

PHEV 由纯电动向混合驱动模式切换协调控制设计

付主木^{1,2†}, 关玉雪¹, 宋书中^{1,2}

(1. 河南科技大学 信息工程学院, 河南 洛阳 471023;

2. 河南科技大学 河南省机器人与智能系统重点实验室, 河南 洛阳 471023)

摘要: 针对并联混合动力汽车模式切换过程中动力中断和扭矩波动对车辆驾驶性能的影响, 提出一种由纯电动向混合驱动模式切换的协调控制方法. 首先, 根据切换过程动力学分析及控制目标, 将该过程分为离合器接合前后两部分. 然后, 对前者设计干扰观测器估计并补偿扭矩干扰和模型不确定性, 提出基于干扰补偿的协调控制策略, 以消除干扰, 实现发动机的快速起动、同步; 对后者引入发动机扭矩延迟变量, 并利用电机扭矩补偿发动机扭矩误差, 设计基于电机补偿的扭矩切换协调控制策略, 实现平滑切换. 仿真结果表明, 该控制策略与传统控制方法相比, 冲击度降低 50.5%, 有效减小了扭矩波动, 确保了模式切换的平顺性, 提高了驾驶性能.

关键词: 并联混合动力汽车; 模式切换; 干扰补偿; 冲击度; 平顺性; 驾驶性能

中图分类号: TP273; U469.72

文献标志码: A

Switching coordination control design from motor driving mode to hybrid driving mode for PHEV

FU Zhu-mu^{1,2†}, GUAN Yu-xue¹, SONG Shu-zhong^{1,2}

(1. School of Information Engineering, He'nan University of Science and Technology, Luoyang 471023, China;

2. He'nan Key Laboratory of Robot and Intelligent Systems, He'nan University of Science and Technology, Luoyang 471023, China)

Abstract: A coordinated control method is presented for drivability worse caused by power interruption and torque fluctuation in the powertrain during the mode transition from motor driving mode to hybrid driving mode for a parallel hybrid electric vehicle(PHEV). Firstly, according to the dynamic analysis of the mode switching process and control targets, the switching process is divided into two phases, that is, before clutch engagement and after clutch engagement. Then, the mode switching control strategy based on disturbance compensation is proposed to eliminate disturbance and realize speed synchronization fastly for the former, in which a disturbance observer is designed to estimate and compensate torque disturbances and model uncertainties during mode transition. To the latter, the torque switching control strategy based on motor compensation is devised to realize smooth switching by introducing the torque delay of the engine and using the motor torque to compensate the torque error of engine. Finally, simulation results show that compared with the traditional control method, the jerk can be decreased by 50.5% during mode transition. The proposed strategies can effectively reduce the torque fluctuations in the powertrain and achieve smooth transition, accordingly, the drivability of PHEV can be improved.

Keywords: parallel hybrid electric vehicle; mode transition; disturbance compensation; jerk; smoothness; drivability

0 引言

并联式混合动力汽车(Parallel hybrid electric vehicle, PHEV)由于具有较好的动力性、较高的发动机运行效率、良好的节能减排性能,受到了国内外学者的广泛关注^[1-2]. PHEV 包含发动机、电机两种动力源,能够实现多种工作模式,因而可以根据汽车行驶

工况进行模式间的切换.但由于发动机、电机两动力源的动态特性不同,且切换过程存在离合器的分离/接合,如果不能有效协调控制各动力源,则容易引起传动系统动力中断或扭矩波动,造成车辆抖动,进而影响乘坐的舒适性和驾驶性能^[3-5].

目前,国内外对 PHEV 模式切换协调控制研究主

收稿日期: 2017-07-17; 修回日期: 2017-10-19.

基金项目: 国家自然科学基金项目(61473115); 河南省高校科技创新团队支持计划项目(18IRTSTHN011).

责任编辑: 左志强.

作者简介: 付主木(1974-),男,教授,博士生导师,从事混合动力汽车系统建模、控制与优化等研究;关玉雪(1991-),女,硕士生,从事混合动力汽车模式切换协调控制的研究.

†通讯作者. E-mail: fzm1974@163.com.

要集中在发动机扭矩估计和各动力源协调控制两个方面^[6]. 在发动机扭矩估计方面,文献[3]根据发动机本体运行特征进行扭矩估计,包括发动机平均值模型估计和根据发动机曲轴瞬时转速估计扭矩,并将其与电机扭矩补偿控制算法结合,有效减小了切换过程的波动;在此基础上,文献[7-8]提出了基于神经网络的发动机扭矩估计方法,在发动机动态特性试验数据的基础上,利用人工神经网络建立发动机的稳态和动态扭矩估计模型,测定发动机动态特性,采用电机闭环调速控制补偿模式切换时发动机扭矩响应不足,降低了系统的转速和扭矩波动;在各动力源协调控制方面,文献[9-10]提出了基于模型预测的模式切换协调控制方法,协调电机、发动机、离合器扭矩,预测动力源最优扭矩,实现了模式切换的平顺性;文献[11-12]同时考虑整车纵向冲击度和离合器滑摩功,将二次型最优控制算法运用到HEV传动系统控制,并以离合器压力变化率和电机扭矩变化率为控制对象,设计了最优控制器,实现了HEV动力传递的平顺性,减小了离合器的磨损.

