

串并联混合动力变速箱挡位对整车性能的影响

孙永正¹, 韩志玉¹, 刘 华², 徐梓峰³

(1. 同济大学汽车学院, 上海 201804; 2. 南昌济铃新能源科技有限责任公司, 江西 南昌 330000; 3. 江铃汽车股份有限公司, 江西 南昌 330000)

摘要: 针对串并联混合动力车辆变速箱选型匹配问题, 采用试验设计(DOE)方法选取变速箱最优速比并分析挡位对整车性能的影响。建立了整车仿真模型和控制策略并进行了台架验证, 分析了该混合动力系统 3 种变速箱挡位配置对车辆的加速性能、爬坡性能和整车油耗的影响。仿真结果表明, 挡位的增多可以提高整车动力性, 降低整车对电池放电功率及电池容量的需求, 但是对整车油耗改善较小。进一步仿真结果表明, 即使改善发动机低转速中高负荷区域的燃油消耗率, 变速箱挡位数对整车油耗的影响也不大。

关键词: 串并联混合动力; 变速箱速比寻优; 整车控制; 性能仿真

中图分类号: U462.3

文献标志码: A

Effects of Transmission Gears on Series-parallel Hybrid Vehicle Performance

SUN Yongzheng¹, HAN Zhiyu¹, LIU Hua², XU Zifeng³

(1. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Nanchang Jiling New Energy Technology Co., Ltd., Nanchang 330000, China; 3. Jiangling Motors Co., Ltd., Nanchang 330000, China)

Abstract: The optimal speed ratio of a series-parallel hybrid transmission was selected using the design of experiment (DOE) method and the effect of transmission gears on vehicle performance was investigated for the transmission matching of series-parallel hybrid vehicles. The vehicle simulation model and control strategy were developed and verified by bench tests, and the vehicle acceleration performance, climbing performance and fuel consumption with three types of transmission were analyzed. The results show that more transmission gears can improve the dynamics performance of the vehicle and reduce the demand for battery discharge power and

electricity. However, the improvement in the vehicle fuel consumption is insignificant. Further simulations indicate that the number of transmission speed does not have a significant impact on the vehicle fuel consumption even when the fuel consumption of engines is improved at the low-speed, mid-to-high load ranges.

Keywords: series-parallel hybrid; gear ratio optimization; vehicle control; performance simulation

混合动力汽车具有节能环保、技术成熟的特点, 是汽车产业发展的重要方向之一。当前, 串联(含增程式)、单电动机并联、功率分流和双电动机串并联等构型是全球混合动力车辆的主流技术方向^[1]。串并联混合动力车辆在低车速工况下纯电或串联驱动、在高车速工况下发动机直接驱动, 这样能够合理利用电动机和发动机高效工作区域, 提高整车燃油经济性。串并联混合动力汽车性能特点促使各大车企和科研机构进行产品开发和系统优化。比亚迪的 DM-i (Dual Model intelligent) 系统、本田的 i-MMD (intelligent Multi-Mode Drive) 系统^[2]采用了一挡变速箱, 长城的柠檬混合动力系统、广汽的 GMC (Guangzhou Automobile Company Electromechanical Coupler) 2.0 系统采用了两挡变速箱, 奇瑞的鲲鹏混合动力系统则采用了三挡变速箱。Fischer 等^[3]对两挡变速箱的串并联混合动力系统进行了深入研究; Han 等^[4]和高晓杰等^[5]开发了一挡变速箱的串并联混合动力系统车辆以及整车控制策略, 对一挡变速箱的串并联混合动力系统进行了深入研究。当前对增程式混合动力系统、并联混合动力系统、串并联混合动力系统和功率分流混合动力系统进行对比分析的研究较多^[6-8], Xu 等^[9]对串并联机电耦合系统方案

收稿日期: 2022-05-01

基金项目: 国家重点研发计划 (2018YFB0106403); 同济大学-南昌济铃智能新能源动力系统联合实验室基金 (17002450201)

