



华南理工大学
South China University of Technology

车辆工程专业课程设计 报告书

题目：线控底盘总体设计

学院	机械与汽车工程学院
专业	车辆工程
学生姓名	周东洋
学生学号	202030139273
指导教师	罗玉涛
课程编号	030100351
课程学分	3.0
起始日期	2023. 10. 01

教师评语	<div>教师签名： 日期：</div>
成绩评定	
备注	

摘要

随着全球气候变化危机加重，各国对于能源的利用方式愈加重视，各国都大力发展清洁能源。纯电动汽车使用电机作为动力总成，运行过程中不产生有害气体，作为产业转型的主力军，汽车行业正面临一场油改电的深刻改革。随着电控技术的发展，汽车上越来越多的总成由机械结构改为电控控制。电控系统的优点包括响应快，控制精度高和控制方式灵活，受到了各大车企青睐。目前各个车企都在大力发展汽车电控技术。

作为纯电汽车电控技术的集大成者，线控底盘技术近些年得到极大发展。线控底盘包括线控转向，线控制动，主动悬架，线控驱动等部分组成，并且随着电控技术的发展和自动驾驶技术的需求，底盘也将由子系统线控化向整个底盘全线控进化，线控底盘系统标准化、模块化，底盘运算控制集成化、协同化将成为重要发展趋势。

关键词：线控底盘；电控技术；新能源汽车

Abstract

With the aggravation of the global climate change crisis, countries are paying more and more attention to the way energy is utilized, and all countries are vigorously developing clean energy. Pure electric vehicles use electric motors as power assemblies and do not produce harmful gases during operation. As the main force of industrial transformation, the automotive industry is facing a profound reform of oil to electricity conversion. With the development of electronic control technology, more and more assemblies in automobiles are changed from mechanical structure to electronic control. The advantages of the electronic control system include fast response, high control accuracy and flexible control methods, which are favored by major car companies. At present, all car companies are vigorously developing automotive electronic control technology.

As the master of pure electric vehicle electronic control technology, wire control chassis technology has been greatly developed in recent years. Wire-controlled chassis including wire-controlled steering, wire-controlled driving, active suspension, wire-controlled drive and other parts of the composition, and with the development of electronic control technology and the demand for automated driving technology, the chassis will be wire-controlled by the subsystems to the entire chassis wire-controlled evolution, wire-controlled chassis system standardization, modularization, chassis computing control integration, synergistic will become an important development trend.

Keywords: wire-controlled chassis; electronic control technology; new energy vehicles

目录

摘要	3
Abstract	4
一、 绪论	7
1.1 引言	7
1.2 选题背景	7
1.3 设计输入参数	7
二、 总体设计内容	7
2.1 汽车形式选择	7
2.1.1 轴数	8
2.1.2 驱动形式	8
2.1.3 布置形式	9
2.2 主要参数设计	9
2.2.1 外廓尺寸	9
2.2.2 轴距	10
2.2.3 前轮距 B1 和后轮距 B2	10
2.2.4 前悬 LF 和后悬 LR	11
2.3 汽车质量参数	11
2.3.1 装载质量	11
2.3.2 整备质量	11
2.3.3 汽车总质量	12
2.3.4 轴荷分配	12
2.4 汽车性能参数	14
2.4.1 动力性参数	14
2.4.2 经济性指标	15
2.4.3 汽车最小转弯直径	15
2.4.4 通过性几何参数	15
2.4.5 操纵稳定性参数	16
2.4.6 制动性参数	16
2.4.7 舒适性参数	17
2.5 电动机的选择	17
2.5.1 电动机的形式	17
2.5.2 电机主要性能指标选择	17
2.6 轮胎选择	18

2.7 传动比计算与选择	19
2.7.1 轮边减速器传动比	19
三、 汽车主要性能计算	19
3.1 动力性参数计算	19
3.1.1 汽车驱动力-行驶阻力平衡图	20
3.1.2 汽车功率平衡图	21
3.1.3 爬坡度	22
3.1.4 加速时间	23
3.2 燃油经济性	24

一、绪论

1.1 引言

自 1908 年福特发明 T 型车以来，汽车取代马车成为人类重要的出行工具长达 110 多年之久。纵观这 110 多年全球汽车产业技术发展史，其大致经历了机械化、自动化、电气化三次技术变革，变得更加节能环保，但交通事故仍然严重。近年来，谷歌等积极推动人工智能技术与汽车产业的深度融合，试图实现零伤亡交通体系。国际上普遍认为，智能汽车有望引领世界第四次工业革命。随着人工智能技术、数据通讯技术、计算机技术、传感器技术的不断发展，智能汽车作为汽车工业与人工智能相结合的新兴产物，正成为一种集多源感知、网联通讯、自主决策、智能控制、机动灵活等特色于一身的全自动轮式智能移动机器人。

1.2 选题背景

随着车辆智能化的发展，新型线控滑板底盘方案、整车动力学域控架构等已成为国际汽车领域的研究热点。现有研究在线控制动、线控转向、机构设计、底盘集成控制等方面都取得了积极的进展，基本满足了 L1-L3 级自动驾驶的需求。面向 L4/L5 更高级别自动驾驶及特殊场景下的功能性和安全性需求，线控底盘及其动力学域控制技术仍然不够完备。在本文涉及到的汽车线控底盘方面，国内外学者做了大量的研究工作，为本项目的研究提供了有益的参考。

1.3 设计输入参数

表 1 设计输入参数

额定成员 (人)	总 质 量 (kg)	空气阻力 系数	最高车速 (km/h)
5	2160	0.278	150

二、总体设计内容

2.1 汽车形式选择

乘用车是在设计和技术特性上主要用于载运乘客及其随身行李和临时物品的汽车，包括驾驶员座位在内最多不超过 9 个座位。乘用车可根据轴距分为 A、B、C、D 四个标准。如下表所示。