现有成果一般先通过能量管理策略得到动力源的目标扭矩,然后根据发动机扭矩估计、最优控制和预测模型等方法获得发动机实时扭矩,最后采用电机补偿发动机扭矩误差. 采用这些方法所设计的协调控制,在一定程度上抑制了切换过程的扭矩波动,实现了切换平顺性,但也存在不足之处:1) 由于PHEV系统结构并非理想的刚性联接,在系统建模时,发动机、电机侧轴以及驱动轴阻尼的影响不可忽视;2) 发动机、电机、离合器并非理想化模型,在控制器设计时忽略其不确定性和实际物理约束(如发动机和离合器扭矩动态特性),将降低控制精度;3) 单纯采用电机扭矩补偿发动机扭矩响应不足的方法,容易导致电机扭矩突变,进而影响整车平顺性^[11,13].

因为从纯电动模式切换至混合驱动模式扭矩波动幅度最大,所以本文重点研究PHEV由纯电动向混合驱动模式切换协调控制问题. 针对现有研究中存在的不足,本文综合考虑传动系统各部件的弹性常数、阻尼系数、系统建模不确定性以及离合器摩擦扭矩、发动机扭矩误差等各种因素,对离合器接合前、离合器接合后分别设计不同的控制策略,以确保模式切换的平顺性,提高整车驾驶性能.

1 混合动力系统结构和模式切换分析

1.1 PHEV系统结构

PHEV结构如图1所示,包括发动机、电机、离合器、变速器等. 该结构中的集成起动/发电一体机

(Integrated starter/generator, ISG)既可驱动车辆,还能替代起动机,同时可作为发电机为电池充电. 离合器位于发动机与电机之间,在模式切换中起着重要作用,通过离合器的分离/接合,不仅可实现发动机单独驱动、纯电动、混合驱动、行车充电、再生制动等各种工作模式,保证发动机工作在高效节能区,取得良好的燃油经济性和低排放性能,还可避免电机反拖发动机造成机械能量损失^[14-15].

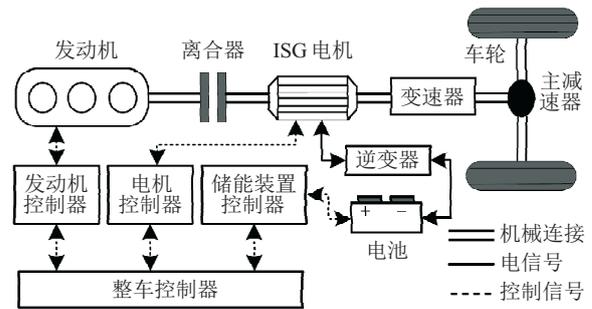


图1 PHEV系统结构

1.2 模式切换动力学分析

将图1结构进行简化,得到如图2所示的混合动力传动系统模型.

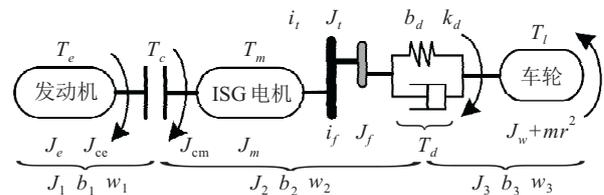


图2 混合动力传动系统模型

图2中: J_e 、 J_m 分别为发动机、电机转动惯量; J_{ce} 、 J_{cm} 分别为离合器主、从动盘的转动惯量; J_t 、 J_f 、 J_w 分别为变速器、主减速器、车轮的转动惯量; J_1 、 J_2 、 J_3 分别为发动机侧、电机侧、车轮和车身的集中有效转动惯量; i_t 、 i_f 分别为变速器、主减速器的传动比; b_1 、 b_2 、 b_3 分别为发动机、电机侧轴和驱动轴的阻尼系数; T_e 、 T_m 、 T_c 分别为发动机、电机实际扭矩和离合器摩擦扭矩; T_l 为负载扭矩; $T_d = k_d(\theta_2/i_t i_f - \theta_3) + b_d(w_2/i_t i_f - w_3)$ 为驱动轴传递的扭矩, θ_2 、 θ_3 分别为电机和车轮的角位移, k_d 和 b_d 分别为驱动轴的弹性常数和阻尼系数; w_1 、 w_2 、 w_3 分别为发动机、电机、车轮的转速; m 为整车质量; r 为车轮半径.