第一作者: 孙永正, 博士生, 主要研究方向为混合动力车辆控制。E-mail: sun_yongzheng@163.com

通信作者: 韩志玉, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为高效发动机和混合动力系统与控制。

E-mail: hanzhiyu@tongji.edu.cn



论文
拓展
介绍

进行优化设计并对串并联混合动力车辆与串联混合动力车辆的性能进行对比分析。对串并联混合动力系统的模式切换策略^[10]和能量管理策略^[11]的研究通常基于特定变速箱挡位车辆,或者基于特定变速箱挡位,分析串并联混合动力车辆各动力部件功率大小对整车燃油经济性的影响^[12]。本研究分析了发动机侧挡位数对串并联混合动力车辆整车性能的影响。

以一款不可外接充电的串并联混合动力运动型多功能车(SUV)为研究对象,仿真分析变速箱发动机侧速比对整车性能的影响。首先,设计了整车控制策略并搭建整车仿真模型,通过台架试验验证该模型;然后,采用试验设计(DOE)方法对不同挡位变速箱的速比进行整车油耗和动力性能的仿真,确定3种变速箱的最优速比;最后,从仿真结果中得出不同挡位数的串并联混合动力车辆特点,并给出整车动力部件选型匹配和发动机优化需求。

1 整车仿真模型及控制策略

1.1 串并联混合动力系统构型

串并联混合动力系统由发动机、MG1电动机、MG2电动机和变速箱组成,系统构型如图1所示。在车辆行驶过程中,通过控制C1离合器、S1同步器、S2同步器、发动机、MG1电动机和MG2电动机等部件的工作状态,使该构型车辆能够实现纯电驱动、串联驱动和并联驱动等3种整车驱动模式。

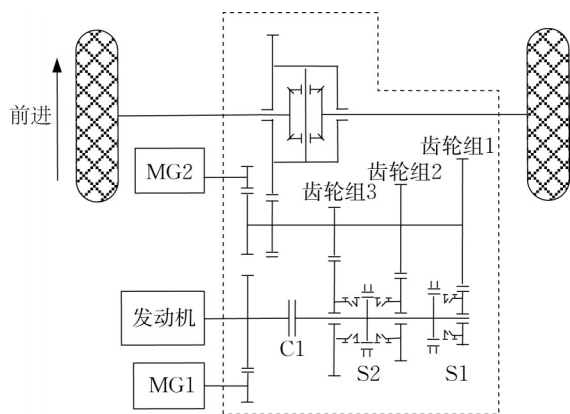


图1 串并联混合动力系统构型

Fig.1 Configuration of series-parallel hybrid system

为了探究发动机侧挡位对串并联混合动力车辆动力性和经济性的影响,分别配置一档、两挡和三挡变速箱,同时保持整车其他参数相同,进行整车性能仿真。不同挡位变速箱的差异主要是齿轮组及匹配

的同步器的差异。

1.2 整车控制策略

首先对MG1电动机和MG2电动机进行功能区分。MG1电动机主要用于串联模式下发电、并联模式下辅助发电以调整发动机工作点,MG2电动机主要用于车辆驱动及制动能量回收。发动机、MG1电动机和MG2电动机在不同驱动模式下的功能定义如表1所示。整车控制策略包括5个功能模块,分别为驾驶转矩解析模块、整车系统能力模块、混合动力模式决策及挡位控制模块、能量管理策略模块和转矩干预模块。整车控制系统根据驾驶需求转矩和实际混合动力模式,以等效油耗最小策略(ECMS)确定各部件的能量管理控制需求。

表1 动力部件功能

Tab.1 Function of powertrain components

整车模式	发动机	MG1电动机	MG2电动机
纯电驱动	停机	停机	驱动车辆 制动回收
串联驱动	驱动发电	发电	驱动车辆 制动回收
并联驱动	驱动车辆 辅助发电	发电	驱动车辆 制动回收

1.3 整车能量管理策略

整车能量管理策略包括驱动工况下的转矩分配策略和制动工况下的转矩分配策略。对研究车辆配置线控电子液压制动系统,在WLTC(worldwide harmonized light vehicles test cycle)中采用只有驱动电动机能量回收的制动模式,该模式能够满足ECE R13法规要求。不可外接插电车辆可以采用等效油耗最小策略^[1]。在相同的驾驶需求转矩下,分别计算纯电驱动、串联驱动和并联驱动3种模式的等效燃油消耗流量,选取其中最小等效燃油消耗流量的模式为整车目标模式。

