

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2018.05.014

某纯电动汽车电机-变速器总成研究^{*}

田晋跃, 顾以慧

(江苏大学 汽车与交通工程学院, 江苏 镇江 212013)

摘要:针对纯电动汽车动力总成设计问题,对纯电动汽车的动力总成选型、电机参数、变速器参数等方面进行了研究,从经济性、动力性、制造成本的角度归纳了电机-变速器总成相较于电机-减速器具有的优势。在设计动力总成参数的过程中,从动力性、经济性、舒适性、总成尺寸等方面进行了分析,提出了一套纯电动汽车动力总成的设计理论;在 Matlab 中建立了模型,对设计的参数进行了仿真;最后将动力总成进行了装车实验。实验结果表明:根据该设计理论所设计的动力总成能够完全满足技术目标。

关键词:纯电动汽车;动力总成;电机;变速器

中图分类号:TM3;U463.231

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2018)05-0517-07

Study on the motor-transmission power train for electric car

TIAN Jin-yue, GU Yi-hui

(School of Automobile and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: Aiming at the design of the power train of electric vehicle, the power train selection, motor parameters and transmission parameters of the pure electric vehicle were researched, the advantages of the motor-transmission power train compared to the motor-reducer power train were analyzed from the points of economy, power and manufacturing cost. In the process of designing power train parameters, the design theory of power train of electric vehicle was put forward from the angles of power, economy, comfort and power train size. The model was established by Matlab and the parameters was simulated by the model. The experiment results indicate that the power train designed meets the requirements of performance targets.

Key words: electric car; power train; motor; transmission

0 引 言

目前,大多数的电动汽车还是使用的单级减速器,这种形式的电动汽车对电机要求很高,在一些特殊工况导致车辆的动力性和经济性较差,因此,多档化是发展趋势^[1-2]。文献[3-7]研究了动力性和经济性对电机变速器匹配的要求;文献[8]考虑了中心距对传动比的影响;文献[9]采用拟合公式算出加速时所需要的功率;文献[10-11]在匹配动力系统时将电池、电机和变速器一起匹配。

这些研究都具有局限性:(1)理论太过理想化,没有考虑到实际工艺的局限;(2)对电机额定功率所对应的极限工况研究有偏差。文献[3-7]在考虑所应匹配的功

率时,都以设计最高车速和最大爬坡度所需功率确定峰值功率,对额定功率所对应功率也是模棱两可;文献[10-11]在匹配的时候将续驶里程做为第一目标,对变速器的匹配研究很少。此外,这些研究在考虑速比时都没有考虑换挡冲击度,忽略了换挡冲击度所影响的舒适感,也没有考虑电机特性对变速器传动比的影响。

本文将针对以上研究存在的问题,以某乘用车为例,研究其电机和变速器参数匹配,并将动力总成装车实验。

1 电机匹配变速器的优势

1.1 电机驱动和发动机驱动对比

电机和汽油发动机的驱动原理区别:(1)输出特

收稿日期:2017-09-11

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51707084)

作者简介:田晋跃(1958-),男,江苏镇江人,副教授,主要从事车辆传动系统方面的研究。E-mail: tianjinyue@ujs.edu.cn

性不一样。汽油发动机在低转速时为了保持汽车不熄火,只能产生很小的转矩,当转速提高以后,对转矩的控制只能通过改变节气门的开度或者改变点火角实现,控制精度不高,电机是通过电流控制转矩,可以很精确地控制转矩的变化^[12],可以舍去离合器,在汽车行驶过程中,要让唯一的动力源上产生的转速转矩适应各种复杂的工况,造成两种动力源对变速器不同的要求;(2)两者传动效率不同。传统汽油发动机的热效率在 30% 左右,一般电机效率较高,最高的永磁同步电机的效率可以达到 95%,两者效率相差巨大,直接导致匹配整车所需功率和尺寸不同,同时电机配套一个电机控制器,不同的布局对空间提出了不同的要求。