为简化分析,对整车转动惯量进行整合,其中发动机侧的有效转动惯量 J_1 为

$$J_1 = J_e + J_{ce}. \quad (1)$$

式(1)包括了发动机转动惯量及发动机侧的离合器转

动惯量。

离合器从动盘、电机、传动系统的转动惯量折合成到电机侧的有效转动惯量 J_2 为

$$J_2 = J_{cm} + J_m + J_t/i_t^2 + J_f/i_f^2. \quad (2)$$

车轮和车身的集中有效转动惯量 J_3 为

$$J_3 = J_w + mr^2. \quad (3)$$

根据离合器的分离、滑摩和接合状态,将切换过程分为发动机起动、转速同步、扭矩切换3个阶段。

1) 发动机起动阶段. 该阶段为当离合器传递的扭矩大于发动机阻力矩时,发动机转速从零增加到怠速值的过程. 此时,离合器处于滑摩状态,两动力源转速不等,即 $w_1 \neq w_2$, 整车动力学方程为

$$\begin{cases} J_1 \dot{w}_1 + b_1 w_1 = T_c - T_{ef} + f_1, \\ J_2 \dot{w}_2 + b_2 w_2 = T_m - T_c - T_d/i_t i_f + f_2, \\ J_3 \dot{w}_3 + b_3 w_3 = T_d - T_l + f_3. \end{cases} \quad (4)$$

其中: f_i ($i = 1, 2, 3$) 为模型不确定项; T_{ef} 为发动机起动阻力矩,此时发动机相当于系统负载。

2) 转速同步阶段. 该阶段为发动机起动后,电机继续输出扭矩,使发动机与电机转速相等的过程,即离合器从滑摩状态到完全接合的过程. 该阶段中,离合器主、从动盘两侧存在较大的转速差,为防止产生扭矩波动,要求发动机快速达到电机转速,整车动力学方程如下:

$$\begin{cases} J_1 \dot{w}_1 + b_1 w_1 = T_e + T_c + f_1, \\ J_2 \dot{w}_2 + b_2 w_2 = T_m - T_c - T_d/i_t i_f + f_2, \\ J_3 \dot{w}_3 + b_3 w_3 = T_d - T_l + f_3. \end{cases} \quad (5)$$

由于发动机动态响应应具有延迟性,导致其需求扭矩与实际输出扭矩间存在一定的误差,即

$$T_{e_er} = T_{e_req} - T_e. \quad (6)$$

其中: T_{e_er} 为发动机扭矩误差, T_{e_req} 为发动机需求扭矩。

3) 扭矩切换阶段. 该阶段为发动机与电机转速完全相等,进入混合驱动模式阶段. 该阶段中,离合器处于锁止状态,发动机和电机共同驱动整车,两者转速相同,即 $w_1 = w_2$. 根据式(5)有

$$\begin{cases} (J_1 + J_2) \dot{w}_2 + (b_1 + b_2) w_2 = \\ T_e + T_m - T_d/i_t i_f + f_{12}, \\ J_3 \dot{w}_3 + b_3 w_3 = T_d - T_l + f_3, \end{cases} \quad (7)$$

其中 $f_{12} = f_1 + f_2$ 为模型不确定项。

由模式切换过程中动力学分析可知,纯电动向混

合驱动模式切换过程中,由于发动机、电机动态特性不同以及离合器分离/接合等存在发动机扭矩误差、离合器摩擦扭矩以及系统模型不确定性等干扰,造成整车实际扭矩与需求扭矩不一致,引起扭矩波动,导致系统鲁棒性和驾驶性能变差. 为此,根据离合器在切换过程所处的状态,将上述过程分为离合器接合前(离合器处于滑摩状态)和离合器接合后(离合器锁止)两部分,分别设计相应的模式切换协调控制方法。

2 模式切换协调控制策略设计

由纯电动向混合驱动模式切换时,离合器接合前主要包括发动机起动和转速同步两个阶段,设计基于干扰补偿的模式切换控制器;离合器接合后为扭矩切换阶段,需要对电机、发动机扭矩重新分配,设计基于电机补偿的扭矩切换协调控制器。

2.1 基于干扰补偿的模式切换控制器设计

干扰补偿控制器设计需要综合考虑发动机、电机、离合器扭矩及误差、系统模型不确定性、系统建模误差等,将其统一视为某一干扰,利用干扰观测器进行估计并补偿. 具体而言,根据包含上述干扰的整车动力学方程,采用系统传递函数估计干扰,用名义模型(即不存在外界干扰和系统不确定性的理想状态模型)反馈的干扰估计值实现对干扰的抑制,引入低通滤波器,实现对象名义模型逆的物理实现,进而将干扰观测器的设计简化为滤波器的设计,以达到抑制扭矩波动、平滑切换的目的^[16-18]。

2.1.1 干扰观测器设计

在纯电动向混合驱动模式切换过程中,需要接合离合器,并利用电机起动发动机,因此,电机为车辆提供驱动力的同时,还需提供一部分补偿扭矩,该扭矩以离合器摩擦扭矩的形式输出,用于发动机快速起动和同步^[19-20]. 在离合器接合期间,其摩擦扭矩变化较大,为满足车辆驱动需求,保证整车的需求扭矩,需要调整电机的输出扭矩来补偿离合器消耗的摩擦扭矩,以防止整车扭矩突变. 电机需求扭矩由能量管理系统分配,与离合器摩擦扭矩和整车需求扭矩有关。