在纯电驱动模式中,MG2电动机驱动车辆的等效燃油消耗质量流量是MG2驱动电动机和附件损失的等效燃油消耗质量流量之和,即:

$$\dot{m}_{ev} = \dot{m}_{MG2} C_{Loss} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{MG2} = \frac{T_{Req} n_{MG2}}{9550} \frac{\bar{b}_{Eng}}{\eta_{MG2,d} \bar{\eta}_{Gen} \eta_{Bat}} \quad (2)$$

式中: \dot{m}_{ev} 为纯电驱动模式下的等效燃油消耗质量流量, $g \cdot h^{-1}$; \dot{m}_{MG2} 为MG2电动机等效燃油消耗质量流量, $g \cdot h^{-1}$; C_{Loss} 为附件损失等效燃油消耗质量流量, $g \cdot h^{-1}$; T_{Req} 为驾驶需求转矩, $N \cdot m$; n_{MG2} 为MG2电动机转速, $r \cdot min^{-1}$; $\eta_{MG2,d}$ 为MG2电动机驱动效率; $\bar{\eta}_{Gen}$ 为电动机发电平均效率; η_{Bat} 为电池充电和放电的总

效率; \bar{b}_{Eng} 为发电工况中发动机比油耗平均值, $\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$ 。

在串联驱动模式中,当MG1电动机发电功率大于整车需求电功率时,增程器中多于整车需求的发电功率充入动力电池包;当MG1电动机发电功率小于整车需求电功率时,动力电池补充不足的电功率至MG2电动机。根据驾驶需求计算出等效最小燃油消耗为

$$\dot{m}_{\text{series}} = \dot{m}_{\text{Eng}} + \dot{m}_{\text{Bat}} + C_{\text{Loss}} \quad (3)$$

$$\dot{m}_{\text{Eng}} = \frac{T_{\text{Eng}} n_{\text{Eng}}}{9550} b_{\text{Eng}} \quad (4)$$

$$\dot{m}_{\text{Bat_chrg}} = (P_{\text{MG2}} - P_{\text{MG1}}) b_{\text{Eng}} \bar{\eta}_{\text{Mot}} \eta_{\text{Bat}} \quad (5)$$

$$\dot{m}_{\text{Bat_dschrg}} = \frac{(P_{\text{MG2}} - P_{\text{MG1}}) \bar{b}_{\text{Eng}}}{\bar{\eta}_{\text{Gen}} \eta_{\text{Bat}}} \quad (6)$$

式中: \dot{m}_{series} 为串联驱动模式下的等效燃油消耗质量流量, $\text{g} \cdot \text{h}^{-1}$; \dot{m}_{Eng} 为发动机等效燃油消耗质量流量, $\text{g} \cdot \text{h}^{-1}$; \dot{m}_{Bat} 为电池等效燃油消耗质量流量, $\text{g} \cdot \text{h}^{-1}$; $\dot{m}_{\text{Bat_chrg}}$ 为电池包充电状态下的等效燃油消耗质量流量, $\text{g} \cdot \text{h}^{-1}$; $\dot{m}_{\text{Bat_dschrg}}$ 为电池包放电状态下的等效燃油消耗质量流量, $\text{g} \cdot \text{h}^{-1}$; P_{MG2} 为MG2电动机功率, kW ; P_{MG1} 为MG1电动机功率, kW ; T_{Eng} 为发动机转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; n_{Eng} 为发动机转速, $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$; b_{Eng} 为发动机比油耗, $\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$; $\bar{\eta}_{\text{Mot}}$ 为电动机驱动平均效率。

在并联驱动模式中,发动机和MG2电动机参与驱动,MG1电动机负责辅助发电,从而优化发动机工作点。驾驶需求转矩可表示为:

$$T_{\text{Req}} = T_{\text{Eng}} + T_{\text{MG2}} + T_{\text{MG1}} \quad (7)$$

$$T_{\text{Eng}} = x T_{\text{Req}} \quad (8)$$

$$T_{\text{MG2}} = y T_{\text{Req}} \quad (9)$$

$$T_{\text{MG1}} = z T_{\text{Req}} \quad (10)$$

式中: T_{MG2} 为MG2电动机需求转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; T_{MG1} 为MG1电动机需求转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; x 为发动机转矩分配系数; y 为MG2电动机转矩分配系数; z 为MG1电动机转矩分配系数。