表 2 乘用车轴距分级

类型	轴距
A0 级（小型车）	2.3m-2.5m
A 级（紧凑型车）	2.5m-2.7m
B 级（中型车）	2.7m-2.9m
C 级（中大型车）	2.8m-3.0m
D 级（豪华车）	3.0m 以上

主要技术参数包括质量参数、尺寸参数和性能参数。

2.1.1 轴数

汽车可以有两轴、三轴、四轴甚至更多的轴数。影响选取轴数的因素主要有汽车的总质量、道路法规对轴载质量的限制和轮胎负荷能力以及汽车的结构等。

当所设计的汽车总质量增加到轴荷不符合道路法规的限定值时，设计师可选择增加汽车轴数来解决。汽车轴数增加后，轴、车轮、制动器、悬架等均相应增多，使整车结构变得复杂，整备质量以及制造成本增加。若转向轴数不变，汽车的最小转弯直径又增大，后轴轮胎的磨损速度也加快，所以增加汽车轴数是不得已的选择。

本次设计车型为乘用车，设计总质量为 2160kg，采用结构简单、制造成本低廉的两轴方案。

2.1.2 驱动形式

汽车驱动形式有 4×2、4×4、6×2、6×4、6×6、8×4、8×8 等。汽车的用途、总质量和对车辆通过性能的要求等，是影响选取驱动形式的主要因数。增加驱动轮能够提高汽车的通过能力，驱动轮数越多，汽车的结构越复杂，整备质量和制造成本也随之增加，同时也使汽车的总体布置工作变得困难。本次设计车型为 SUV 车型，为了充分发挥电驱动轮的技术优势，提高动力性与通过性能，确定为 4×4 的驱动形式。

2.1.3 布置形式

汽车的布置形式是指动力总成、驱动桥和车身（或驾驶室）的相互关系和布置特点而言。汽车的使用性能除取决于整车和各总成的有关参数以外，其布置形式对使用性能也有重要影响。对于纯电汽车，不同于传统燃油汽车动力总成为发动机，纯电汽车的动力总成为电池与电机。随着新能源汽车技术的发展，传统的燃油车底盘已经不能适应纯电汽车的需求，纯电汽车车身电子电器设备增多，线束增多，底盘总成集成化程度高，没有了排气管和传动轴，电机布置位置更加灵活，为了适应现代汽车高速工况的稳定性需求，前后车轮符合比例接近 50：50。故本次设计采用全新的一体化电池包技术，将电池包直接集成在底盘主体上，电池包既是能源供给装置，也是底盘的机械承载装置，电机部分采用轮毂电机，省略大量传动部件，让车辆结构更简单，并且可以采用先进的电控技术，实现多种复杂的驱动方式。底盘布置概念图如图所示。



图 1 线控底盘概念图

2.2 主要参数设计

汽车的主要尺寸参数有轮廓尺寸、轴距、轮距、前悬、后悬、货车车头长度和车厢尺寸等。

2.2.1 外廓尺寸

汽车的总长、总宽和总高应根据汽车的用途、道路条件、吨位、外形设计、公

路限制和结构布置等因素来确定。在总体设计时要力求减少汽车的外廓尺寸，以减轻汽车总重，提高汽车的动力性、经济性和机动性。

各国对公路运输车辆的外廓尺寸均有法规限制。这是为了适合本国的公路、桥梁和运输标准以及保证驾驶的安全性。GB1589-89 汽车外廓尺寸限界规定汽车外廓尺寸长：货车、越野车、整体式客车不应超过 12m，单铰接式客车不超过 18m，半挂汽车列车不超过 16.5m，全挂汽车列车不超过 20m；不包括后视镜，汽车宽不超过 2.5m；空载、顶窗关闭状态下，汽车高不超过 4m；后视镜等单侧外伸量不得超出最大宽度处 250mm；顶窗、换气装置开启时不得超出车高 300mm。

根据设计车辆的特点，参考同类车型，设计车辆的外廓尺寸如下：

总长 4535mm，总宽 1870mm，总高 1650mm。

2.2.2 轴距

对于电动汽车来说，省去了传动轴，轴距 L_a 主要对整备质量、汽车总长、最小转弯直径、纵向通过半径有影响。当轴距短时，上述各指标减小。此外，轴距还对轴荷的分配有影响。轴距过短会使车厢（货）长度不足或后悬过长；上坡或制动时的轴荷转移过大，汽车制动性和操纵稳定性变坏；车身纵向角振动增大，对平顺性不利。

本次设计选择轴距为 2750mm。

比例系数：

$$C = \frac{L_a}{L} = 0.606 \quad (1)$$

满足设计要求。

2.2.3 前轮距 B1 和后轮距 B2

汽车轮距 B 会影响车厢或驾驶室内宽、汽车总宽、总质量、侧倾刚度、最小转弯直径等因数。增大轮距则车厢内宽随之增加，并有利于增加侧倾刚度，汽车横向稳定性变好；但是汽车的总宽和总质量及最小转弯直径等增加，并导致汽车的比功率、比转矩指标下降，机动性变坏。

受汽车总宽度不超过 2.5m 限制，轮距不宜过大。轮距设置要保证前轮有足够

的转向空间，同时转向杆系与车架、车轮之间有足够的运动间隙。在确定后轮距 B_2 时应考虑两纵梁之间的宽度、悬架宽度和轮胎宽度及他们之间应留有必要的间隙。

参考同类车型以及根据设计车辆的结构和布置，选取设计车辆的前后轮距分别为： $B_1=1600\text{mm}$ ； $B_2=1600\text{mm}$ （二胎中心线距离）。