由式(5)和(6)可得

$$J_1 \dot{w}_1 + b_1 w_1 = T_{e_req} - T_{e_er} + T_c + f_1 = T_{e_req} + d, \quad (8)$$

其中 d 为系统干扰。

系统干扰 d 主要由发动机扭矩误差和离合器摩擦扭矩组成,即

$$d = -T_{e_er} + T_c + f_1. \quad (9)$$

将电机的需求扭矩作为该阶段的控制扭矩,通过控制离合器摩擦扭矩 T_c 和发动机扭矩误差 T_{e_er} 实现对发动机转速的控制.

采用电机需求扭矩补偿干扰,即

$$T_{m_req_fnl} = T_{m_req} - \hat{\delta}. \quad (10)$$

其中: T_{m_req} 为电机需求扭矩, $T_{m_req_fnl}$ 为干扰补偿后的最终电机需求扭矩, $\hat{\delta}$ 为干扰的补偿量.

离合器接合前的干扰观测器如图3所示. 以电机转速(即发动机目标转速)为输入,发动机实际转速为输出,经反馈后,两者的转速差作为新的控制输入. 电机和发动机为被控对象. 通过干扰观测器估计并补偿干扰实现离合器接合前的干扰抑制.

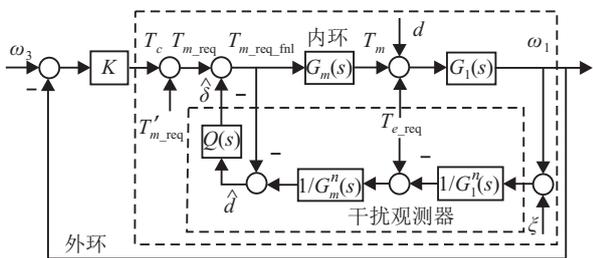


图3 干扰补偿控制器设计

在图3中: K 为控制增益,由PID控制器确定; $G_m(s)$ 、 $G_1(s)$ 分别为电机、发动机侧系统的传递函数; $G_m^n(s)$ 、 $G_1^n(s)$ 为上述传递函数的名义值; $Q(s)$ 为低通滤波器; $T_{m_req} = T'_{m_req} + T_c$ 为电机提供的整车需求扭矩, $\hat{\delta}$ 为干扰估计; ξ 为测量噪声.

干扰观测器设计的关键是获取系统传递函数和设计低通滤波器. 电机名义模型为

$$\dot{T}_m = -\frac{1}{\tau_m^n} T_m + \frac{1}{\tau_m^n} T_{m_req}, \quad (11)$$

其中 τ_m^n 为电机名义模型的时间常数.

经Laplace变换可求出电机名义模型的传递函数

$$G_m^n(s) = \frac{1}{\tau_m^n s + 1}, \quad (12)$$

其中 $G_m^n(s) = T_m/T_{m_req}$.

由式(5)可得发动机名义模型

$$J_1^n \dot{w}_1 + b_1^n w_1 = T_{e_req}, \quad (13)$$

其中 J_1^n 、 b_1^n 分别为 J_1 、 b_1 的名义值.

同理,经Laplace变换可得发动机名义模型的传递函数

$$G_1^n(s) = \frac{1}{J_1^n s + b_1^n}, \quad (14)$$

其中 $G_1^n(s) = w_1/T_{e_req}$.

一般而言,无法得到被控对象的精确数学模型,且测量噪声会降低系统的控制性能,因此需要在干扰

估计后引入低通滤波器解决上述问题,进而将干扰观测器的设计简化为低通滤波器的设计.

2.1.2 低通滤波器设计

根据梅森增益公式可得图3中内环系统各输入到输出的传递函数为

$$H_a(s) = G_1(s)G_m(s)G_1^n(s)G_m^n(s)/H_0(s), \quad (15)$$

$$H_b(s) = G_1(s)G_1^n(s)\{G_m^n(s) + [G_m(s) - G_m^n(s)]Q(s)\}/H_0(s), \quad (16)$$

$$H_c(s) = [1 - Q(s)]G_1(s)G_1^n(s)G_m^n(s)/H_0(s), \quad (17)$$

$$H_d(s) = -G_1(s)G_m(s)Q(s)/H_0(s). \quad (18)$$

其中: $H_a(s)$ 、 $H_b(s)$ 、 $H_c(s)$ 、 $H_d(s)$ 分别为从电机需求扭矩 T_{m_req} 、发动机需求扭矩 T_{e_req} 、系统干扰 d 、测量噪声 ξ 到输出 w_1 的传递函数, $H_0(s) = G_1^n(s) \times G_m^n(s) + [G_1(s)G_m(s) - G_1^n(s)G_m^n(s)]Q(s)$.