根据驾驶需求得出的等效最小燃油消耗公式为:

$$\dot{m}_{\text{parallel}} = \dot{m}_{\text{Eng}} + \dot{m}_{\text{MG1}} + \dot{m}_{\text{MG2}} + C_{\text{Loss}} \quad (11)$$

$$\dot{m}_{\text{Eng}} = \frac{T_{\text{Eng}} n_{\text{Eng}}}{9550} b_{\text{Eng}} \quad (12)$$

$$\dot{m}_{\text{MG2}} = \frac{T_{\text{MG2}} n_{\text{MG2}}}{9550} \frac{\bar{b}_{\text{Eng}}}{\eta_{\text{MG2_d}} \bar{\eta}_{\text{Gen}} \eta_{\text{Bat}}} \quad (13)$$

$$\dot{m}_{\text{MG1}} = \frac{T_{\text{MG1}} n_{\text{MG1}}}{9550} \eta_{\text{MG1_c}} b_{\text{Eng}} \bar{\eta}_{\text{Mot}} \eta_{\text{Bat}} \quad (14)$$

式中: $\dot{m}_{\text{parallel}}$ 为并联模式下的等效燃油消耗质量流

量, $\text{g} \cdot \text{h}^{-1}$; $\eta_{\text{MG1_c}}$ 为MG1电动机发电效率; \dot{m}_{MG1} 为MG1电动机等效燃油消耗质量流量, $\text{g} \cdot \text{h}^{-1}$; n_{MG1} 为MG1电动机转速, $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ 。因此,优化目标函数为:

$$\dot{m}_{\text{min}} = \min(\dot{m}_{\text{ev}}, \dot{m}_{\text{series}}, \dot{m}_{\text{parallel}}) \quad (15)$$

$$\text{s.t. } T_{\text{Eng_min}} \ll T_{\text{Eng}} \leq T_{\text{Eng_max}}$$

$$T_{\text{MG1_min}} \ll T_{\text{MG1}} \leq T_{\text{MG1_max}}$$

$$T_{\text{MG2_min}} \ll T_{\text{MG2}} \leq T_{\text{MG2_max}}$$

$$P_{\text{Bat_min}} \ll P_{\text{Bat}} \leq P_{\text{Bat_max}}$$

式中: $T_{\text{Eng_min}}$ 为发动机最小可用转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; $T_{\text{Eng_max}}$ 为发动机最大可用转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; $T_{\text{MG1_min}}$ 为MG1电动机最小可用转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; $T_{\text{MG1_max}}$ 为MG1电动机最大可用转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; $T_{\text{MG2_min}}$ 为MG2电动机最小可用转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; $T_{\text{MG2_max}}$ 为MG2电动机最大可用转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; P_{Bat} 为动力电池功率, kW ; $P_{\text{Bat_min}}$ 为动力电池最小可用功率; $P_{\text{Bat_max}}$ 为动力电池最大可用功率, kW 。

1.4 整车仿真模型及验证

在Matlab/Simulink软件中搭建控制策略模型,在AVL Cruise仿真软件中构建车辆物理仿真模型。车辆物理仿真模型通过接口模型和控制策略模型的动态链接库通信实现联合仿真,进而验证整车动力性与经济性。开发的整车控制策略和整车仿真模型在同济大学增程式混合动力系统(TJEHT)车辆上进行了仿真、台架和实车试验验证^[5]。TJEHT与如图1所示的串并联系统相似,如图2所示。

