

某电动皮卡动力系统匹配与性能优化

赵强^{1,2}, 孙楠楠^{1,2}, 王晓艳^{1,2}, 贾德民^{1,2}, 王聪^{1,2}, 韩凯^{1,2}

1. 内燃机与动力系统全国重点实验室, 山东 潍坊 261061;

2. 潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261061

摘要:基于某电动皮卡整车性能需求,计算匹配动力系统关键零部件的性能参数,利用 Cruise M 软件搭建仿真模型并进行模型验证,输入仿真工况对基础传动系统模型计算,得到该模型在中国轻型商用车测试循环(China light-duty vehicle test cycle-commercial, CLTC-C)工况的耗电量、0~100 km/h 的加速时间和最大爬坡度;在兼顾经济性和动力性的前提下,研究传动比对整车性能的影响规律,提出 2 种驱动电机优化方案,在传动比为 11.8 时对比驱动电机优化前后车辆的性能。结果表明:基础方案下,CLTC-C 工况的耗电量为 3.286 kW·h,0~100 km/h 的加速时间为 13.33 s,最大爬坡度为 33.5%,无法满足整车性能指标要求;随着传动比增加,整车动力性能改善,但经济性能降低;传动比为 11.8 时,与基础方案相比,方案一的电机峰值效率提高了 1.15%,峰值扭矩提高了 60 N·m,峰值功率提高了 20 kW,方案一车辆的动力性能得到提高且满足指标要求,经济性能得到提高但仍然无法满足指标要求;方案二的电机峰值效率提高了 0.2%,峰值扭矩提高了 15 N·m,峰值功率提高了 21 kW,方案二的动力性能和经济性能均得到提高且满足指标要求。

关键词:电动皮卡;动力性;经济性;传动比;驱动电机

中图分类号:U469.72

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2024)02-0019-09

引用格式:赵强,孙楠楠,王晓艳,等.某电动皮卡动力系统匹配与性能优化[J].内燃机与动力装置,2024,41(2):19-27.

ZHAO Qiang, SUN Nannan, WANG Xiaoyan, et al. Matching of power system and optimization of performance on an electric pickup[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2024,41(2):19-27.

0 引言

随着经济迅速发展,我国对资源的需求不断增加,据统计,我国已成为全球最大的石油进口国,石油资源对外依赖度超过 70%;另外,燃油汽车给环境带来的压力越来越大,发展新能源汽车是实现汽车工业可持续发展的必由之路^[1]。据统计,2022 年全国新能源汽车销量为 527.5 万辆,同比增长 80.1%,呈高速发展状态^[2],其中皮卡市场正在逐渐升温,全年销量达 51 万辆。整车动力传动系统的参数匹配结果决定整车性能^[3-4],在纯电动汽车性能参数匹配与优化方面的研究较多;刘璐明^[5]以某款纯电动城市客车为研究对象,对驱动电机和动力电池组参数进行匹配设计;缪明雅^[6]按照某纯电动汽车整车设计性能要求,对驱动电机、驱动方案、传动比等主要部件进行参数匹配,并通过 AVL Cruise 软件进行整车建模、仿真,对不同方案仿真结果进行了分析,确定最优方案。

本文中基于某电动皮卡的整车性能指标,研究电动车动力学分析方法,对纯电皮卡整车动力系统关键部件进行参数匹配,明确整车动力性和经济性评价指标,利用 Cruise M 软件建立整车仿真模型,综合考虑中国轻型商用车测试循环(China light-duty vehicle test cycle-commercial, CLTC-C)工况耗电量、续航里程、加速性能、爬坡性能等技术指标,分析所设计动力系统的经济性能和动力性能,之后探索研究传动比对整车性能的影响规律,对比分析不同驱动电机方案在整车性能中的表现,为后续整车性能优化提供参考。

收稿日期:2023-11-20

第一作者简介:赵强(1992—),男,山东潍坊人,工学硕士,工程师,主要研究方向为电动汽车性能开发,E-mail:zhaoqiang03@weichai.com。

1 整车性能要求

某皮卡车型整车参数如表 1 所示。结合皮卡车型实际使用场景和消费者的需求,对整车动力系统核心零部件进行合理设计,确定整车性能指标如表 2 所示。

表 1 整车参数

整车质量 m/kg	迎风面积 A/m^2	空气阻力因数 C_D	滚动阻力因数 f	旋转质量换算因数 δ	整车传动效率 η_t	车轮半径 r/m
3 200	2.9	0.4	0.014	1.05	0.9	0.377

表 2 整车性能设计指标

CLTC-C 循环耗电量/ ($\text{kW}\cdot\text{h}$)	等速(车速 $u_{\text{ev}}=60\text{ km/h}$)续驶 设计里程 S/km	最大车速 $u_{\text{max}}/(\text{km}\cdot\text{h}^{-1})$	0~100 km/h 加速时间 t_m/s	爬坡度为 30%时的爬坡 车速 $u_a/(\text{km}\cdot\text{h}^{-1})$	最大爬坡度/%
<3.2	>350	>155	<11.5	>40	>35