1.2 电机匹配变速器和电机匹配减速器对比

电机匹配减速器时,汽车行驶最大速度和最大爬坡度要求电机必须是高速电机。这种匹配可以减少变速装置的布置难度,但是要求电机具有较高的转速和较强的调矩能力,让电机的成本大大增加。相比而言,电机匹配变速器可以降低对电机最高转速的要求,具有技术优势和成本优势。当匹配减速器的电动汽车在行驶时,电机很大几率会工作在低速高转矩和高速低转矩的低效率区域。电机匹配变速器时,低速高扭工况用低档位,高速低扭工况用高档位,尽可能让电机工作在高效区,提高续航里程,具有经济性优势。

表 1 4 种电机性能表

电机类型	功率密度	转速范围/(r·min ⁻¹)	电机损耗	可靠性	成本	控制器成本
DCM	较低	4 000 ~ 6 000	小	一般	较高	高
IM	中等	12 000 ~ 20 000	大	最好	较高	高
PWSM	最高	4 000 ~ 10 000	最小	较好	较低	一般
SRM	较高	> 15 000	一般	最好	一般	一般

相较其他电机,永磁同步电机具有功率密度高、电机损耗小、可靠性高、成本低等优点,适合做为电动汽车的动力源。

3.2 电机功率

电动机功率分为额定功率和峰值功率。额定功率是电机的稳定输出功率,峰值功率相当于电机的“爆发力”,可以瞬间产生很大转矩,但是持续时间有限。驱动电机功率越大,动力性能越好,但是会增加电机的体积与质量,还会降低电机在高效率区工作概率。一般要求电机的额定功率满足最大速度和最大爬坡度的要求,且不超过太多即可。

额定功率大于最高车速对应的功率为:

$$P_{\max 1} = \frac{1}{\eta_T} \left(\frac{mgf_r}{3\ 600} V_{\max} + \frac{C_d A}{76\ 140} V_{\max}^3 \right) \quad (1)$$

2 整车动力系统方案确定

本文所设计车型车重 1.2 t,满载质量 1.6 t。其动力性目标如下:0 ~ 50 km/h 加速时间小于 6 s,满载最高车速 130 km/h,最高稳定车速 100 km/h,最大爬坡度 20% (30 km/h)。

整车布置方案为电机变速器集成驱动,驱动形式采用前置前驱,电机输出端和变速器输入端通过花键结合,免去离合器。电机转矩转速由电机控制器控制,动力由电机输入变速器,再由变速器输出动力经由半轴传到车轮。

整车传动系统布局如图 1 所示。

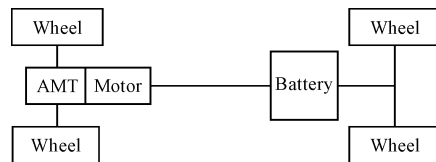


图 1 匹配车型动力系统结构

3 电机参数选定

3.1 电机种类的选择

目前,在纯电动汽车上得到广泛应用的主要有直流电机(DCM)、交流异步电机(IM)、永磁同步电机(PMSM)和开关磁阻电机(SRM)4 种驱动电机^[13]。

4 种电机性能如表 1 所示。

式中: $V_{\max}$ —设计最高车速,130 km/h; C_d —空气阻力系数,0.34; f_r —滚动阻力系数, $f_r = 0.007\ 6 + 0.000\ 056u_a^{[14]}$;A—迎风面积,2.646 15 m²; η_T —传动系数效率,90%。

代入式(1)得所需功率为 43.16 kW。

最大爬坡度对应的功率为:

$$P_{\max 2} = \frac{1}{\eta_T} \left(\frac{mgf_r \cos \gamma_{\max}}{3\ 600} V_{\gamma} + \frac{mgs \sin \gamma_{\max}}{3\ 600} V_{\gamma} + \frac{C_d A}{76\ 140} V_{\gamma}^3 \right) \quad (2)$$

式中: $\gamma_{\max}$ —设计最大爬坡度,20%; V_{γ} —通过最大爬坡度时最低速度速度,30 km/h。

代入式(2)得所需功率 29.4 kW。最终额定功率要大于两者的最大值 43.16 kW。

峰值功率由于持续时间短,大多只在超车或者急加速的时候用到,一般根据过载系数确定。

3.3 电机转速

电机转速高低不仅关系到电机的生产工艺与成本,还关系到与其搭配的装置,如配套使用的轴承、齿轮等。对电机而言,当转速高于 10 000 r/min 的时候,配套的制造工艺和轴承难度加大,这就对电机的最高转速提出了限制,但是车速由电机转速和变速器速比的耦合关系决定,这又对电机基速和最高转速提出了限制。