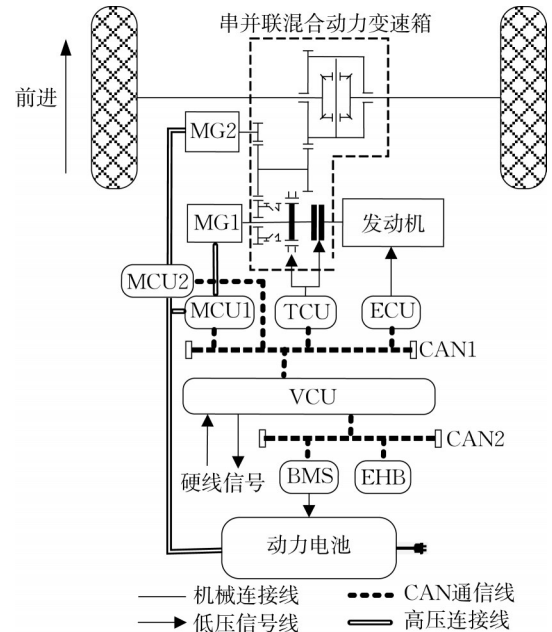


图2 TJEHT车辆控制结构

Fig.2 Control architecture of the TJEHT vehicle

在TJEHT台架上验证了仿真结果和试验结果的误差,其中换挡时间误差在0.2 s以内,转矩分配

系数误差在5%以内,发动机油耗差别在5%以内。搭载TJEHT的车辆测试结果表明,基于等效油耗最小策略得出的整车转矩分配系数可以保证车辆行驶过程中发动机工作点在比油耗相对较低区域。详细的整车试验介绍和结果分析见文献[4-5],此处不再赘述。

2 变速箱速比寻优

DOE方法是研究和处理多控制因子与响应变量关系的一种方法,可将多个变量因子与优化目标建立起响应面数学模型,进而找到总体最优方案^[13]。以一款非插电式串并联混合动力五座SUV为研究对象,采用DOE方法指导变速箱速比寻优仿真试验,根据仿真结果建立燃油经济性和加速性的响应面数学模型,从中找出燃油经济性最优的速比。该仿真主要是从DOE理论上分析速比对整车性能的影响,为整车开发提供最优速比参考,后续实际速比则需要根据齿数比确定。

2.1 整车参数

整车、发动机、动力电池包、MG1电动机和MG2电动机参数如表2所示。

表2 整车参数

Tab.2 Vehicle parameters

项目	数值
整车外形尺寸/(mm×mm×mm)	4 580×1 936×1 674
驱动形式	前置前驱
整车整备质量/kg	1 711
整车最大质量/kg	2 086
电池电量/(kW·h)	2.0
电池峰值放电功率/kW	120
电池持续放电功率/kW	65
发动机排量/L	1.5
发动机最大转矩/(N·m)	260
发动机最大功率/kW	110
MG1电动机峰值扭矩/(N·m)	90
MG1电动机峰值功率/kW	112
MG2电动机峰值扭矩/(N·m)	250
MG2电动机峰值功率/kW	115

2.2 变速箱速比寻优边界

串并联混合动力车辆的动力性能指标由电动机及其速比优化来实现,燃油经济性指标则由发动机工作点调整来实现。在MG2电动机及其速比已经确定的情况下,以整车燃油经济性作为速比寻优目标。最高车速确定了高速挡传动比上限值为4.5,并联模式的最高车速和发动机最小驱动转速确定了高速挡传动比下限值为2.0;速比寻优间隔则以发动机

转速200~400 r·min⁻¹为标准;根据常用车速的计算结果选取传动比间隔为0.5。

2.3 一档变速箱速比寻优

设置一档变速箱的速比为2.5~4.5,进行WLTC仿真和全油门加速仿真,结果如图3所示。根据整车油耗最优原则选定一档变速箱的速比为3.0,这时整车百公里油耗为5.62 L,百公里加速时间为10.02 s。