2.2.4 前悬 LF 和后悬 LR

对于纯电汽车底盘，取消了发动机而采用轮毂电机，同时应用线控技术，取消了机械转向装置。所以前悬主要布置保险杠。长些的前悬尺寸有利于在撞车时对乘员起保护作用，初选的前悬尺寸，应当在保证能布置下上述各总成、部件的同时尽可能短些，以增大接近角，提升通过性能。

后悬尺寸对汽车通过性、汽车追尾时的安全性、行李箱长度、汽车造型等有影响，并取决于轴距和轴荷分配的要求。后悬长，则汽车离去角减小，使通过性降低。

经过分析并参考同类样车，根据设计车辆的结构性能要求，设计车辆选取前悬 LF 为 900mm，后悬 LR 为 885mm。

2.3 汽车质量参数

汽车质量参数包括整车整备质量 m_0 、装载质量 m_e 、质量系数 η_{m0} 、汽车总质量 m_a 、轴荷分配等。

2.3.1 装载质量

汽车装载质量 m_e 的确定，首先应与行业产品规划的系列符合，其次要考虑到汽车的用途和使用条件。

设计车辆为紧凑型 SUV，包括驾驶员在内设计汽车座位数为 5，载客量为 5 人（65kg/人）。

装载行李质量 m_e 初步定为 85kg。

2.3.2 整备质量

整车整备质量对汽车的制造成本和使用经济性均有影响。目前，尽可能减少整车整备质量的目的是通过减轻整车整备质量增加装载量或载客量；节约能源，增加

车辆续航里程。根据基本参数，设计车辆的总质量为 2160kg，装载质量为 85kg，按照每个乘客重 65kg，共 5 个乘客计算，整备质量为

$$m_0 = m_a - m_e - 5 \times 65 = 1750 \text{ kg} \quad (2)$$

设计车辆的整备质量 m_0 定为 1750kg。

2.3.3 汽车总质量

设计车辆的总质量在设计输入参数中给出

$$m_a = 2160 \text{ kg} \quad (3)$$

2.3.4 轴荷分配

汽车的轴荷分配是指汽车在空载或者满载静止状态下，各车轴对支承平面的垂直载荷，也可以用占空载或者满载的百分比来表示。

轴荷分配对轮胎寿命和汽车的许多使用性能有影响。从各个轮胎均匀磨损和寿命相近考虑，各个车轮的符合应相差不大；为了保证汽车有良好的通过性和动力性，驱动桥应有足够大的符合，而从动轴上的负荷可以适当减小，利于减小从动轮的滚动阻力和提高在坏路面上的通过性；为了保证汽车有良好的操纵稳定性，又要求转向轴的符合不应过小。因此可以得出，各使用性能对轴荷分配的要求是相互矛盾的，这就要求设计时根据对整车性能的要求、使用条件等合理地选取轴荷分配。

初选设计车辆的轴荷为：空载时，50:50；满载时，47:53。

汽车质心的位置，与汽车受力的情况有密切的关系，直接影响汽车的轴荷分配、稳定性和平顺性以及制动、驱动和坡道行驶时的前后轴质量的转移。

初定空载质心高度 h_1 为 490mm。

以下对质心的位置进行校核。

空载时，轴荷为 50:50，通过计算：

$$Ga = 0.5GL \quad (4)$$

式中 L 为轴距 2750mm

可得空载时质心距离前轴距离 a_0 为 1375mm。

估算汽车满载质心时将汽车分为簧载质量和非簧载质量。其中簧载质量部分质心需要计算，非簧载质量质心高度设为轮胎负荷下静半径。

空载时质心高度在纵梁对称面。簧载质量与非簧载质量之比为按 4:1 折算。代入轮胎负荷下静半径为 $r=346.85\text{mm}$, 设空载时簧载质量的质心高度为 h_1 :

$$0.8h_1 + 0.2r = 490 \quad (5)$$

空载时簧载质量的质心距离前轴的距离为 $a_0=1375\text{mm}$, 高度为 $h_1=525\text{mm}$ 。

满载时采用简化模型计算质心位置和高度。前后排乘客的位置和质心高度如图所示。

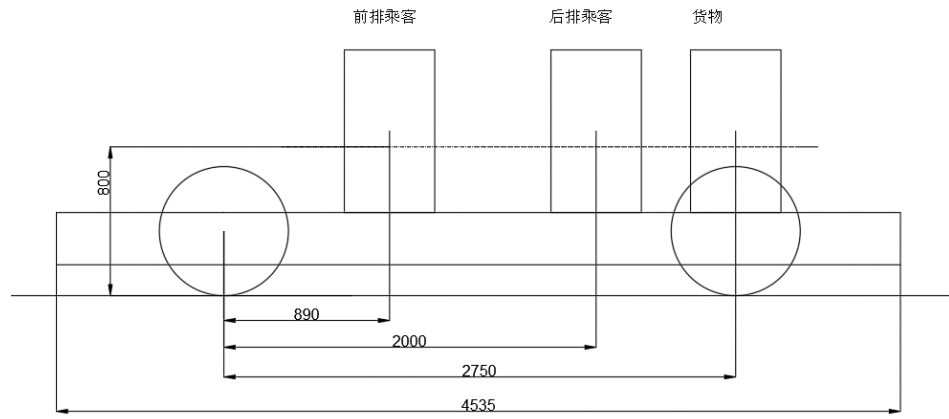


图 2 质心计算简化模型

满载时后轴荷载:

$$F_{N2} = \frac{\sum M_i L_i}{L} = \frac{65 \times 2 \times 890 + 65 \times 3 \times 2000 + 85 \times 2750 + 1750 \times 2750 / 2}{2750} = 1143.9 \quad (6)$$