2 动力参数匹配

基于整车参数和性能设计指标,运用电动汽车动力性分析方法进行动力系统关键参数匹配计算,确定电机功率、转速、转矩、传动比和电池容量。

2.1 电机功率

电机功率增大,汽车加速性能和爬坡性能提升,但电机功率过大,成本相应增加,因此需通过计算确定电机功率。电机功率应按照整车最高车速、爬坡能力和加速性能确定。

根据最高车速确定电机峰值功率 P_1 ,计算式为:

$$\{P_1\} = \frac{1}{\eta_t} \left(\frac{\{m\}\{g\}f\{u_{\text{max}}\}}{3\,600} + \frac{C_D\{A\}\{u_{\text{max}}^3\}}{76\,140} \right), \quad (1)$$

式中: $\{P_1\}$ 为以 kW 为单位的电机峰值功率 P_1 的数值; $\{m\}$ 为以 kg 为单位的整车质量 m 的数值; $\{g\}$ 为以 m/s^2 为单位的重力加速度 g 的数值,取为 9.8 m/s^2 ; $\{u_{\text{max}}\}$ 为以 km/h 为单位的最大车速 u_{max} 的数值; $\{A\}$ 为以 m^2 为单位的迎风面积 A 的数值。

根据爬坡能力确定峰值功率 P_2 ,计算式为:

$$\{P_2\} = \frac{1}{\eta_t} \left(\frac{\{m\}\{g\}f\{u_a\}\cos\alpha}{3\,600} + \frac{\{m\}\{g\}\{u_a\}\sin\alpha}{3\,600} + \frac{C_D\{A\}\{u_a^3\}}{76\,140} \right), \quad (2)$$

式中: $\{P_2\}$ 为以 kW 为单位的 P_2 的数值; $\{u_a\}$ 为以 km/h 为单位的爬坡度为 30%时爬坡车速 u_a 的数值; α 为最大爬坡度对应的坡度角,°。

根据加速性能确定峰值功率 P_3 ,计算式为:

$$\{P_3\} = \frac{\{u_m\}}{3\,600\eta_t\{t_m\}} \left(\{m\}\{g\}f\frac{\{t_m\}}{1.5} + \frac{C_D\{A\}\{u_m^2\}\{t_m\}}{52.875} + \frac{\{\delta\}\{m\}\{u_m\}}{2\sqrt{\{t_m\}}} \right), \quad (3)$$

式中: $\{u_m\}$ 为以 km/h 为单位的车速由 0 加速至 100 km/h 的最终车速 u_m 的数值, u_m 取 100 km/h; $\{t_m\}$ 为以 s 为单位的 0~100 km/h 加速时间 t_m 的数值。

由式(1)(2)(3)可得: $P_1=84.04\text{ kW}$, $P_2=116.44\text{ kW}$, $P_3=148.76\text{ kW}$ 。

峰值功率 $P_{\text{max}}=\max(P_1, P_2, P_3)$, 则 $P_{\text{max}}=148.76\text{ kW}$ 。考虑附件损耗,可取 P_{max} 为 170 kW。电机的额定功率 P_e 应满足最高车速的 90% 匀速巡航行驶的功率要求,即 $P_e=90\%P_1=75.636\text{ kW}$,选定 P_e 为 80 kW。此时电机过载系数 λ (电机峰值功率与额定功率的比,表征电机过载工作能力,一般取为 2~3) 为 2.125,故满足要求。

2.2 电机转速

汽车用驱动电机一般是高速电机,综合考虑功率密度、运行效率、电机质量、可靠性等因素,选取最高转速 $n_{\max}$ 为 12 000 r/min。通常电机的扩大恒功率区因数 β 的取值为 2~4, β 过大导致成本增加^[7],选取额定转速 n_e 为 4 900 r/min。

2.3 电机转矩

电机峰值扭矩 $T_{\max}$ 的计算式为:

$$\{T_{\max}\} = 9\,550 \{P_{\max}\} / \{n_e\}, \quad (4)$$

式中: $\{T_{\max}\}$ 为以 N·m 为单位的电机峰值扭矩 $T_{\max}$ 的数值, $\{n_e\}$ 为以 r/min 为单位的发动机最高转速 n_e 的数值, $\{P_{\max}\}$ 为以 kW 为单位的 $P_{\max}$ 的数值。

由式(4)可得, $T_{\max} = 331.33 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