若被控对象的名义模型正确,即 $G_1^n(s) = G_1(s)$, $G_m^n(s) = G_m(s)$,则式(15)~(18)中4个传递函数可简化为

$$H_a(s) = G_1(s)G_m(s), \quad H_b(s) = G_1(s),$$

$$H_c(s) = G_1(s)[1 - Q(s)], \quad H_d(s) = -Q(s).$$

由此可以看出,采用干扰观测器补偿的实质是通过设计低通滤波器对各输入输出传递函数进行整形,以达到抑制系统干扰、降低扭矩波动的要求.

由 $H_a(s) = G_1(s)G_m(s)$ 可知,在名义模型正确的前提下, T_{m_req} 与 w_1 之间的传递函数与不加干扰观测器时完全一样,说明干扰观测器对其并无影响,即,干扰观测器并未参与对电机、发动机的控制. 说明该干扰观测器既能抑制干扰,又不影响系统的控制性能,是一般反馈控制器不能实现的.

假设 $Q(s) \approx 1$,则式(15)~(18)中的传递函数可简化为 $H_a(s) \approx G_1^n(s)G_m^n(s)$, $H_b(s) \approx G_1^n(s)$, $H_c(s) \approx 0$, $H_d(s) \approx -1$,即传递函数只与系统名义模型有关,可消除干扰,但噪声仍存在.

同理,如果令 $Q(s) \approx 0$,则 $H_a(s) \approx G_1(s)G_m(s)$, $H_b(s) \approx G_1(s)$, $H_c(s) \approx G_1(s)$, $H_d(s) \approx 0$,即传递函数只与系统实际模型有关,可消除噪声,但干扰仍然存在.

综上所述,为了既抑制干扰又消除测量噪声,在设计低通滤波器时,低频范围内应使 $Q(s) \approx 1$,此时 $d \approx 0$;高频范围内应使 $Q(s) \approx 0$,此时 $\xi \approx 0$.

一般采用简单的二项式模型设计低通滤波器^[18],即

$$Q_{nm}(s) = \frac{\sum_{k=0}^m a_{nk}(\tau s)^k}{(\tau s + 1)^n}. \quad (19)$$

其中: $a_{nk} = (n!)/[k!(n-k)!]$ 为二项式系数, 滤波器的静增益为1; m 、 n 分别为滤波器分子、分母的阶次, $m = 0, 1, \dots, n-1$; τ 为时间常数.

设计低通滤波器时, 应使其阶次、相对阶次(指分母的阶数减去分子的阶数)尽量小, 且时间常数 τ 要远小于混合动力系统的时间常数, 以保证其较强的干扰抑制能力. 综上, 取 $n = 3, m = 1$, 所设计的低通滤波器如下:

$$Q(s) = \frac{3(\tau s) + 1}{(\tau s)^3 + 3(\tau s)^2 + 3(\tau s) + 1}. \quad (20)$$

其中 τ 决定低通滤波器的截止频率, 可通过实验得到.

2.2 基于电机补偿的扭矩切换控制器设计

离合器接合后, 发动机和电机为刚性联接, 进入混合驱动模式. 该阶段需要对两动力源扭矩重新分配, 增加发动机扭矩的同时降低电机扭矩, 使主要动力源由电机变为发动机. 整车动力由电机和发动机共同提供, 有

$$T_{\text{req}}(t) = T_{m_{\text{req}}}(t) + T_{e_{\text{req}}}(t), \quad (21)$$

其中 $T_{\text{req}}(t)$ 为整车需求扭矩.

由于发动机动态响应应具有延迟性, 其实际输出扭矩与目标需求扭矩存在扭矩误差, 若立即减小电机扭矩到目标需求扭矩, 则整车的实际总输出扭矩将小于总需求扭矩, 不能满足动力需求, 从而造成传动系统扭矩波动, 使整车驾驶性能变差.

为抑制电机扭矩突变, 补偿发动机扭矩误差, 引入发动机扭矩延迟变量 $\sigma(w_1)$, 即

$$T_{m_{\text{req}}}^*(t) = T_{m_{\text{req}}}[t - \sigma(w_1)] + T_{e_{\text{er}}}(t). \quad (22)$$

其中: $T_{m_{\text{req}}}^*(t)$ 为加入延迟变量的最终电机需求扭矩; $\sigma(w_1) = \tau_d/w_1$ 为发动机扭矩延迟变量, τ_d 为延迟常数.