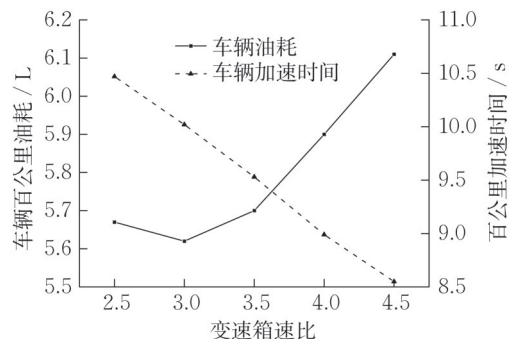


图3 一档变速箱的整车性能

Fig.3 Vehicle performance of one-gear transmission

2.4 两挡变速箱速比寻优

设置两挡变速箱的第一挡速比范围为3.0~4.5,第二挡速比范围为2.0~3.5,对不同速比组合进行WLTC仿真和全油门加速仿真。图4给出了不同速比组合的百公里油耗。根据整车油耗最优原则选定两挡变速箱的速比分别为3.5和2.5,这时整车百公里油耗为5.57 L,百公里加速时间为9.53 s。

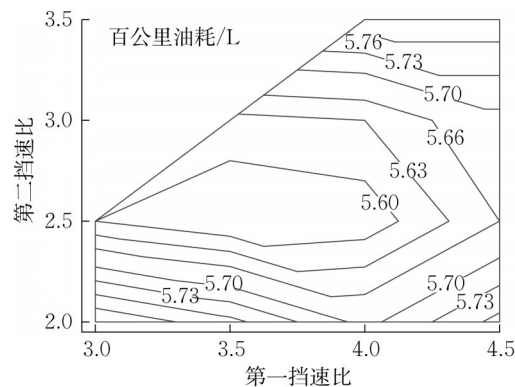


图4 两挡变速箱油耗性能

Fig.4 Vehicle fuel performance of two-gear transmission

2.5 三挡变速箱速比寻优

设置三挡变速箱的第一挡速比范围为4.0~8.0,第二挡速比范围为3.0~6.0,第三挡速比范围为2.0~4.0。3个挡位的速比组合方案如表3所示。对不同速

比组合进行WLTC仿真和全油门加速仿真。

表 4 给出了不同速比组合的百公里油耗和百公里加速时间。根据整车油耗最优原则选定三挡变速箱的速比分别为 5.5、3.5 和 2.5,这时整车百公里油耗为 5.56 L,百公里加速时间为 7.84 s。

表 3 三挡变速箱仿真方案
Tab.3 Simulation scheme of three-gear transmission

方案	挡位	不同挡位速比				
		4.0	4.5	5.0	5.5	6.0
方案 1	挡位 1	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0
	挡位 2	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
	挡位 3	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0
方案 2	挡位 1	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0
	挡位 2	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
	挡位 3	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0
方案 3	挡位 1	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0
	挡位 2	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0
	挡位 3	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0

表 4 三挡变速箱仿真结果
Tab.4 Simulation results of three-gear transmission

三挡速比	百公里油耗/L			百公里加速时间/s		
	方案 1	方案 2	方案 3	方案 1	方案 2	方案 3
2.0	5.71	5.71	5.73	8.99	8.15	7.68
2.5	5.56	5.56	5.57	8.55	7.84	7.40
3.0	5.65	5.68	5.82	8.15	7.68	7.63
3.5	5.84	5.86	6.00	7.84	7.71	7.58
4.0	6.05	6.07	6.21	8.01	8.45	7.51

2.6 变速箱寻优结果

根据仿真结果确定了一挡、两挡和三挡变速箱挡位的最优速比,得到了百公里油耗和百公里加速时间结果,如表 5 所示。由表 5 可知,一挡、两挡和三挡变速箱的车辆百公里油耗和高速挡速比值接近,随着挡位增多,百公里加速时间逐渐减小。

表 5 变速箱寻优后的整车性能
Tab.5 Vehicle performance after transmission optimization

变速箱类型	百公里油耗/L	百公里加速时间/s
一挡	5.62	10.02
两挡	5.57	9.53
三挡	5.56	7.84

3 整车和能源部件性能影响分析

3.1 整车动力性分析

串并联混合动力车辆在低速起步阶段只有 MG2 电动机参与驱动,进入并联模式后发动机和 MG2 电动机参与驱动。由图 5 可知,起步阶段加速曲线相同,车辆进入并联模式后加速曲线出现差异。