前轴荷载:

$$F_{N1} = m_a - F_{N2} = 1016.1 \quad (7)$$

前后轴荷载比值:

$$\alpha = \frac{F_{N1}}{F_{N2}} = 0.8883 \approx 47/53 \quad (8)$$

所以满载质心纵向距离为距前轴 1457.5mm 处。

满载时，簧载质量在空载的基础上增加了载重质量，非簧载质量不变。质心高度需要考虑悬架变形，簧载质量的质心下降，而非簧载质量的质心不变。

满载时前悬架相对空载时变形 $f_{c1}=180\text{mm}$, 后悬架变形 $f_{c2}=150\text{mm}$

空载时的簧载质量质心下降:

$$\Delta h_1 = \frac{(f_{c2}-f_{c1})}{L} \times a_0 + f_{c2} = 135mm \quad (9)$$

满载时的质心位置

$$h = \frac{\sum M \cdot z}{M_{\text{总}}} = \frac{1750 \cdot 0.8 \cdot (525 - 135) + 1750 \cdot 0.2 \cdot 346.85 + 410 \cdot 800}{2160} = 460.8322 \quad (10)$$

2.4 汽车性能参数

2.4.1 动力性参数

根据初始条件，初步设定 V_{amax} 为 150km/h

加速时间 t ：汽车在平直的良好路面上，从原地起步开始以最大加速度到一定车速所用去的时间。

设计车辆最高速为 150km/h，加速时间使用加速到 100km/h 所需的时间来评价，时间为 10s。

上坡能力：汽车满载时在良好路面上的最大坡度阻力系数 i_{max} 来表示汽车的上坡能力，通常汽车能克服 30%坡度。

汽车比功率 P_b 和比转矩 T_b ：比功率 P_b 是汽车所装发动机的标定最大功率与汽车最大总质量 m_a 之比，即

$$P_b = P_{emax}/m_a \quad (11)$$

它可以综合反映汽车的动力性，比功率大的汽车加速性能、速度性能要好于比功率小些的汽车。为保证路上行驶车辆的动力性不低于一定的水平，防止某些动力性能轿车的车辆阻碍交通，应对车辆的最小比功率作出规定。我国 GB7258——1997《机动车运行安全技术条件》规定：农用运输车与运输用拖拉机的比功率 $P_b \geq 4.0kW/t$ ，而其他机动车 $P_b \geq 4.8kW/t$ 。

比转矩 T_b 是汽车所装发动机的最大转矩 T_{emax} 与汽车总质量 m_a 之比，即

$$T_b = T_{emax}/m_a \quad (12)$$

它反映汽车的牵引能力。

选取比功率 $P_b=68.8kW/t$ ，比转矩 $T_b=103N \cdot m/t$ 。

则电动机的最大功率 P_{emax} 不小于 150kW，最大转矩不小于 225N · m。

2.4.2 经济性指标

2021 年，中国工况标准 GB/T 18386—2021 发布，纯电动车经济性测试工况正式由中国工况（CLTC-P）代替了欧洲工况（NEDC）。纯电汽车经济性指标变为经历 CLTC 工况后所消耗的电量。不同于传统燃油汽车对于每百公里消耗燃油量的限制（现行 4L/100km），电动车的经济性常用一定工况下汽车行驶的电能消耗量来衡量。电量消耗率是指电动汽车经过规定的实验循环以后对动力电池重新充电至实验前的容量，从电网上得到的电能与行驶里程的比值，单位为W·h/km

根据电动汽车能量消耗率限值（GB/T 36980-2018），列出了不同整备质量汽车的能耗标准。

表 3 电动汽车能耗标准（部分）

整车整备质量 CMkg	车型能量消耗率限值(第一阶段)kW. h/100 km	车型能量消耗率限值(第二阶段)kw. h/100 km
CM≤750	13. 1	11. 2
1430<CM≤1 540	16. 7	14. 3
1540<CM≤1660	17. 2	14. 8
1660<CM≤1770	17. 8	15. 2
1770<CM≤1880	18. 3	15. 7
1880<CM≤2000	18. 8	16. 1

根据标准，综合工况百公里能耗应小于 17.8 和 15.2kWh。

2.4.3 汽车最小转弯直径

转向盘转至极限位置时，汽车前外转向轮轮辙中心在支承平面上的轨迹圆的直径称为最小转弯直径 D_{min} 。 D_{min} 用来描述汽车转向机动性，是汽车转向能力和转向安全性能的一项重要指标。本次设计底盘采用轮毂电机驱动的全向车轮，理论上可以实现原地转向，最小转弯直径即为车长 4535mm。

2.4.4 通过性几何参数

总体设计要确定的通过性几何参数有最小离地间隙 h_{min} ，接近角 γ_1 ，离去角 γ_2 ，

纵向通过半径 ρ 等。各类汽车的通过性参数视车型和用途而异。

表 4 汽车通过性几何参数

车型	h_{\min} (mm)	$\gamma_1(^{\circ})$	$\gamma_2(^{\circ})$	ρ (m)
4×2 乘用车	150~220	20~30	15~22	3.0~8.3
4×4 乘用车	210~250	45~50	35~40	1.7~3.6

初步设计车辆的通过性几何参数为如表 4 所示。

表 5 设计车辆通过性几何参数

最小离地间隙 h_{\min} (mm)	接近角 $\gamma_1(^{\circ})$	离去角 $\gamma_2(^{\circ})$	纵向通过半径 (m)
210	18	27	3

2.4.5 操纵稳定性参数

汽车操纵稳定性的评价参数较多，与总体设计有关并能作为设计指标的如下：

(1) 为了保证有良好的操纵稳定性，汽车应具有一定程度的不足转向。通常用汽车以 0.4g 的向心加速度沿定圆转向时，前、后侧偏角之差 ($\delta_1 - \delta_2$) 作为评价参数。此参数在 $1^{\circ} \sim 3^{\circ}$ 为宜，初步定位 2° 。