发动机扭矩误差 $T_{e_{\text{er}}}(t)$ 可由下式计算:

$$T_{e_{\text{er}}}(t) = T_{e_{\text{req}}}[t - \sigma(w_1)] - T_e(t). \quad (23)$$

由式(22)、(23)可知, 引入发动机扭矩延迟变量使得电机、发动机需求扭矩延迟了时间 $\sigma(w_1)$. 因此, 电机、发动机实际输出扭矩分别为

$$T_m(t) = T_{m_{\text{req}}}[t - \sigma(w_1)] + T_{e_{\text{er}}}(t), \quad (24)$$

$$T_e(t) = T_{e_{\text{req}}}[t - \sigma(w_1)] - T_{e_{\text{er}}}(t). \quad (25)$$

整车的实际输出 $T_d(t)$ 为

$$\begin{aligned} T_d(t) &= T_m(t) + T_e(t) = \\ &T_{m_{\text{req}}}[t - \sigma(w_1)] + T_{e_{\text{req}}}[t - \sigma(w_1)] = \\ &T_{\text{req}}[t - \sigma(w_1)]. \end{aligned} \quad (26)$$

综上所述, 本研究能够克服现有研究把传动系统各部件视为刚性联接的不足, 将各传动轴阻尼系数和弹性常数纳入到系统建模中, 同时综合考虑系统建模不确定性、离合器摩擦扭矩、发动机扭矩误差等各种因素, 在离合器接合前, 通过设计干扰观测器和低通滤波器, 以期实现对干扰的估计以及对低频干扰的有效补偿和高频噪声的有效滤除; 离合器接合后, 在常规电机补偿方法的基础上又引入发动机延迟变量, 以期降低电机扭矩突变, 同时补偿发动机扭矩误差.

以上从理论上实现了对干扰和扭矩波动的抑制, 下面将进一步通过仿真验证理论方法的可行性.

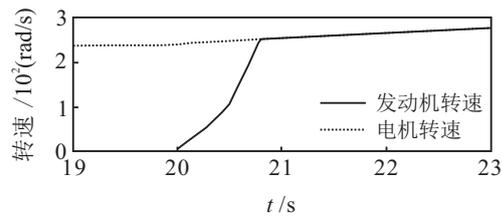
3 仿真和对比分析

下面以纯电动模式切换到混合驱动模式为例, 在 Matlab/Simulink 环境下, 搭建 PHEV 动力学模型以及整车控制器, 主要参数如表 1 所示.

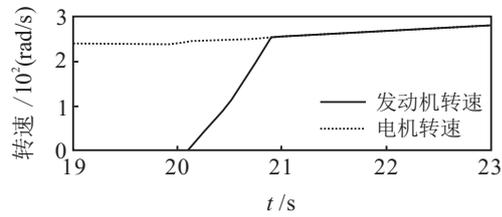
表 1 整车动力系统的主要参数

部件	名称	数值
发动机	最大功率/kW	41
	最大扭矩/N·m	80.9
	最低工作转速/(rad/s)	104.5
	最高转速/(rad/s)	576
电机	最大功率/kW	75
	最大扭矩/N·m	±271
	最高转速/(rad/s)	1045
	名义模型时间常数 τ_m^n /s	0.03
其他	发动机侧有效转动惯量 J_1 /kg·m ²	0.1
	发动机侧阻尼系数 b_1 /(N·m·s/rad)	0.017
	电机侧有效转动惯量 J_2 /kg·m ²	0.167
	电机侧阻尼系数 b_2 /(N·m·s/rad)	0.1
	车轮转动惯量 J_w /kg·m ²	0.25
	车轮侧轴的阻尼系数 b_3 /(N·m·s/rad)	0.05
	低通滤波器时间常数 τ /s	0.001
	延迟常数 τ_d /s	0.1
整车质量 m /kg	1350	
车轮半径 r /m	0.282	

以整车冲击度作为模式切换过程中扭矩协调控制效果的评价指标, 将所设计控制策略与基于实际驾驶经验的传统控制方法(以下简称为传统控制方法)进行仿真和对比分析, 如图4~图6所示. 仿真步长为0.1s, 20s时开始由纯电动切换至混合驱动模式. 其中, 图4和图5分别为切换过程中电机和发动机的实际转速、扭矩输出, 图6为扭矩波动情况.