电机的最高转速和基速的比值就是扩大恒功率系数 β 。 β 越大,电机在恒转矩区域的转矩越大,能够提高汽车的加速性能和爬坡性能,但是 β 过大会导致基速偏小,汽车行驶过程中电机工作在基速附近的概率变小,从而导致电机效率偏低,一般电机扩大恒功率区系数一般取 2 ~ 4^[15]。

电机在基速附近效率是最高,所以在设计参数时,根据所设计车型的定位,选择合理的电机基速,让遇到最多最频繁的工况都工作在基速附近。同时电机的最高转速和变速器速比的乘积限制了汽车的最高车速,所以电机的最高转速应该高于限制值。匹配如下:

$$n_{\max} > \frac{V_{\max} \times i_{\max} \times i_o}{0.377 \times r}$$

$$n_{\text{base}} \geq \frac{V \times i_{\max} \times i_o}{0.377 \times r}$$

表 2 电机参数

电机类型	峰值功率/kW	额定功率/kW	最大转速/(r·min ⁻¹)	基速/(r·min ⁻¹)	峰值扭矩/Nm	额定转矩/Nm
永磁同步电机	75	45	8 600	2 865	240	150

选定电机功率-转速和转矩-转速特性如图 2 所示。

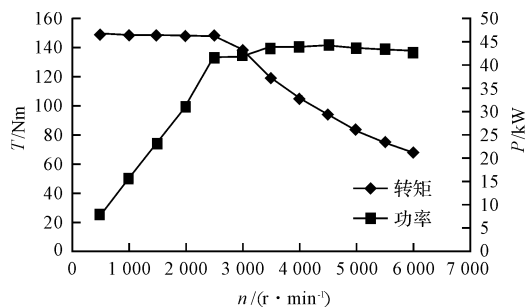


图 2 选定电机输出特性图

由图 2 可知:电机在 0 ~ 2 865 r/min 的区间内处于恒转矩区,可以输出 150 Nm 的恒定转矩;在 2 865 r/min 之后进入恒功率区,输出额定功率为 45 kW,满足最高车速和最大爬坡度的要求。

4 变速器档位数和速比选择

传统汽车发动机的高效区主要集中在转速 1 800

$$\frac{n_{\max}}{n_{\text{base}}} \approx 3 \quad (3)$$

式中: r —车轮半径; $n_{\max}$ —电机最大转速; n_{base} —电机基速; V —一般工况下较频繁的行驶速度; $i_{\max}$ —变速器最大传动比; i_o —主减速器传动比。

3.4 电机转矩

电机转矩和变速器速比的耦合要满足汽车爬坡和加速度的要求,即通过电机输出的转矩,经过变速器可以在一定坡度上稳定地行驶,匹配如下:

$$T_{\text{rate}} \geq \frac{1}{\eta_r} \times \frac{(Mg f_r \cos \gamma_{\max} + Mg \sin \gamma_{\max}) \times r}{i_1 \times i_o} \quad (4)$$

式中: T_{rate} —电机额定转矩。

车辆能满足规定的起步加速要求,匹配如下:

$$\int_0^6 \eta_r \left(\frac{T_{\text{peak}} i_g i_o}{r} - mgf - \frac{C_d A}{21.15} V^2 \right) dt \geq \frac{50}{3.6} \quad (5)$$

式中: T_{peak} —电机峰值扭矩。

最终计算得额定功率要略大于 43.16 kW,最高转速和最小传动比的比值大于 1 361 r/min,峰值扭矩和最大传动比的乘积要大于 899 Nm。由于峰值扭矩和峰值扭矩要结合档位速比,本研究先由功率要求选定一个较为合适的电机,综合考虑选定某国内知名品牌电机。

电机参数如表 2 所示。

r/min ~ 2 500 r/min 的区域,同时安装变速器主要是为了让发动机尽可能工作在高效区,并且在低速爬坡的时候用低档位增加力矩^[16]。电动汽车安装变速器是为了让电机尽可能工作在基速附近的高效区,同时能够在高速行驶时降低对电机转速的要求。

