对比

Fig. 10 Comparison of clutch speed with extensible control and MPC



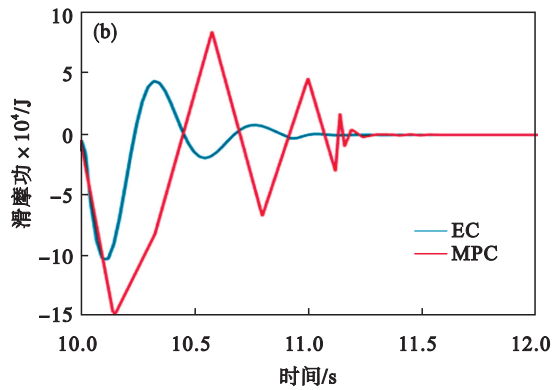


图 11 可拓控制和模型预测控制结果对比

Fig. 11 Comparison of extensible control and model predictive control results

- (a)—模式切换过程滑摩功对比;
(b)—模式切换过程冲击度对比.

在模式切换过程中,基于可拓控制(如图中 EC 所示)的模式切换车辆的振荡幅值小于 10 m/s^3 ,比基于 MPC 控制的减小约 20%;基于可拓控制的模式切换过程滑摩功比基于 MPC 控制的约小 1 kJ.从而证明可拓控制满足了模式切换过程的平顺性,更好地提高了切换品质.

5 结 语

本文针对混合动力车辆模式切换问题,提出一种基于模型预测控制的可拓控制方法,对模型预测控制的权重矩阵进行调整,将模式切换品质和模式切换过程中的滑摩功这对矛盾进行转化.结果显示基于可拓控制的模式切换过程效果较好,满足了模式切换过程的平顺性要求,减小了模式切换过程中的冲击,提高了混合动力车辆模式切换的品质.

参考文献:

- [1] Tang X L, Zhang D J, Liu T, et al. Research on the energy control of a dual-motor hybrid vehicle during engine start-stop process[J]. *Energy*, 2019, 166:1181–1193.
[2] 李显阳. 并联混合动力汽车模式切换动态协调控制的仿真研究[D]. 北京:北京交通大学,2014.
(Li Xian-yang. Simulation study on mode-shift dynamic coordinated control of parallel hybrid electric vehicle[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2014.)
[3] 王卉. 混合动力汽车模式切换动态协调控制研究[D]. 镇江:江苏大学,2020.
(Wang Hui. Research on dynamic coordinated control of mode switching for hybrid electric vehicles[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2020.)
[4] Zeng X H, Yang N N, Wang J N, et al. Predictive-model-based dynamic coordination control strategy for power-split hybrid electric bus [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2015, 60:785–798.
[5] Beck R, Richert F, Bollig A, et al. Model predictive control of a parallel hybrid vehicle drivetrain [C]//

Proceedings of the 44th IEEE Conference on Decision and Control. Seville, 2005: 2670–2675.

- [6] 林歆悠,苏炼,郑清香. 应用模型预测控制的混合动力汽车模式切换动态协调控制[J]. *控制理论与应用*, 2020, 37(4): 897–906.
(Lin Xin-you, Su Lian, Zheng Qing-xiang. Dynamic coordination control of mode transition using model predictive control for hybrid electric vehicle [J]. *Control Theory & Applications*, 2020, 37(4):897–906.)
[7] 张扬. 平衡重式叉车防侧翻控制研究[D]. 合肥:合肥工业大学,2020.
(Zhang Yang. Research on Anti-rollover Control of Counterbalanced Forklift [D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2020.)
[8] 孙友鼎. 弯道工况下自适应巡航系统多目标控制研究[D]. 合肥:合肥工业大学,2021.
(Sun You-ding. Research on multi-objective control of adaptive cruise control system under curve condition [D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2021.)
[9] 秦顺琪. 基于可拓理论的智能车辆纵向协调控制研究[D]. 镇江:江苏大学,2021.
(Qin Shun-qi. Research on the lateral and longitudinal coordination control of intelligent vehicle based on extension theory[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2021.)
[10] 童昌圣. 面向 AGV 控制的故障诊断与知识可拓管理系统[D]. 南京:南京航空航天大学,2020.
(Tong Chang-sheng. Fault diagnosis and knowledge extension management system for AGV control[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronaut, 2020.)
[11] Zhang J G, Zhao X X, Azad N L. LSTM-based adaptive energy management of connected hybrid mining trucks for improving fuel efficiency[C]//2022 IEEE 25th International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC). Macau: IEEE: 2848–2855.
[12] Patinya S. Modeling and control of automatic transmission with planetary gears for shift quality [D]. Arlington: The University of Texas At Arlington, 2011.
[13] Karmel A M. Dynamic modeling and analysis of the hydraulic system of automotive automatic transmissions [C]// 1986 American Control Conference. Seattle: IEEE, 1986: 273 – 278.
[14] Tugcu A, Hebbale K, Alexandridis A, et al. Modeling and simulation of the powertrain dynamics of vehicles equipped with automatic transmission [C]//Proceedings of Symposium on Simulation of Ground Vehicles and Transportation Systems. Los Angeles, 1986: 39–61.
[15] Karnopp D. Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic systems[J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 1985, 107(1):100–103.
[16] 卢晓晖. 汽车传动系的滚动优化控制研究[D]. 长春:吉林大学,2013.
(Lu Xiao-hui. Moving Horizon Optimal Control for Automotive Driveline Systems [D]. Changchun: Jilin University, 2013.)
[17] Sanada K, Kitagawa A. A study of two-degree-of-freedom control of rotating speed in an automatic transmission, considering modeling errors of a hydraulic system [J]. *Control Engineering Practice*, 1998, 6:1125 – 1132.
[18] Dolcini P, Bechart H, Canudas de Wit C. Observer-based optimal control of dry clutch engagement[C]// Proceedings of the 44th IEEE Conference on Decision and Control. Seville: IEEE, 2005: 440–445.
[19] Hu C, Wang R R, Yan F J, et al. Output constraint control on path following of four-wheel independently actuated autonomous ground vehicles [J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2016, 65(6): 4033–4043.