电机额定转矩 T_e 计算式为:

$$\{T_e\} = 9\,550 \{P_e\} / \{n_e\}, \quad (5)$$

式中: $\{T_e\}$ 为以 N·m 为单位的电机额定转矩 T_e 的数值, $\{P_e\}$ 为以 kW 为单位的电机额定功率 P_e 的数值。

由式(5)可得, $T_e = 155.92 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

2.4 传动比

由电机最高转速和最高行驶车速确定最小传动比 $i_{\min}$, 计算式为:

$$i_{\min} = 0.377 \{n_{\max}\} \{r\} / \{u_{\max}\}. \quad (6)$$

式中: $\{n_{\max}\}$ 为以 r/min 为单位的电机最高转速 $n_{\max}$ 的数值, $\{r\}$ 为以 m 为单位的车轮半径 r 的数值。

由式(6)可得, $i_{\min} = 11.00$ 。

由最大爬坡度和最大转矩确定最大传动比

$$i_{\max} = \{r\} (\{m\} \{g\} f \cos \alpha + \{m\} \{g\} \sin \alpha) / (\{T_{\max}\} \eta_t). \quad (7)$$

由式(7)可得, $i_{\max} = 12.69$ 。

2.5 电池容量

根据续驶里程确定电池容量, 车辆等速行驶所需功率 P_{ev} 的计算式为:

$$\{P_{ev}\} = \{u_{ev}\} (\{m\} \{g\} f + C_D \{A\} \{u_{ev}^2\} / 21.15) / (3\,600 \eta_t), \quad (8)$$

式中: $\{P_{ev}\}$ 为以 kW 为单位的车辆等速行驶所需功率 P_{ev} 的数值; $\{u_{ev}\}$ 为以 km/h 为单位的 u_{ev} 的数值, $u_{ev} = 60 \text{ km/h}$ 。

电力总量

$$W_{ev} = P_{ev} S / (\eta_m u_{ev}), \quad (9)$$

式中: η_m 为机械传动效率, 取为 0.9。

电池容量

$$C_{ev} = W_{ev} / U_{ev}, \quad (10)$$

式中: U_{ev} 为电池组平均工作电压, V。

由式(8)可得, $u_{ev} = 60 \text{ km/h}$ 等速行驶时, $P_{ev} = 9.76 \text{ kW}$ 。根据要求, $u_{ev} = 60 \text{ km/h}$ 时, 等速续驶里程 S 应大于 350 km, $U_{ev} = 380 \text{ V}$, 由式(10)可得, $C_{ev} = 166.47 \text{ A} \cdot \text{h}$, 考虑附件损耗, 可取 C_{ev} 为 180 A·h。

3 基础模型的建立与验证

3.1 模型建立

利用 Cruise M 软件中模块构建整车模型, 根据当前实车配置设置各模块参数, 以此作为基础模型, 输入仿真工况, 基础模型中动力电池为磷酸铁锂电池, 初始电池荷电状态 (state of charge, SOC) 为 95%; 选用永磁同步电机, 峰值扭矩为 340 N·m, 峰值功率为 151 kW, 单挡减速器总传动比为 11.80, 建立的模型如图 1 所示。对整车性能进行仿真计算, 评价车辆的经济性能和动力性能。

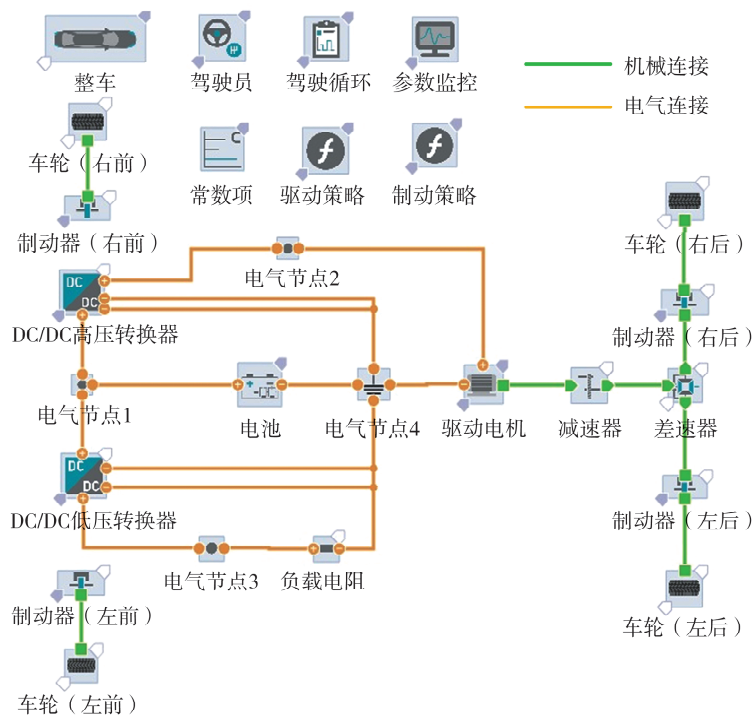


图 1 纯电皮卡整车仿真模型

3.2 模型验证

以 CLTC-C 循环工况为模型验证工况^[8],整个工况计算过程中车速仿真结果与 CLTC-C 循环设定车速随时间的变化曲线基本重合,车速跟随性好,实际车速与需求车速的偏差如图 2 所示。由图 2 可知:整个循环工况的最大速度偏差为 0.67 km/h,精度(最大速度偏差与最高车速的比)为 0.73%,因此该模型满足计算精度要求。