4.1 档位数的确定

变速器的档位数和电机特性以及传动比有关,档位数要保证两点:(1) 要保证驱动电机在电机基频以上的调速范围足够宽;(2) 要保证相邻档位的恒功率区能够衔接起来。

档位选择的问题和优化方法如图 3 所示。

中低速电机和变速器匹配时会产生问题如图 3(a) 所示。对于中低速电机驱动,由于电机在基速以后的调速区域窄,即便已经在最高档位,车速在行驶阻力矩和驱动力矩平衡之前就已经到达极限,这种情况会造成电机功率只能够使用其中一部分,造成浪费。

此时优化方法如图 3(b) 所示。可见增加一个传动比更小的档位,可以更好发挥电机的功率。

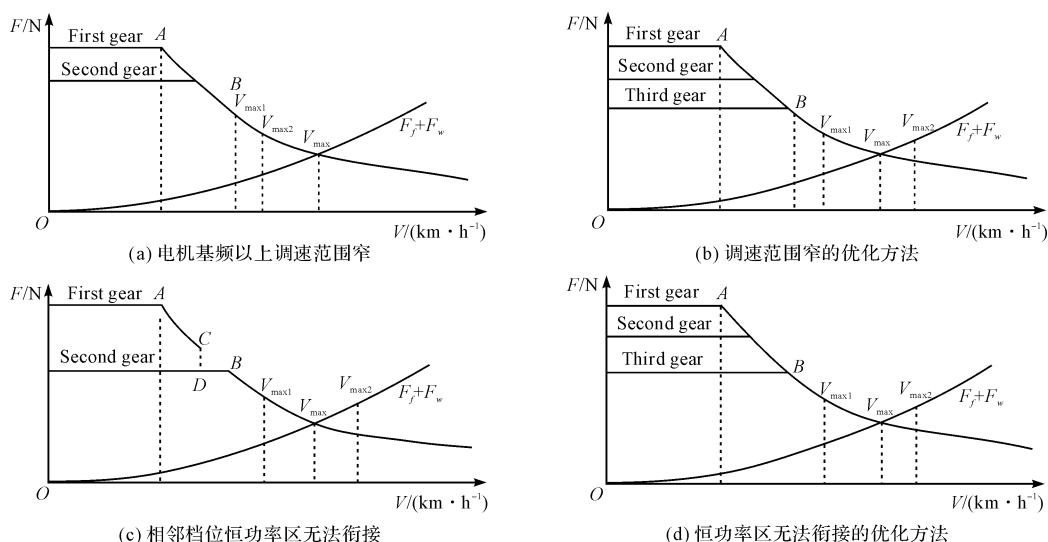


图 3 档位选择的问题和优化方法

匹配两档速比过大时会产生如图 3(c) 所示。一档和二档的恒功率区无法衔接,这就造成了一档升二档的过程中,电机的工况从 C 点到 D 点,然后由 D 点到 B 点,在这个过程中,会有一个很明显的顿挫感,造成较差的驾驶体验。

此时优化方法如图 3(d) 所示。增加一个传动比介于一档和二档之间的档位,让档位之间的恒功率区可以衔接起来。

电机具有反转的特性,可以在变速器的机械结构上省略倒挡齿轮,在换挡面板上保留倒挡,倒挡的控制过程直接通过控制策略实现。所选电机为中高速电机,根据以上原则,确定为两个档位。

4.2 档位速比的选择

档位速比的选择,主要考虑总成尺寸的限制、整车舒适性能的要求、整车动力性能的要求。

4.2.1 尺寸对传动比的影响

尺寸对传动比的影响,主要体现在中心距上。中心距较大时,每个档位间齿轮的传动比会有较大的选择,但是会增加尺寸和重量,影响经济性;中心距较小时,档位速比的选择会比较局限,档位传动比过大时或者过小时,会有一个齿轮的尺寸较小,齿轮的接触应力大,导致齿轮寿命短。