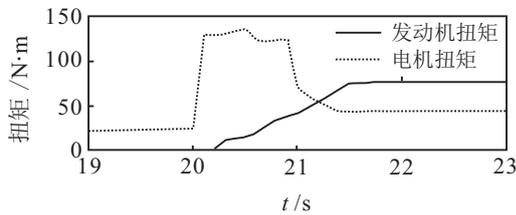


(a) 传统控制方法

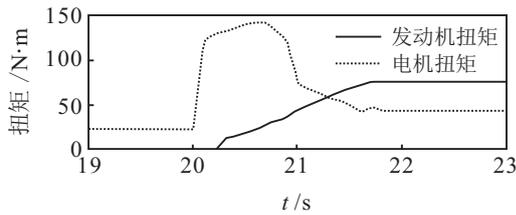


(b) 协调控制方法

图4 电机和发动机的实际转速

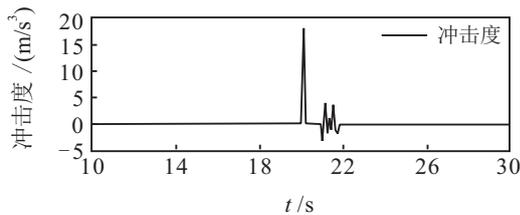


(a) 传统控制方法

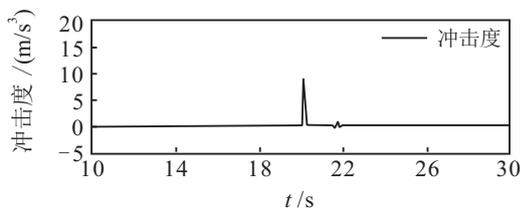


(b) 协调控制方法

图5 电机和发动机的实际扭矩



(a) 传统控制方法



(b) 协调控制方法

图6 切换过程的冲击度

当采用传统控制方法(图4(a)、图5(a)和图6(a))时,电机快速起动发动机后,由于发动机扭矩动态响应不足,不能及时达到目标扭矩,且切换过程中存在离合器摩擦扭矩、模型不确定性等其他干扰,导致发

动机不能快速达到目标转速.在21s左右,电机扭矩突然降低至目标扭矩,发动机由于响应滞后性不能及时达到目标扭矩,导致总输出扭矩不能满足整车动力需求.整个过程中最大冲击度约为 18.24 m/s^3 ,且出现了频繁波动.

当采用本文设计的协调控制方法(图4(b)、图5(b)和图6(b))时,发动机快速起动后,通过干扰补偿控制,电机扭矩平滑增加,提供整车动力的同时,还提供额外扭矩使离合器两侧转速同步.发动机在20.1s时开始起动,经0.4s左右达到怠速值,完成起动,满足发动机快速起动要求;在20.9s左右达到转速同步,转速持续平稳上升;在21s左右,离合器完全接合,在电机补偿控制下,电机扭矩缓慢下降到目标扭矩,同时补偿发动机扭矩误差,使得整车实际输出扭矩满足驾驶员需求,降低了动力系统的扭矩波动,冲击度最大为 9.02 m/s^3 (其范围在我国推荐的评价标准——冲击度绝对值不大于 17.64 m/s^3 内),相比传统控制方法降低了50.5%,验证了所提出设计方法的有效性.

4 结论

考虑系统的非刚性联接、离合器摩擦扭矩、发动机扭矩误差和模型不确定性等因素,在建立模式切换过程中3个阶段整车动力学方程的基础上,根据离合器的状态变化和切换过程的控制目标,将切换过程分为离合器接合前和接合后两部分,分别设计了基于干扰补偿和基于电机补偿协调控制方法.仿真结果表明,所设计的扭矩协调控制策略,冲击度最大约为 9.02 m/s^3 ,在我国推荐的评价标准范围内,且与传统控制方法相比,其值降低了50.5%,保证了模式切换的平顺性,提高了驾驶性能.

需要特别指出的是:

1) 在传动系统建模中,本文综合考虑了传动系统阻尼系数、弹性常数和不确定性等因素,突破了现有文献中将PHEV系统结构视为理想刚性联接的不足.

2) 在控制器设计中,将发动机扭矩误差、离合器摩擦扭矩等实际物理约束以及系统模型不确定性视为统一干扰,通过干扰观测器和低通滤波器观测出等效干扰并在控制中引入等效补偿,实现对干扰的抑制.与现有文献相比,发动机转速、扭矩增加更趋平缓,冲击度降幅较大.

3) 在常规电机补偿控制方法^[3,7-8]的基础上,通过引入发动机扭矩延迟变量,使电机扭矩平缓降低,并补偿发动机扭矩误差,使动力源扭矩变化曲线更加平滑,进一步降低了冲击度,在不影响车辆驾驶性能的前提下,相对延长了车辆响应时间.

参考文献(References)