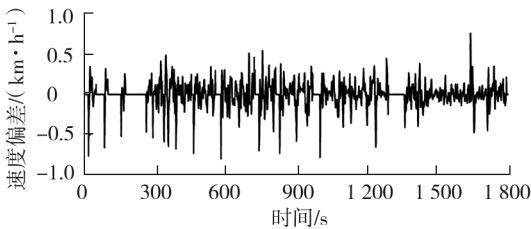


图 2 仿真车速与实际车速的偏差

3.3 评价指标

电动汽车的主要性能通常从经济性和动力性两方面评价,在保证电动汽车动力性前提下尽可能提高经济性。电动汽车经济性的评价指标中,文献[9]中规定测试工况主要包括标准循环工况(本文中为 CLTC-C 循环工况)和 $u_{ev}=60\text{ km/h}$ 等速巡航工况,根据文献[10]给出的电动汽车动力性评价指标,国标中用汽车的最高车速、加速性能、最大爬坡度 3 个指标评价整车的动力性能。

3.4 基础模型计算

基于建立的整车动力系统基础模型进行 CLTC-C 循环工况计算,该模型单循环工况累计耗电量曲线如图 3 所示,该循环工况下的电机运行工况在效率 map 上的落点统计如表 3 所示。

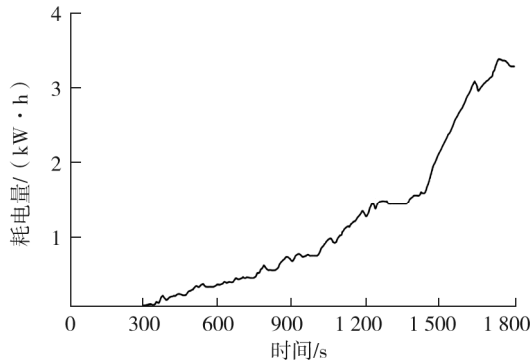


图 3 CLTC-C 工况累计耗电量曲线

表 3 电机运行工况效率落点统计

电机效率/%	占比/%
≥ 90	60.67
$[80,90)$	4.06
$[70,80)$	1.67
$[60,70)$	1.89
$[50,60)$	1.33
$(0,50)$	9.33
0	21.06

由图3及表3可知:单循环工况整车耗电量为 $3.286\text{ kW}\cdot\text{h}$,电机效率在90%以上的工况落点占比为60.67%,电机效率在80%以上的工况落点占比为64.73%。电机整体运行效率较低导致整车经济性较低,无法达到设计指标。

基于建立的整车动力系统基础模型,进行全加速仿真计算,受电机驱动系统峰值扭矩、峰值功率的最大持续时间限制,动力性计算结果选取由静止开始至30 s内的数据^[11],结果如图4所示。