一般中心距由经验公式得到^[17]:

$$A = K_A \sqrt[3]{T_{\max} i_{\max} \eta_g} \quad (6)$$

式中: K_A —中心距系数,一般轿车取 8.9 ~ 9.3,货车取 8.6 ~ 9.6。

中心距确定了,两齿轮的速比满足 $\begin{cases} r_1 + r_2 = A \\ i_g = r_2/r_1 \end{cases}$,

其中: r_1, r_2 —某档位下主动齿轮和从动齿轮的半径,不能太小。取 $K_A = 9.3$,代入参数得中心距为

99.24 mm。

4.2.2 整车舒适性能对传动比的要求

车辆在换挡过程中,经过电机卸载扭矩,摘档,调节转速,挂挡,扭矩恢复的过程,在调节转速的过程中,要将目标档位的从动齿轮调节到合适的转速,当调速完毕以后挂挡,挂挡过程中产生阻力矩。此时驾驶员的顿挫感会随着产生的阻力矩成线性关系,而阻力矩和档位传动比差值正相关。

这种顿挫感用换挡冲击度表示,即用车辆纵向加速度的变化率来表示,由传动系统动力学分析可知,在卸、加载阶段,传动系统有确定的动力学关系^[18]。以升档为例,设整车等效转动惯量为 J ,一档升二档的过程中,二档从动齿轮转速高,两档位从动齿轮速差为 $\Delta\omega$,此时需要驱动电机调节转速:

$$\Delta\omega = \omega \times (i_2 - i_1) \quad (7)$$

式中: ω —输入轴转速; i_1 —一档传动比; i_2 —二档传动比。

调节转速完毕以后,挂入目标档位,此处由于挂挡时间很短,车速变化小,忽略行驶阻力矩的影响,此时由于目标档位从动齿轮和结合套转速不能完全一致,在同步器结合的时候会产生阻力矩,引起顿挫感,换挡冲击度 j 表示如下:

$$j = \frac{da(t)}{dt} = \frac{r_{i_g} i_2}{J} \frac{d\left(\frac{\Delta\omega}{\Delta T} I_i\right)}{dt} = \frac{r_{i_g} i_0}{J} \frac{d\left(\frac{\omega \times (i_1 - i_2)}{\Delta T} I_i\right)}{dt} \quad (8)$$

式中: J —整车惯量; I_i —同步器输入端转动惯量。

由公式可以看出:在给定工况下, j 只和两档位的速比之差有关且为正相关,德国推荐的最大冲击度是 10 m/s^3 ,我国推荐的最大冲击度为 17.64 m/s^3 。所以两档速比之差不宜取得太大。

4.2.3 整车性能对传动比的要求

整车经济性要求电机尽可能工作在高效区,使电机尽可能工作在恒功率区域。低速低档位时,大传动比工作,提高转速,快速进入高效区。

整车动力性受变速器和电机的共同作用。最高档的传动比要满足最高车速的要求,即:

$$i_2 \times i_o \leq \frac{0.377 \times r \times n_{\max}}{V_{\max}} \quad (9)$$

代入参数计算得二档传动比和主减传动比的乘积要小于 7.985 788,且取值越小,在高速时电机的转速越低,可以增加电机工作在高效区的概率。

低档的传动比能满足加速性能的要求:

$$\int_0^6 \eta_T \left(\frac{T_{\text{peak}} i_g i_o}{r} - mgf - \frac{C_d A}{21.15} V^2 \right) \geq \frac{50}{3.6} \quad (10)$$

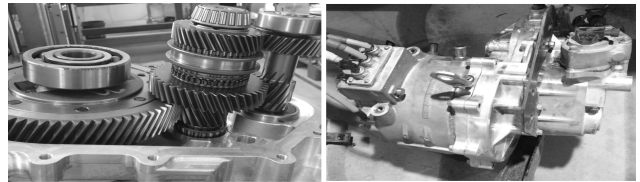
低档的传动比能满足最大爬坡度的要求:

$$i_1 \times i_o \geq \frac{\frac{1}{\eta_T} \times (Mgf_r \cos \gamma_{\max} + Mgsin \gamma_{\max}) \times r}{T_{\text{peak}}} \quad (11)$$