车辆变速箱第一挡速比越大,车辆加速性能越好。

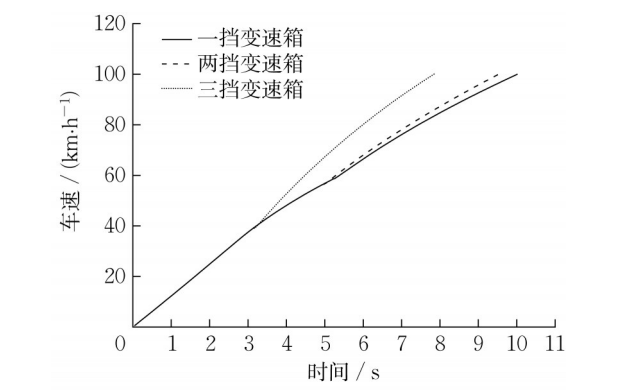


图 5 不同变速箱的整车加速曲线
Fig.5 Vehicle acceleration curve of different transmissions

由图 6 可知,在低速阶段只有 MG2 电动机参与驱动,3 种变速箱的最大爬坡度相同。当车辆进入并联模式后,三挡变速箱车辆最大爬坡能力最强。

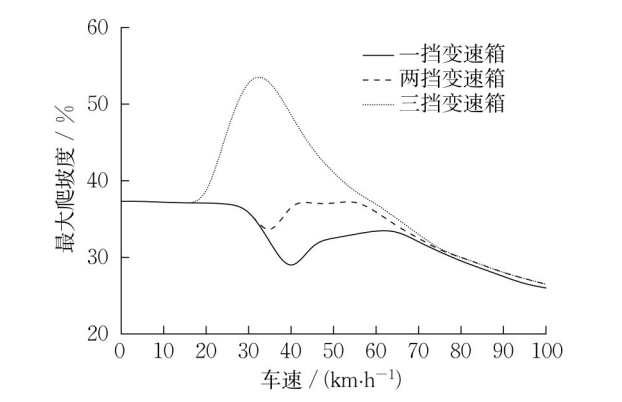


图 6 不同变速箱的车辆最大爬坡度
Fig.6 Vehicle maximum grade of different transmissions

3.2 整车经济性分析

变速箱导致的动力部件工作点不同是整车油耗差异的主要原因。由图 7a 可知:一挡变速箱车辆发动机工作点的转速范围大;三挡变速箱车辆发动机较多直接参与驱动,发动机较少辅助发电;两挡变速箱车辆发动机工作点则介于两者之间。由图 7b 可知,不同挡位变速箱的 MG2 电动机再生制动工作点分布范围接近,变速箱挡位越多, MG2 电动机在高速区域工作点数量越多。

图 8 给出了 3 种变速箱车辆在 WLTC 下的挡位分布,经统计可知,一挡、两挡和三挡变速箱的升挡次数分别为 11 次、19 次和 23 次。换挡过程中的发动机驱动力中断由 MG2 电动机补偿,在 WLTC 下 MG2 电动机补偿