- [1] Roberto M, Vadim U, Simona O. Energy management design in hybrid electric vehicles: A novel optimality and stability framework[J]. IEEE Trans on Control Systems Technology, 2015, 23(4): 1307-1322.
- [2] Cairano S D, Bernardini D, Bemporad A, et al. Stochastic MPC with learning for driver-predictive vehicle control and its application to HEV energy management[J]. IEEE Trans on Control Systems Technology, 2014, 22(3): 1018-1031.
- [3] 童毅. 并联式混合动力系统动态协调控制问题的研究[D]. 北京: 清华大学汽车工程系, 2004.
(Tong Y. Study on the coordinated control issue in parallel hybrid electric system[D]. Beijing: Department of Automotive Engineering, Tsinghua University, 2004.)
- [4] 张娜, 赵峰, 罗禹贡, 等. 基于电机转速闭环控制的混合动力汽车模式切换动态协调控制策略[J]. 汽车工程, 2014, 36(2): 134-138.
(Zhang N, Zhao F, Luo Y G, et al. A dynamic coordinated control strategy for the mode-switch of hybrid electric vehicle based on motor speed closed-loop control[J]. Automotive Engineering, 2014, 36(2): 134-138.)
- [5] Kim H, Kim J, Lee H. Mode transition control using disturbance compensation for a parallel hybrid electric vehicle[J]. Proc of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: J of Automobile Engineering, 2011, 225(2): 150-166.
- [6] 王俊. 混合动力AMT客车控制策略优化与动态协调控制[D]. 长春: 吉林大学汽车工程学院, 2015.
(Wang J. Control strategy optimization and dynamic coordinated control of hybrid electric bus with AMT[D]. Changchun: College of Automotive Engineering, Jilin University, 2015.)
- [7] 杜常清, 颜伏伍, 严运兵, 等. 用于控制的发动机扭矩估计方法研究[J]. 内燃机学报, 2008, 5(26): 446-451.
(Du C Q, Yan F W, Yan Y B, et al. Methods of engine torque estimation for control algorithms[J]. Trans of CSICE, 2008, 5(26): 446-451.)
- [8] 严运兵, 陈华明, 张光德. 并联混合动力汽车的发动机扭矩估计[J]. 汽车工程, 2008, 30(2): 117-120.
(Yan Y B, Chen H M, Zhang G D. Estimation of engine torque for parallel hybrid electric vehicle[J]. Automotive Engineering, 2008, 30(2): 117-120.)
- [9] Minh V T, Rashid A A. Modeling and model predictive control for hybrid electric vehicles[J]. Int J of Automotive Technology, 2012, 13(3): 477-485.
- [10] Sun J, Xing G J, Liu X D. A novel torque coordination control strategy of a single-shaft parallel hybrid electric vehicle based on model predictive control[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2015, 9(1): 1-12.
- [11] 严运兵, 崔挺. 并联混合动力汽车状态切换过程扭矩优化分配[J]. 控制工程, 2016, 23(3): 636-641.
(Yan Y B, Cui T. Optimal torque distribution during state-switch process in parallel hybrid electric vehicle[J]. Control Engineering of China, 2016, 23(3): 636-641.)
- [12] 闫晓磊, 钟勇, 钟志华. HEV传动系统动力平顺性切换最优控制的研究[J]. 汽车工程, 2008, 30(4): 28-30.
(Yan X L, Zhong Y, Zhong Z H. A research on optimal control for power smooth shifting in HEV[J]. Automotive Engineering, 2008, 30(4): 28-30.)
- [13] 王庆年, 冀尔聪, 王伟华. 并联混合动力汽车模式切换过程的协调控制[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2008, 38(1): 1-6.
(Wang Q N, Ji E C, Wang W H. Coordinated control for mode-switch of parallel hybrid electric vehicle[J]. J of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2008, 38(1): 1-6.)
- [14] 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: 北京交通大学机械与电子控制工程学院, 2014.
(Li X Y. Simulation study on mode-shift dynamic coordinated control of parallel hybrid electric vehicle[D]. Beijing: School of Mechanical, Electronic and Control Engineering, Beijing Jiaotong University, 2014.)
- [15] 叶明, 谢佳佳, 李鑫. 搭载机电控制无级变速器混合动力汽车模式切换仿真分析[J]. 重庆大学学报: 自然科学版, 2015, 38(6): 58-67.
(Ye M, Xie J J, Li X. Mode-switch simulation analysis of hybrid electric vehicle equipped with electrical-mechanical continuously variable transmission[J]. J of Chongqing University: Natural Science Edition, 2015, 38(6): 58-67.)
- [16] Sariyildiz E, Ohnishi K. A guide to design disturbance observer based motion control systems[C]. Proc of 2014 Int Power Electronics Conf. Hiroshima: IEEE, 2014: 2483-2488.
- [17] 梁利华, 王保华, 贾鹤鸣. 基于干扰观测器的SWATH船运动非线性预测控制[J]. 控制与决策, 2014, 29(3): 431-436.
(Liang L H, Wang B H, Jia H M. Nonlinear predictive control of SWATH ship motion based on disturbance observer[J]. Control and Decision, 2014, 29(3): 431-436.)
- [18] Kim B K, Wan K C. Unified analysis and design of robust disturbance attenuation algorithms using inherent structural equivalence[C]. Proc of the 2001 American Control Conf. Arlington: IEEE, 2001: 4046-4051.
- [19] 孔慧芳, 王瑞, 鲍伟. 混合动力汽车E-H模式切换中扭矩协调控制策略研究[J]. 合肥工业大学学报: 自然科学版, 2017, 40(3): 289-293.
(Kong H F, Wang R, Bao W. Research on torque coordinated control strategy for hybrid electric vehicle in E-H mode switch[J]. J of Hefei University of Technology: Natural Science Edition, 2017, 40(3): 289-293.)
- [20] Kum D, Peng H, Bucknor N K. Optimal control of engine-starts for drivability of parallel hybrid electric vehicles[C]. Proc of the ASME 2011 Dynamic Systems and Control Conf. Arlington: American Society of Mechanical Engineers, 2011: 287-294.