(2) 汽车以 0.4g 的向心加速度沿定圆等速行驶时，车身侧倾角控制在 3° 以内为好，最大不超过 7° ，初步定为 3° 。

(3) 为了不影响乘坐舒适性，要求汽车以 0.4g 减速度制动时，车身的前俯角不大于 1.5° ，初步定为 1.5° 。

2.4.6 制动性参数

汽车制动性是指汽车在制动时，能在尽可能短的距离内停车且保持方向稳定性，下长坡时能维持较低的安全车速并有在一定坡道上长期驻车的能力。

目前常用制动距离 s_t 、平均制动减速度 j 和行车制动的踏板力及应急制动的操纵力来评价制动效能。如图 3 所示。

车辆类型		行车制动					应急制动			
		制动初速 (km/h)	制动 距离 (m)	FMDD (m/s ²)	试车 道宽 度 (m)	踏板 力 (N)	制动初速 (km/h)	制动 距离 (m)	FMDD (m/s ²)	操纵 力 (N) ≤
ma≤4.5t	满载	50	≤22	≥5.4	2.5	≤700	30	≤18	≥2.6	手 600 脚 700
	空载		≤21	≥5.8		≤450				
其他汽车	满载	50	≤10	≥5.0	3.0	≤700	30	≤20	≥2.2	手 600 脚 700

图 3 路试检验行车制动和应急制动性能要求

2.4.7 舒适性参数

乘用车的悬架静挠度范围一般在 100~300mm，本次设计前悬静挠度为 180mm，后悬为 150mm，处于合理范围内。悬架动挠度范围一般在 70~90mm，偏频范围一般在 0.9~1.6Hz，本次设计前悬偏频为 1.178，后悬为 1.291，符合设计要求。

2.5 电动机的选择

2.5.1 电动机的形式

无论是纯电动汽车还是混合动力汽车，其驱动电机目前多采用永磁同步电机，因为永磁同步电机具有转矩密度高、效率高等优点。

2.5.2 电机主要性能指标选择

电动机最大功率 P_{emax} 和相应转速 n_p

根据需要的最高车速 V_{amax} (km/h)，用下式估算发动机最大功率：

$$P_{emax} = \frac{1}{\eta_T} \left(\frac{m_a g f V_{amax}}{3600} + \frac{C_D A V_{amax}^3}{76140} \right) \quad (13)$$

式中：

P_{max} ——电机最大功率；

η_T ——传动系效率，本汽车采用轮毂电机，电机经过减速机构驱动车轮，故传动效率 η_T 可近似认为减速器传动效率与电机效率乘积，设 $\eta_T = 0.94 * 0.98 = 0.9212$ ；

m_a ——汽车总质量，为 2160kg；

g ——重力加速度，取 9.81m/s^2 ；

V_{max} ——最高车速，为 150km/h；

f ——滚动阻力系数，取 0.014；

C_D ——空气阻力系数，取 0.278；

A ——汽车正面投影面积，按照总高乘以前轮轮距，
 $A=B_1*H=1.65\text{m}*1.6\text{m}=2.64\text{m}^2$ 。

代入数据得， $P_{max} \geq 47.74\text{kW}$ ，所选电机的最大功率不应小于该值。

本次选择电机参数如下表。

表 4 电机参数

额定功率 (kw)	最大功率 (kw)	额定转速 (r/min)	最大转速 (r/min)
15	40	1500	3000

2.6 轮胎选择

轮胎的尺寸和型号是进行汽车性能计算和绘制总布置图的重要原始数据之一，在总体设计开始阶段就应选定，而选择的依据是车型、使用条件、轮胎的静负荷、轮胎的额定负荷以及汽车的行驶速度。设计车辆设计采用子午线轮胎。

由满载时的轴荷可得满载时轴荷转移最大是前后轮单个轮胎受力大小。

$$m_f = \frac{m_a \times g \times m' \times 47\%}{2} = 5969.4\text{N} \quad (14)$$

$$m_r = \frac{m_a \times g \times m' \times 53\%}{2} = 6731.4\text{N} \quad (15)$$

式中：

m_a ——总质量，等于 2160kg；

g ——重力加速度，取 9.81m/s^2 ；

m' ——轴荷转移系数，取 1.2；

参考同类车型以及上网查找轮胎公司资料，选择子午线轮胎，规格尺寸为 215/55 R18。

2.7 传动比计算与选择

2.7.1 轮边减速器传动比

由于纯电动汽车中驱动电机的转速转矩特性逼近理想的运行特性，对于最高车速要求不高的纯电动汽车，采用单档传动装置（固定速比减速器）就可满足整车动力性的要求。

减速比不能太大也不能太小，要考虑电机的额定功率和转速范围处于常用的车速范围。主要需要考虑以下几个方面：

- （1）最大爬坡度；
- （2）要有足够的后备功率用于加速和上坡。
- （3）汽车需能够达到最高车速。
- （4）电机传递到车轮的最大驱动力小于地面提供的最大附着力 $F_{\max} < F_p$ ；

其中前两点要求减速比不能太小，后两点要求减速比不能太大。

此部分设计及验算将在性能计算部分进行。

三、 汽车主要性能计算

3.1 动力性参数计算

3.1.1 减速比设计

根据所选轮胎 215/55 R18，轮胎静半径为 346.85mm。假定电机在 2800 转时汽车达到设计时速 150km/h。

根据车速与减速比的关系

$$v = \frac{0.377 * n * r}{i} \quad (16)$$

可得减速比 $i=2.44$ 。

则此时驱动力为

$$F_t = \frac{(T_{tq} * i * \eta_T)}{r} = 3609.6N \quad (17)$$

满载时前轮支持力 $F_z = 5969.4N$ 。

$$\frac{F_t}{F_z} = 0.605 < \varphi = 0.8 \quad (18)$$

所以地面能够提供足够的驱动力。校核通过。

3.1.2 汽车驱动力-行驶阻力平衡图

汽车行驶方程为

$$F_t = \Sigma F = F_f + F_w + F_i + F_j$$

或

$$\frac{T_{tq} i_g \eta_T}{r} = Gf + Gi + \frac{C_D A}{21.15} + \delta m \frac{du}{dt} \quad (19)$$