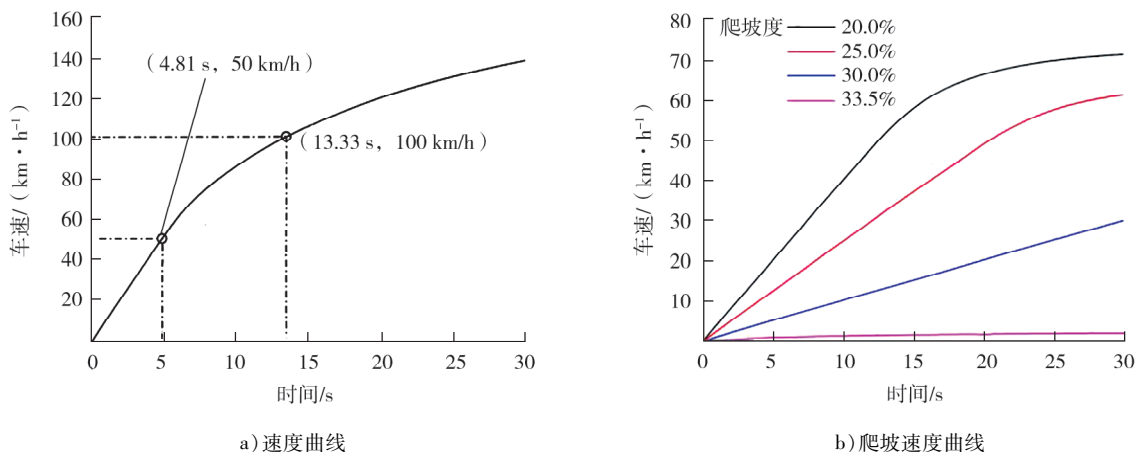


图4 基础模型动力性曲线

由图4a)可知:在全加速过程中,整车加速先快后慢,50 $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ 的加速时间为4.81 s,100 $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ 的加速时间为13.33 s。由图4b)可知:爬坡度为20.0%时,车辆先匀加速,之后加速度逐渐减小,前10 s的平均加速度为 $1.11\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$,第30秒时车速为71.08 $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$;爬坡度为25.0%时,车辆先匀加速,之后加速度逐渐减小,前10 s的平均加速度为 $0.69\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$,第30秒时车速为60.92 $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$;爬坡度为30.0%时,车辆接近匀加速,平均加速度为 $0.287\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$,第30秒时车速为29.93 $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$;整车最大爬坡度为33.5%。根据仿真结果,该基础模型无法达到动力性设计指标。

4 方案对比与分析

4.1 传动比计算

基于整车参数和设计指标要求,结合电动汽车动力性分析方法计算得到的传动比为11.00~12.96,本文中选取传动比分别为11.00、11.40、11.80、12.20、12.69进行整车经济性和动力性分析研究,传动比对整车经济性的影响规律如图5所示。

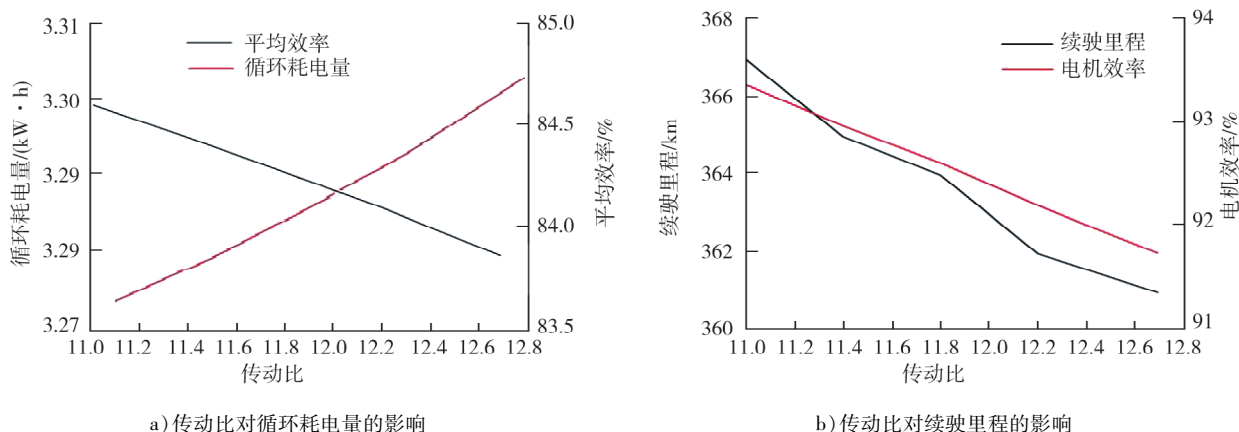


图5 传动比对整车经济性的影响

由图 5a) 可知: 传动比由 11.00 增加到 12.69, CLTC-C 工况耗电量由 $3.274 \text{ kW} \cdot \text{h}$ 增加到 $3.303 \text{ kW} \cdot \text{h}$, 这是由于改变传动比使得电机运行工况发生改变; 电机循环平均效率(本文中电机循环平均效率指 CLTC-C 工况中整车非静止状态下的电机运行效率的平均值)由 84.59% 降为 83.86% 。由图 5b) 可知: 传动比由 11.00 增加到 12.69, $u_{\text{ev}} = 60 \text{ km/h}$ 等速续驶里程由 366.95 km 降为 360.95 km , 这同样与该车速对应电机运行工况下的电机效率有关, 该工况下电机效率由 93.36% 降为 91.74% 。根据仿真结果, 通过传动比优化设计无法满足经济性能指标要求。