- [2] HIROHITO I, YOSHIHIRO S, NARITOMO H. Development of sport hybrid i-MMD control system for 2014 model year Accord[J]. Honda R&D Technical Review, 2013, 25:32.
- [3] FISCHER S, VIEHMANN A, BEIDL C, *et al.* Investigation of the hybrid operating modes regarding efficiency, emissions and comfort for the parallel-series hybrid powertrain concept DE-REX[R]. Detroit:SAE, 2018.
- [4] HAN Z Y, WU Z K, GAO X J. Development and demonstration of a new range-extension hybrid powertrain concept[R]. Detroit: SAE, 2020.
- [5] 高晓杰,孙永正,韩志玉,等.一种新型增程插电式混合动力控制策略的开发[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2019, 47(S1):110.
GAO Xiaojie, SUN Yongzheng, HAN Zhiyu, *et al.* Control strategy development for a new range-extender plug-in hybrid system[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2019,47(S1):110.
- [6] WEI C Y, SUN X X, CHEN Y, *et al.* Comparison of architecture and adaptive energy management strategy for plug-in hybrid electric logistics vehicle [J]. Energy, 2021, 230: 120858.
- [7] LANZAROTTO D, MARCHESONI M, PASSALACQUA M, *et al.* Overview of different hybrid vehicle architectures[J]. IFAC: Papers On Line, 2018, 51(9):218.
- [8] KABALAN B, VINOT E, YUAN C, *et al.* Efficiency improvement of a series-parallel hybrid electric powertrain by topology modification [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2019, 68(12):11523.
- [9] XU X Y, ZHAO J L, ZHAO J W, *et al.* Comparative study on fuel saving potential of series-parallel hybrid transmission and series hybrid transmission. [J] Energy Conversion and Management, 2021,12:114970.
- [10] 祝浩,张天强,刘元治,等.双电机混合动力车辆串并联驱动模式切换控制方法[J]. 汽车安全与节能学报, 2021,12(1):106.
ZHU Hao, ZHANG Tianqiang, LIU Yuanzhi, *et al.* Control method of switching between series and parallel drive modes of dual-motor hybrid electric vehicle [J]. Journal of Automotive Safety and Energy, 2021, 12(1):106.
- [11] ZHAO K G, BEI J H, LIU Y W, *et al.* Development of global optimization algorithm for series-parallel PHEV energy management strategy based on Radau pseudospectral knotting method[J]. Energies, 2019, 12:3268.
- [12] HAJJI T E, KABALAN B, CHENG Y, *et al.* Sensitivity analysis on the sizing parameters of a series-parallel HEV[J]. IFAC: Papers On Line, 2019, 52(5):405.
- [13] 张博,张萍,郭旭,等.基于试验设计-遗传算法的船用柴油机冷却系统多目标优化[J]. 推进技术, 2020,41(11):2518.
ZHANG Bo, ZHANG Ping, GUO Xu, *et al.* Multi-objective optimization of marine diesel engine cooling system based on DOE-GA [J]. Journal of Propulsion Technology, 2020, 41(11): 2518.

(上接第114页)

- International Conference on Knowledge Discovery and Data Mining. San Francisco: ACM, 2016: 785-794.
- [19] 杜豫川,都州扬,刘成龙.基于极限梯度提升的公路深层病害雷达识别[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2020, 48(12): 1742.
DU Yuchuan, DU Zhouyang, LIU Chenglong. Road diseases recognition of ground penetrating radar based on extreme gradient boosting [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2020, 48(12): 1742.
- [20] 覃晖,唐玉,谢雄耀,等.基于支持向量机的隧道衬砌空洞机器识别方法[J]. 现代隧道技术, 2020, 57(2): 13.
QIN Hui, TANG Yu, XIE Xiongyao, *et al.* Machine recognition method of tunnel lining voids based on SVM algorithm [J]. Modern Tunnelling Technology, 2020, 57(2): 13.
- [21] 周辉林,姜玉玲,徐立红,等.基于SVM的高速公路路基病害自动检测算法[J]. 中国公路学报, 2013, 26(2): 42.
ZHOU Huilin, JIANG Yuling, XU Lihong, *et al.* Automatic detection algorithm for expressway subgrade diseases based on SVM [J]. China Journal of Highway and Transport, 2013, 26(2): 42.
- [22] 张军,张超,陶君,等.一种基于探地雷达信号时频统计特征的水损害识别方法: 中国, CN109782274A[P]. 2019-05-21.
ZHANG Jun, ZHANG Chao, TAO Jun, *et al.* A method of moisture damage identification based on the time-frequency statistical characteristics of GPR signal: China, CN109782274A [P]. 2019-05-21.
- [23] 孙忠辉,刘金坤,张新平,等.基于GprMax的隧道衬砌地质雷达检测正演模拟与实测数据分析[J]. 工程地球物理学报, 2013, 10(5): 730.
SUN Zhonghui, LIU Jinkun, ZHANG Xinping, *et al.* The tunnel lining detection forward numeral simulation and measured data analysis based on GprMax [J]. Chinese Journal of Engineering Geophysics, 2013, 10(5): 730.
- [24] ZHAO L, ZHANG J, JIAO S, *et al.* Ground surface detection method using ground penetrating radar signal for sugarcane harvester base-cutter control [J]. Biosystems Engineering, 2022, 219: 103.
- [25] PEI L L, SUN Z Y, YU T, *et al.* Pavement aggregate shape classification based on extreme gradient boosting [J]. Construction and Building Materials, 2020, 256: 119356.