最终确定变速器档位限制为一档传动比和主减传动比的乘积要大于 6.813 76 且二档传动比和主减传动比的乘积要小于 7.985 788,中心距为 99.24 mm。考虑到汽车一般行驶速度较高和 20% 这样大的坡度在城市工况中较少出现,而且两档位主从动齿轮能够

有足够的耐久性,综合电机调节响应速度快的特性,最终确定设置主减速比为 5.2,一档速比 1.2,二档速比为 1.654。

变速器和动力总成实物如图 4 所示。



(a) 设计变速器实物图

(b) 电机变速器总成

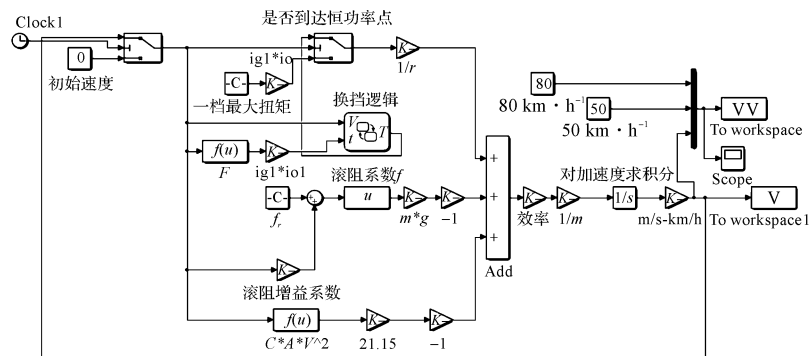
图 4 变速器和动力总成实物图

5 仿真分析及实车验证

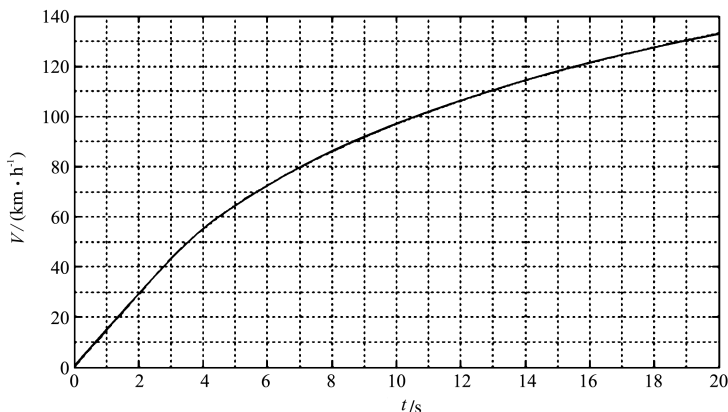
笔者在 Matlab 中建立模型,设计模型参数为传动效率 90%,风阻系数 0.34,工况为汽车满载在附着率良好路面上行驶。

为了仿真最高速度和最短加速时间,笔者采用全额定功率起步,在一档和二档同时进入恒功率区的交点换挡。

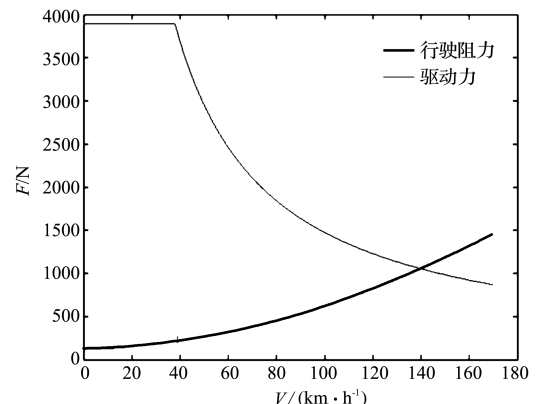
仿真建模及仿真结果如图 5 所示。



(a) 最高车速模型图



(b) 汽车加速性能仿真曲线图



(c) 驱动力行驶阻力平衡图

图 5 最高车速仿真模型和仿真结果

本研究所设计的电机匹配变速器动力总成在附着率良好路面上最高车速大于 130 km/h, 接近 140 km/h; 0 ~ 50 km/h 加速时间小于 4 s, 0 ~ 100 km/h 加速时间小于 11 s。