传动比对整车动力性的影响规律如图 6 所示。

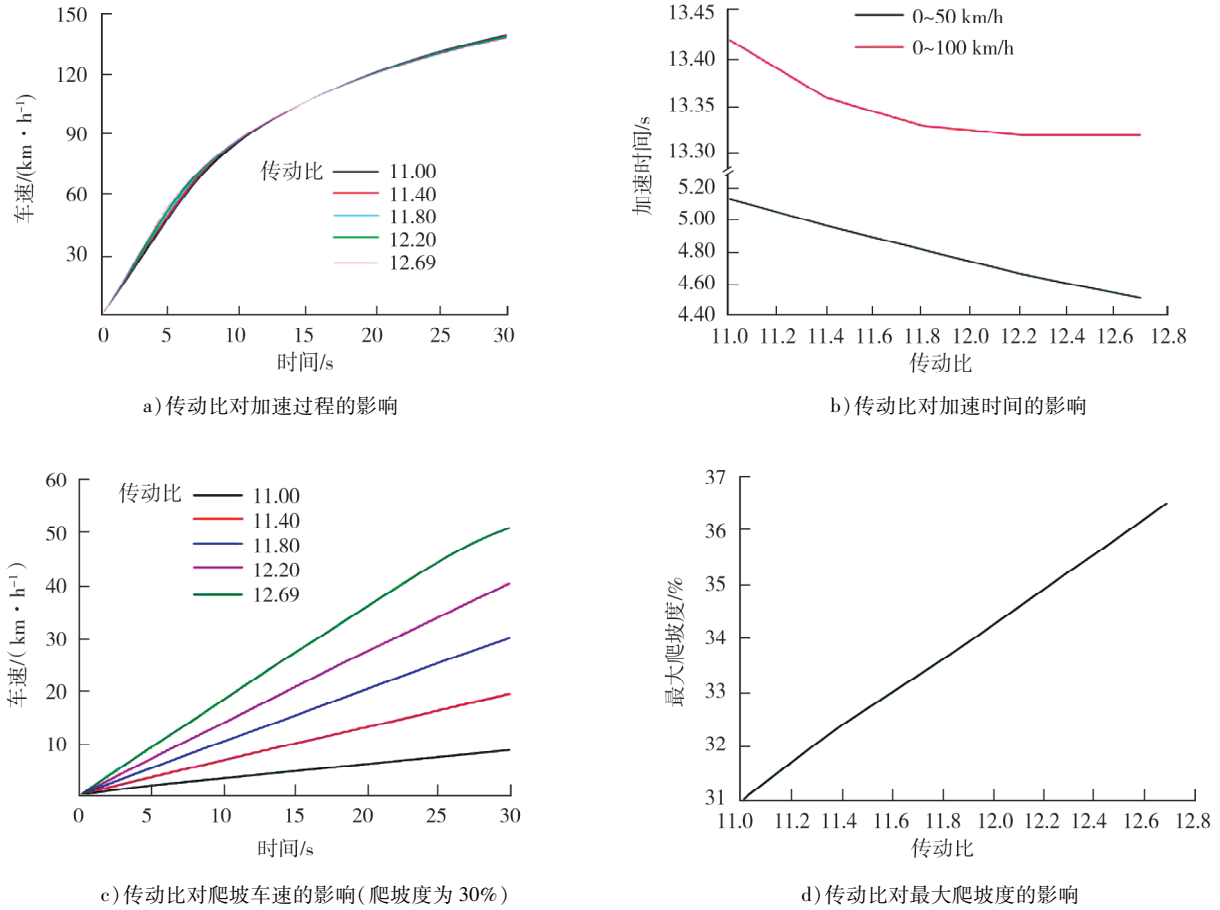


图 6 传动比对动力性的影响

由图 6a)、b) 可知: 传动比由 11.00 增加到 12.69, $0 \sim 50 \text{ km/h}$ 的加速时间由 5.13 s 减少到 4.51 s , $0 \sim 100 \text{ km/h}$ 的加速时间由 13.42 s 减少到 13.32 s , 在第 14.8 s 时不同传动比方案对应的车速相等, 为 105 km/h ; 传动比越大, 车辆前期加速性能优势明显, 后期加速性能优势减弱。分析原因为: 在电机恒转矩区, 随着电机转速增加, 功率增加; 在电机恒功率区, 随着电机转速增加, 功率不变或略有下降; 传动比增加, 达到相同车速的过程中电机更早地由恒转矩区进入恒功率区。

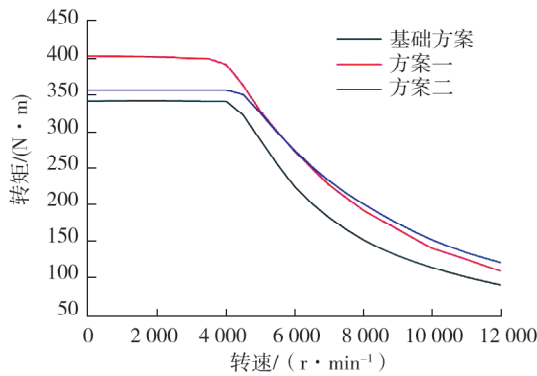
由图 6c)、d) 可知: 传动比由 11.00 增加到 12.69, 当爬坡坡度为 30% 时, 第 30 s 时的爬坡车速由 8.6 km/h 增加到 50.79 km/h ; 最大爬坡度由 31.0% 增加到 36.5% 。综合以上分析, 通过传动比优化设计可满足动力性能指标的要求。