汽车的动力性计算公式如下：

$$P_e = \frac{T_{tq} n}{9550} \quad (20)$$

$$u_a = \frac{0.377 r n}{i_g i_0} \quad (21)$$

$$F_t = \frac{T_{tq} i_g i_0 \eta_T}{r} \quad (22)$$

$$F_r = 0.0076 + 0.00056 u_a \quad (23)$$

$$F_f = m_a g f \quad (24)$$

$$F_w = \frac{C_D A u_a^2}{21.15} \quad (25)$$

$$D = \frac{F_t - F_w}{m_a g} \quad (26)$$

式中：

P_e ——电机发出的功率；

T_{tq} ——电机发出的转矩；

F_t ——驱动力；

F_f ——滚动阻力；

F_w ——空气阻力；

$\frac{du}{dt}$ ——行驶加速度；

m_a ——汽车总质量；

r ——汽车的车轮半径；

f ——滚动阻力系数；

D ——动力因数；

以此绘制汽车驱动力-行驶阻力平衡图：

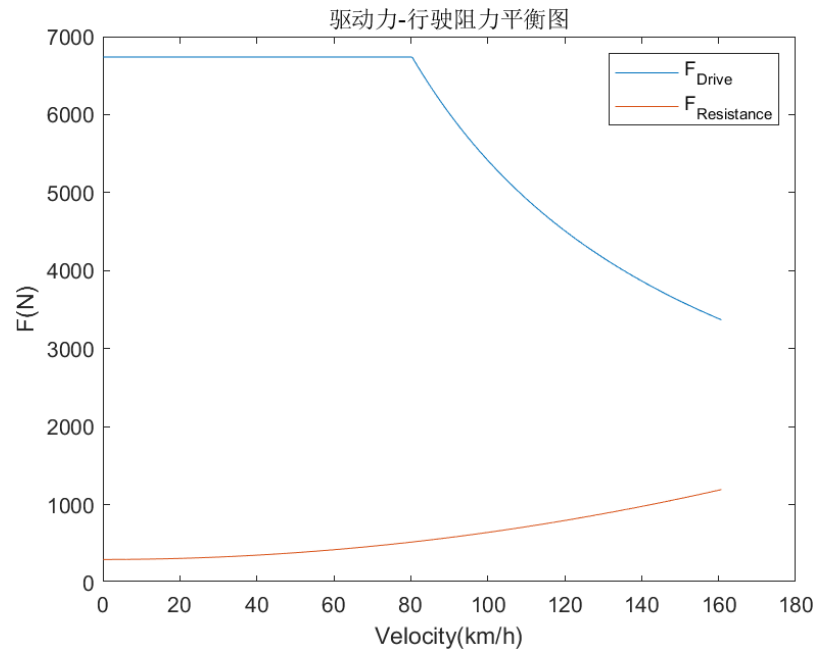


图 4 汽车驱动力-行驶阻力平衡图

3.1.3 汽车功率平衡图

发动机功率和汽车行驶的阻力功率也总是平衡的。汽车功率平衡方程式如下：

$$P_e = \frac{1}{\eta_T} \left(\frac{Gfu_a}{3600} + \frac{Giu_a}{3600} + \frac{C_D Au_a^2}{76140} + \frac{\delta mu_a}{3600} \frac{du}{dt} \right) \quad (27)$$