实车在附着率良好路面上的加速数据如表 3 所示。

表 3 整车加速实验数据表

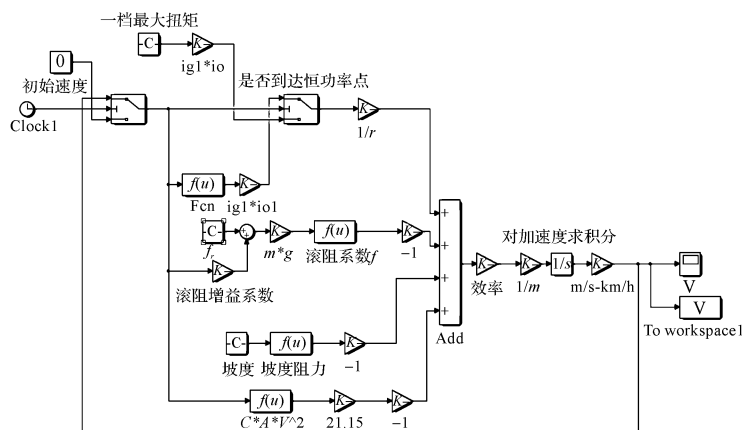
实验次数	0 ~ 50 km/h 加速时间/s	0 ~ 100 km/h 加速时间/s
1	3.936	11.022
2	3.862	11.106
3	4.086	11.078
4	4.086	11.182
5	3.976	11.126
平均时间/s	3.996	11.103

由表 3 可知: 0 ~ 50 km/h 加速时间小于 4 s, 0 ~ 100 km/h 加速时间小于 12 s。

最高车速实验数据如表 4 所示。

表 4 整车最高车速实验数据

实验次数	最高车速/(km · h ⁻¹)
1	132.3
2	132.6
3	132.5
4	132.7
5	132.5
平均最高车速/(km · h ⁻¹)	132.52



(a) 最大爬坡度模型图

由于刚刚做出 A 样机, 变速器的换挡过程控制策略和 shift map 还没有制定完成, 没有优化的换挡过程直接造成换挡时间稍长^[19], 因此实际的加速时间略长于仿真的加速时间。后续会对动力总成的控制策略做出优化, 提高整车经济性和动力性。

为了仿真最大坡度下汽车所能达到的最高车速, 本研究采用全额定功率起步, 直到动力和阻力达到功率平衡。

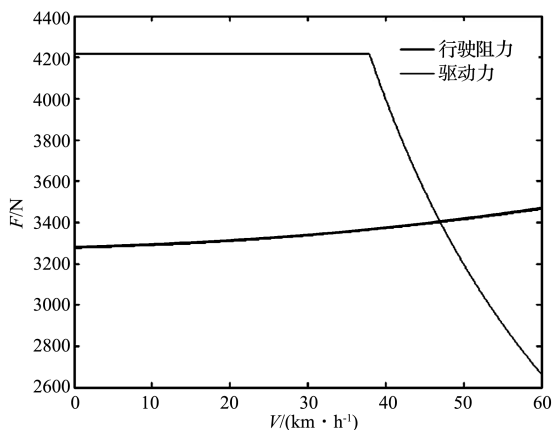
整车爬坡实验数据如表 5 所示。

表 5 整车爬坡实验数据

实验次数	坡度/(%)	最高车速/(km · h ⁻¹)
1	> 20	> 30
2	> 20	> 30
3	> 20	> 30
4	> 20	> 30
5	> 20	> 30

仿真建模如图 6(a) 所示。仿真结果如图 6(b) 所示。

仿真结果表明: 所设计的电机匹配变速器动力总成在附着率良好的 20% 坡度上可以达到 43 km/h 的稳定车速, 完全满足整车的动力性要求。



(b) 驱动力行驶阻力平衡图

图 6 最大爬坡度仿真模型和仿真结果

由于实验条件限制, 没有坡度为 20% 标准道路可以实验, 最终笔者在一个坡度略大于 20% 的坡路上实验, 测得车速大于 30 km/h, 满足设计要求。

动力总成装车如图 7 所示。

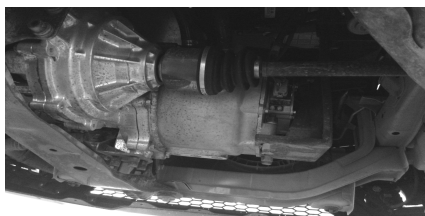


图 7 动力总成装车

6 结束语

本研究基于某整车厂的某款纯电动汽车设计要求, 对纯电动汽车的电机-变速器总成开发进行理论分析, 并针对开发过程中可能会出现的问题做出分析, 研究其解决办法。同时通过 Matlab 进行仿真, 验证设计结果的可行性。