4.2 不同电机对比

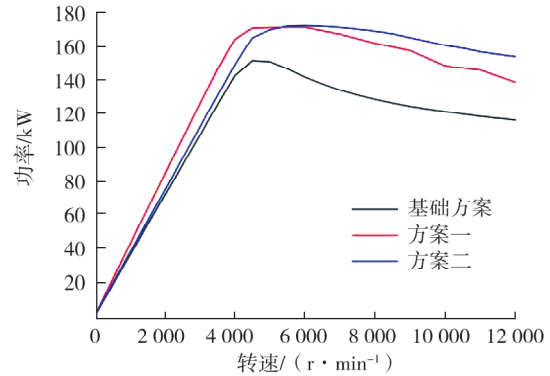
根据整车参数和整车性能指标要求计算得到传动比为 $11.00 \sim 12.69$, 为同时兼顾整车动力性和经济性需求, 选用传动比为 11.80 进行不同电机方案对比计算。优化前后的电机关键参数对比如表 4 所示, 不同电机方案外特性对比如图 7 所示。

表4 电机性能参数对比

方案	额定电压/V	持续功率/kW	峰值功率/kW	持续转矩/(N·m)	峰值转矩/(N·m)	最高转速/(r·min ⁻¹)	峰值效率/%
基础方案	380	65	151	170	340	12 000	96.89
方案一	380	100	171	200	400	12 000	97.94
方案二	380	75	172	173	355	12 000	97.09



a) 转速-转矩曲线对比



b) 转速-功率曲线对比

图7 电机外特性对比

由表4和图7可知:相比基础方案,方案一、方案二的电机峰值效率提高,峰值转矩、峰值功率增加;方案二的峰值转矩低于方案一,但方案二的恒转矩区对应的转速范围较宽,峰值功率与方案一相近。

不同电机方案经济性对比结果如表5所示。

表5 不同电机方案经济性对比

方案	循环耗电量/(kW·h)	平均效率/%	电机效率/%	续航里程/km
基础方案	3.29	84.26	92.60	363.95
方案一	3.21	86.97	93.96	368.96
方案二	3.19	88.80	94.96	372.95

由表5可知:1)相比基础方案,方案一的CLTC-C工况耗电量减少了2.42%,为3.21kW·h;循环电机平均效率为86.97%,比基础方案增加了2.71个百分点; $u_{ev}=60$ km/h等速续航里程增加了1.38%,约为368.96km;该工况电机运行效率为93.96%,增加了1.36个百分点,经济性能提升但循环耗电量无法满足性能要求。2)相比基础方案,方案二的CLTC-C循环耗电量增加了2.99%,为3.19kW·h;循环电机平均效率增加了4.54个百分点,为88.80%; $u_{ev}=60$ km/h等速续航里程增加了2.47%,约为372.95km,该工况电机运行效率增加了2.36个百分点,为94.96%,经济性能提高且能满足性能要求。

不同电机方案下车辆的动力性对比如图8和表6所示。由图8和表6可知:1)相比基础方案,方案一和方案二的加速性能均提高,方案一0~50km/h加速时间为4.08s,减少了15.18%;0~100km/h的加速时间为10.87s,减少了18.45%。2)方案二的0~50km/h加速时间为4.59s,减少了4.57%;0~100km/h加速时间为11.3s,减少了15.23%。3)方案一的最大爬坡度为40.9%,相比基础方案提高了7.3百分点;方案二的

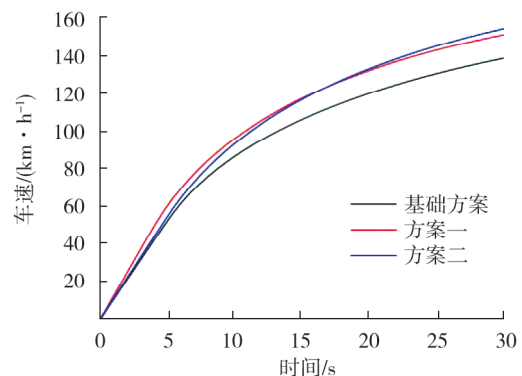


图8 不同电机方案的速度曲线对比

最大爬坡度为 35.3%,相比基础方案提高了 1.7 百分点;方案一、方案二均满足动力性能要求。

表 6 不同电机方案动力性对比

方案	电机峰值转矩/(N·m)	0~50 km/h 加速时间/s	0~100 km/h 加速时间/s	最大爬坡度/%
基础方案	340	4.81	13.33	33.6
方案一	400	4.08	10.87	40.9
方案二	355	4.59	11.30	35.3

5 结论

1) 针对某纯电皮卡整车性能要求,计算了动力传动系统关键零部件的性能参数,利用 Cruise M 软件搭建仿真模型并进行模型验证。

2) 通过计算基础传动系统模型,得到该模型 CLTC-C 循环耗电量为 3.286 kW·h,100 km/h 加速时间为 13.33 s,最大爬坡度为 33.5%,无法满足整车性能指标要求。