将发动机功率 P_e 和汽车的阻力功率 $\frac{1}{\eta_T} (P_f + P_w)$ 对车速的关系绘制在坐标图上，既得到汽车功率平衡图。

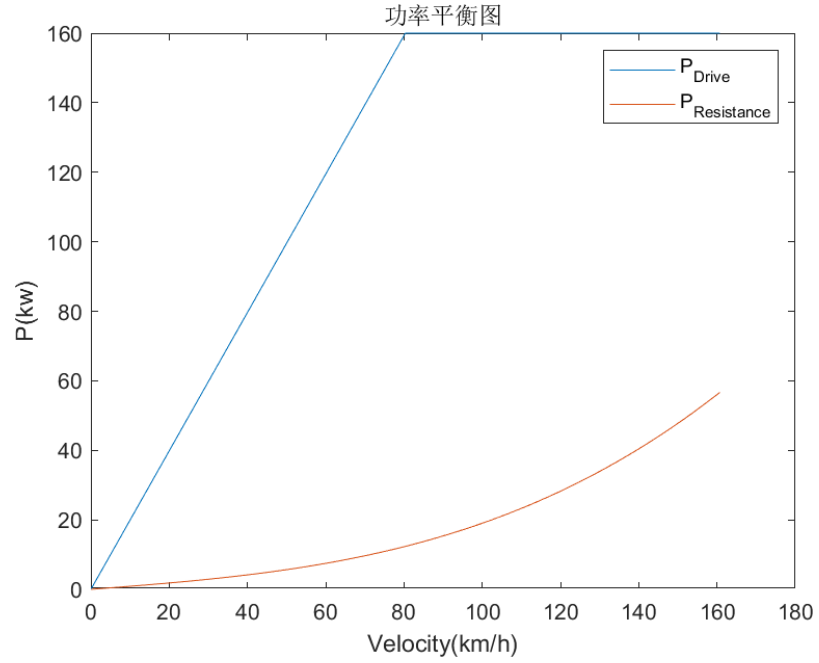


图 5 汽车功率平衡图

汽车最高车速为 160km/h。

3.1.4 爬坡度

将 $\cos \alpha = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha}$ 代入可得：

$$\alpha = \arcsin \frac{D - f \sqrt{1 - D^2 + f^2}}{1 + f^2} \quad (28)$$

可绘制汽车的爬坡度图。

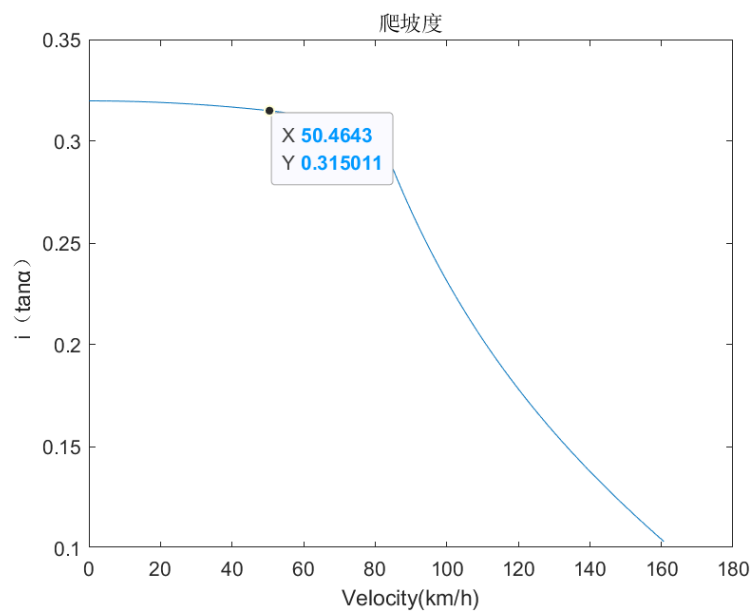


图 6 汽车爬坡度图

50km/h 时爬坡角度为 31.5。

3.1.5 加速时间

由汽车行驶方程得

$$\frac{du}{dt} = \frac{1}{\sigma m} [F_t - (F_f + F_w)] \quad (29)$$

令 $F_i=0$ ，可计算得到汽车加速度，又由运动学可知：

$$t = \int_{u_1}^{u_2} \frac{1}{a} du = A \quad (30)$$

即加速时间可以用计算机进行积分计算，将 $a-u_a$ 曲线转画成 $\frac{1}{a}-u_a$ 曲线，如图 3-4 所示。

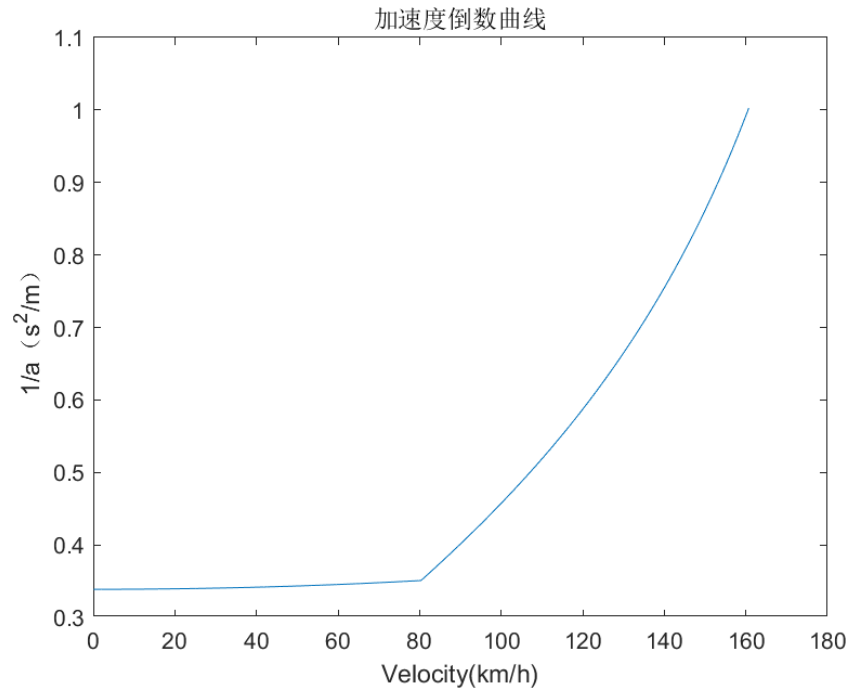


图 7 加速度倒数图

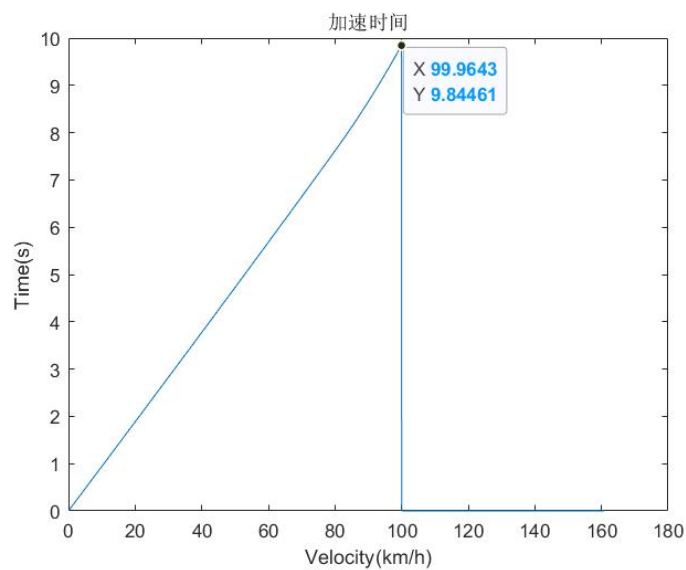


图 8 加速时间曲线

汽车从原地起步加速到 100km/h 时间约为 9.8s。

3.2 经济性

根据 GB/T 7714-2015，电动汽车的经济性可以用能量消耗率表示。

$$C = \frac{E}{D} \quad (31)$$

式中：

E——充电期间来自电网的能量,单位为瓦时(Wh);