在研究过程中, 首次将电机-变速器动力总成由理论转化为实物, 进行装车实验。最后实验数据表明: 汽

车的加速性能、最高速度、最大爬坡度都满足设计要求,且仿真结果和实验结果基本一致,充分证明设计理论的可靠性。

参考文献(References):

- [1] 朱晓慧. 纯电动汽车传动系统多档化对整车性能影响的研究[D]. 合肥:合肥工业大学机械与汽车工程学院, 2016.
- [2] 胡书文, 张小联. 一种微型纯电动汽车自动变速器设计[J]. 机电工程技术, 2017, 46(12): 57-58.
- [3] LI Wei, WU Xiao-hua. Overview study of multi-dynamic coupling drive system on EV[J]. **Applied Mechanics and Materials**, 2013(288): 125-129.
- [4] 江清华. 纯电动汽车动力传动系的参数匹配与优化设计及自动换挡策略的研究[D]. 长沙:湖南大学机械与汽车工程学院, 2011.
- [5] 吴鑫平. 纯电动汽车电机_变速器一体化系统设计及其控制策略研究[D]. 合肥:合肥工业大学机械与汽车工程学院, 2015.
- [6] 曾小华, 王庆年. 汽车功率需求的简单求解方法[J]. 吉林大学学报:工学版, 2011, 41(3): 613-617.
- [7] 翟丽, 孙逢春. 电动轿车机电传动系统的匹配计算与仿真[J]. 北京理工大学学报, 2007, 27(10): 869-873.
- [8] 闫花茹, 王鹏飞. 特殊配对齿轮中心距偏差对传动比的影响[J]. 机械传动, 2013, 37(7): 391-93.
- [9] 余本德, 张建武. 小型纯电动汽车变速器传动比设计[J]. 传动技术, 2015, 29(1): 30-35.
- [10] LI J W, CHEN J, WANG Y H. Design of powertrain of electric vehicle with requirement of performance indexes[J]. **Advanced Materials Research**, 2015, 512(5): 2629-2632.
- [11] XI P Y. System design and simulation on powertrain of electric vehicle[J]. **Applied Mechanics & Materials**, 2015, 101(2): 294-297.
- [12] 朱焜秋, 周剑. 无轴承永磁同步电机原理及研究发展趋势[J]. 微电机, 2010, 43(2): 77-82.
- [13] 汤蕴缪. 电机学[M]. 4版. 北京:机械工业出版社, 2011.
- [14] 余志生. 汽车理论[M]. 5版. 北京:机械工业出版社, 2009.
- [15] 温有东, 陈德利, 肖军. 基于 ADVISOR 的纯电动汽车驱动电机性能匹配[C]. 中国汽车工程学会年会, 北京:中国汽车工程学会, 2013.
- [16] 唐永琪. 纯电动汽车两档自动变速器换挡品质研究[J]. 上海汽车, 2013(1): 3-7.
- [17] 曾越海. 变速器传动比设计[C]. 2015 年海南机械科技学术年会, 海口:海南出版社, 2015.
- [18] DENG Z, GAN H, DENG P. Development of the electric vehicle AMT control strategy[C]. Proceedings of the FISITA 2015 World Automotive Congress, Berlin: Springer, 2015.
- [19] ZHANG B, WU X, HU Z. Analysis of shifting quality based on amt of the electric vehicle[J]. **China Machine Press**, 2014(328): 97-104.

[编辑:张 豪]

本文引用格式:

田晋跃, 顾以慧. 某纯电动汽车电机-变速器总成研究[J]. 机电工程, 2018, 35(5): 517-523.

TIAN Jin-yue, GU Yi-hui. Study on the motor-transmission power train for electric car[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2018, 35(5): 517-523.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>