3) 随着传动比增加,动力性能改善,但经济性能降低;为了兼顾经济性能和动力性能,选用传动比为 11.8 进行不同驱动电机方案对比,与基础方案相比,方案一的动力性能得到提高且满足指标要求,经济性能得到提高但无法满足指标要求,方案二的动力性能和经济性能均得到提高且满足指标要求。

参考文献:

- [1] 王震坡,詹炜鹏,孙逢春,等. 新能源汽车碳减排潜力分析[J]. 北京理工大学学报,2024,44(2):111-122.
- [2] 威尔森汽车智能决策. 2022 车市盘点:动荡之年,又是谁笑到最后成为“赢家”? [J]. 汽车与配件,2023(4):62-63.
- [3] 薛冰. 纯电动汽车动力性与经济性有效平衡的研究[J]. 汽车零部件,2023(5):24-27.
- [4] 袁俊,鲁植雄,李俊. 汽车动力传动系匹配方法的研究[J]. 科学技术与工程,2010,10(5):1306-1309.
- [5] 刘璐明. 基于 Cruise 的某款纯电动客车动力系统匹配与性能仿真[J]. 机电技术,2019(1):72-74.
- [6] 缪明雅. 基于 AVL Cruise 的某纯电动汽车动力系统匹配设计[J]. 汽车实用技术,2022,47(23):109-113.
- [7] 汪伟,杨凤敏,王汝佳,等. 纯电动汽车的动力参数优化研究[J]. 机械设计与制造,2023(2):37-40.
- [8] 张旭阳,胡志远,韩维维,等. 空调对轻型乘用车油耗影响的试验研究[J]. 汽车技术,2020(5):49-54.
- [9] 中华人民共和国工业和信息化部. 电动汽车 能量消耗率和续驶里程试验方法:GB/T 18386—2017[S]. 北京:中国标准出版社,2017.
- [10] 中华人民共和国工业和信息化部. 电动汽车动力性能试验方法:GB/T 18385—2005[S]. 北京:中国标准出版社,2005.
- [11] 韩艳艳. 基于 Cruise 和 Simulink 软件对可充电式串联混动汽车经济性仿真[J]. 内燃机与动力装置,2016,33(5):59-63.

Matching of power system and optimization of performance on an electric pickup

ZHAO Qiang^{1,2}, SUN Nannan^{1,2}, WANG Xiaoyan^{1,2}, JIA Demin^{1,2},
WANG Cong^{1,2}, HAN Kai^{1,2}

1. National Key Laboratory of Internal Combustion Engines and Power System, Weifang 261061, China;

2. Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China

Abstract: Based on the performance requirements of a certain electric pickup, the performance parameters of

key components of the matching powertrain is calculated, simulation models are built by Cruise M software and validated. By inputting the simulation conditions to calculate the basic transmission system model, the power consumption, 0–100 km/h acceleration time, and maximum climbing slope of the model in the China light vehicle test cycle (CLTC-C) condition are obtained. For balancing economy and power, the influence of the transmission on the performance of the complete vehicle is evaluated, and two schemes for optimizing the drive motors are promoted, and the performance of the vehicle before and after optimizing the drive motor at a transmission ratio of 11.8 is compared. The results show that the base scenario uses $3.286 \text{ kW} \cdot \text{h}$ of power, with acceleration times of 13.33 s from 0 to 100 km/h and a maximum gradient of 33.5%, which does not reach the overall vehicle performance. As the ratio increases, overall vehicle power performance is improved, but economic performance is reduced. With a transmission ratio of 11.8, for scheme 1, the motor peak efficiency is 1.15% higher and the peak torque is $60 \text{ N} \cdot \text{m}$ higher than the underlying scenario, the peak power increases 20 kW, the power performance of the option one improves and meets the economic requirement but still does not meet the others. For scheme 2, the motor peak efficiency improves by 0.20%, peak torque increases $15 \text{ N} \cdot \text{m}$, and peak power increases 21 kW which has improved power and economic performance and meets the specifications.

Keywords: electric pickup truck; power performance; economy performance; transmission ratio; drive motor

(责任编辑:刘丽君)

.....
(上接第18页)

flow channel. The coefficient of variation is used to evaluate different schemes, and the effects of cylinder volume ratio, cylinder arrangement, cylinder to channel distance, and cylinder porosity on fuel distribution uniformity in the transition zone are studied. The research results indicate that the fuel distribution uniformity using cylindrical flow guide is better than that using flow guide channels. The transition zone cylinders are arranged in a square shape for optimal distribution uniformity. By increasing the distance between the cylinder and the flow channel, the fuel distribution uniformity in each channel shows a trend of first increasing and then decreasing. The uniformity is better when the distance is 3 mm. When the porosity of the transition zone is about 11.4%, the fuel distribution uniformity is better. Both too large and too small can cause a deterioration of the distribution uniformity.

Keywords: PEMFC; electrode plate; numerical simulation; flow field design; performance optimization

(责任编辑:臧发业)