D——试验期间行驶的总距离即续驶里程，单位为千米(km)。

本次底盘设计经济性设计计算采用 GB/T 36980-2018 规定的 NEDC 循环工况，分别测试两个阶段每百公里的能量消耗率。

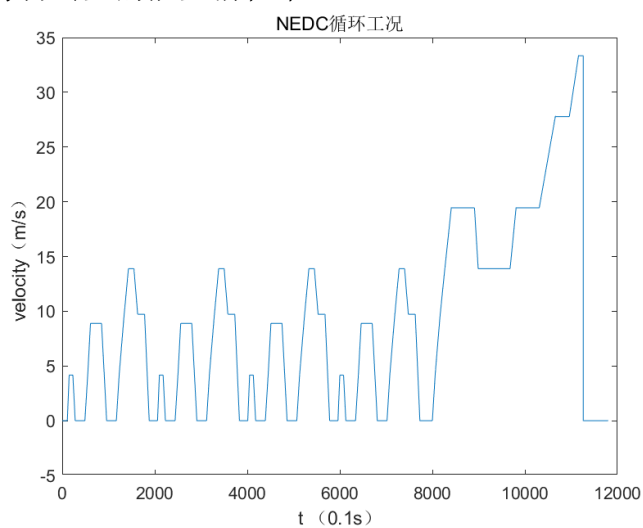


图 9 NEDC 循环工况图

根据式（27）计算出循环所消耗的功率。

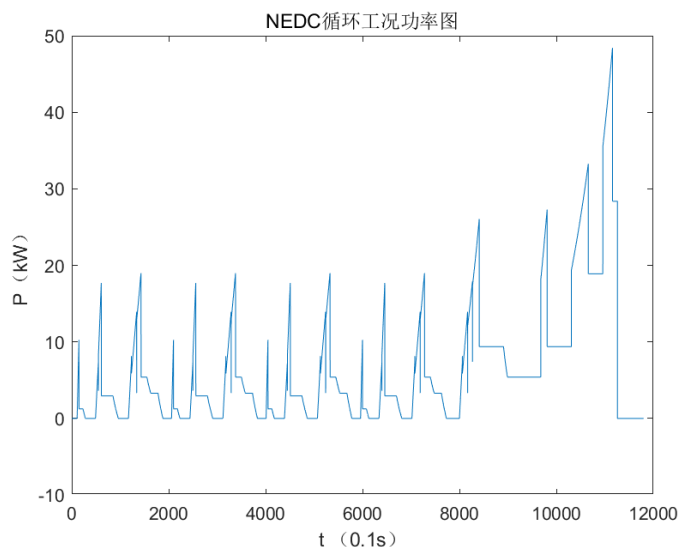


图 10 NEDC 循环工况功率图

根据所求功率分两个阶段进行积分，分别求出两个循环阶段所消耗的能量。其中假设能量回收占比 15%。

最终求得第一阶段每百公里能量消耗率为 15.2340，第二阶段为 16.4107。满足了 GB/T 36980-2018 的要求。

四、结论

4.1 设计工作

本次线控地盘总体设计合理，汽车的各项性能指标都符合要求。

我完成了整车和各总成的结构型式及主要技术特性参数选择和性能参数，形成一个完整的整车概念。该过程中已经进行必要的计算，对所选择的总成能否满足选型时确定的整车性能和尺寸要求做了检验，结果满足要求。其中主要技术参数的确定如下

1.汽车质量参数的确定：汽车装载质量、整车整备质量、汽车总质量、汽车轴数和驱动型式、汽车的轴荷分配。

2.汽车主要尺寸参数的确定：汽车轴距、汽车的前后轮距、汽车的前悬和后悬、汽车的外廓尺寸。

3.汽车主要性能参数的确定：汽车动力性能参数（驱动力-行驶阻力平衡图，汽车最高车速 v_{amax} 、0-80%最高车速加速时间、最大爬坡度 i_{max} 、燃料经济性参数、

通过性参数、制动性参数、操纵稳定性参数、行使平顺性参数。

五、参考文献

- [1] 王望予主编 汽车设计[M]. (第四版) 北京: 机械工业出版社 2004:78-113.
- [2] 陈家瑞主编 汽车构造[M]. (第三版) 北京: 机械工业出版社 2009: 2.
- [3] 余志生主编 汽车理论[M]. (第五版) 北京: 机械工业出版社 2009: 3.
- [4] 朱文坚 黄平 刘小康主编 机械设计课程设计 (第三版) 北京: 清华大学出版社 2016: 144、176.
- [5] 朱文坚 黄平 刘小康主编 机械设计[M]. (第三版) 北京: 高等教育出版 2001: 98-204.
- [6] 国家市场监督管理总局. 电动汽车能量消耗率限值:GB/T 36980-2018[S]. 2018.
- [7] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. 电动汽车 能量消耗率和续驶里程 试验方法: GB/T 7714-2015 [S]. 2015.
- [8] 刘彦博,孙伟奇,史瑞,陈思聪,郝丽,申赞伟.基于 MBD 的线控底盘实验设计方法[J].实验室研究与探索,2022,41(05):192-196+215.
- [9] 陈毅,杨贤伟,戚邦圳. 一种前后桥对称式 4×4 分布驱动智能底盘结构[P]. 上海市: CN219487156U,2023-08-08.
- [10] GB/T 5910-1998, 轿车 质量分布[S].
- [11] 洪永福主编 汽车总体设计[M]. 第二版 北京: 机械工业出版社 2016