

自己加个封面

目录

1 前言.....	4
1.1 背景.....	4
1.2 主要的内容.....	4
1.3 设计成果要求.....	4
2 形式的选择.....	6
2.1 轴数的选择.....	6
2.2 驱动形式的选择.....	6
2.3 布局形式的选择:	6
3 主要尺寸的确定.....	8
3.1 外形尺寸.....	8
3.2 轴间距.....	8
3.3 轮间距.....	8
3.4 前后悬架.....	9
3.5 车头长度.....	10
3.6 汽车的外廓尺寸.....	10
4 汽车质量参数的确定.....	11
4.1 汽车装载质量的确定.....	11
4.2 汽车总质量的确定.....	11
4.3 汽车的轴荷分配.....	11
5 汽车性能参数确定.....	12
5.1 动力性能.....	12
5.2 燃油经济性.....	12
5.3 通过性几何参数.....	13
5.4 操纵稳定性参数.....	13
5.5 舒适性.....	14
6 发动机的选择.....	15
6.1 发动机形式.....	15
6.2 发动机主要性能.....	15

6.3 悬置.....	17
7 传动系选型.....	18
7.1 汽车轮胎.....	18
7.2 离合器的选择.....	19
7.3 万向传动轴的选择.....	19
7.4 主减速器的选择.....	20
7.5 驱动桥的选择.....	21
8 总体布局.....	22
8.1 发动机的位置.....	22
8.2 转向系统的位置.....	22
8.3 悬架的位置.....	22
8.4 制动系统的位置.....	23
8.5 踏板的位置.....	23
8.6 油箱、备胎和蓄电池的位置.....	23
8.7 车内乘客的布置.....	23
8.8 安全带的位置.....	24
8.9 运动校核.....	25
9 汽车总体布置设计的基准线.....	26
9.1 车架上平面线.....	26
9.2 前轮中心线.....	26
9.3 汽车中心线.....	26
9.4 地面线.....	26
9.5 前轮垂直线.....	26
10 性能的计算.....	28
10.1 驱动桥主减速器传动比的选择.....	28
10.2 变速器一档传动比 i_{g1} 的选择.....	28
10.3 驱动力和阻力的计算.....	29
10.4 加速度的计算.....	30
10.6 加速时间计算.....	30

10.7 汽车燃油经济性的计算.....	31
式中:.....	31
γ :燃油重度, N/L.....	31
10.8 爬坡能力计算.....	31
结 论.....	32
参考文献.....	33

1 前言

1.1 背景

多元化是中国汽车市场的一大特点。同时，国民经济的发展离不开汽车工业的发展。2012 年至今，中国汽车市场进入繁荣阶段，汽车年产量增长 20%。这种增长速度属于井喷型。如今，我国汽车产量已居世界第一，而此后的增速也在意料之中，并逐步进入平稳增长期。目前，面对国内外汽车行业的复杂环境，依靠中美汽车市场的支持，一些知名汽车品牌并没有受到太大的影响，但这种情况不能一直保持下去。

目前，国产轿车的总体设计制造水平比欧洲轿车和日本轿车落后很多，这是一个普遍存在的事实。突出表现车身、底盘和发动机。缺乏优秀产品，过度抄袭他国品牌。国内大品牌都是与国外合资，利用别人的技术。国产车低价高配来吸引消费者。国内汽车新星，如奇瑞、华晨、一汽红旗等。质量不断提高。

1.2 主要的内容

原始数据：

重型货车，整车尺寸 9300mm，轴数 2，轴距 5650mm，额定载质量 12370kg，整备质量 12500kg，最高时速 103km/h，最大爬坡 30%。

设计内容和要求：

- (1) 确定总体布置设计的结构形式；
- (2) 确定总体布置设计的主要参数；
- (3) 设计、计算总体设计的相关尺寸和参数；
- (4) 绘制总体设计总布置图；
- (5) 完成设计说明书的撰写；
- (6) 完成课程设计的文档整理。

1.3 设计成果要求

- (1) 课程设计任务书；

(2) 课程设计图纸一套（机绘），总量不少于 1.5 张零号图纸的总体设计布置图；

(3) 设计计算说明书一份（手写），不少于 8000 字（专用稿纸 10 页左右）；

(4) 课程设计（总布置图）图纸资料的电子稿（二维图纸 1 张 A0，）

2 形式的选择

主要内容为轴数、驱动形式和布局方案。

2.1 轴数的选择

通过多方面了解到

小于 19t 的汽车，运输车和轴荷不受道路、桥梁限制的不在公路上行驶的车辆，如矿用车等，采用两轴方案。

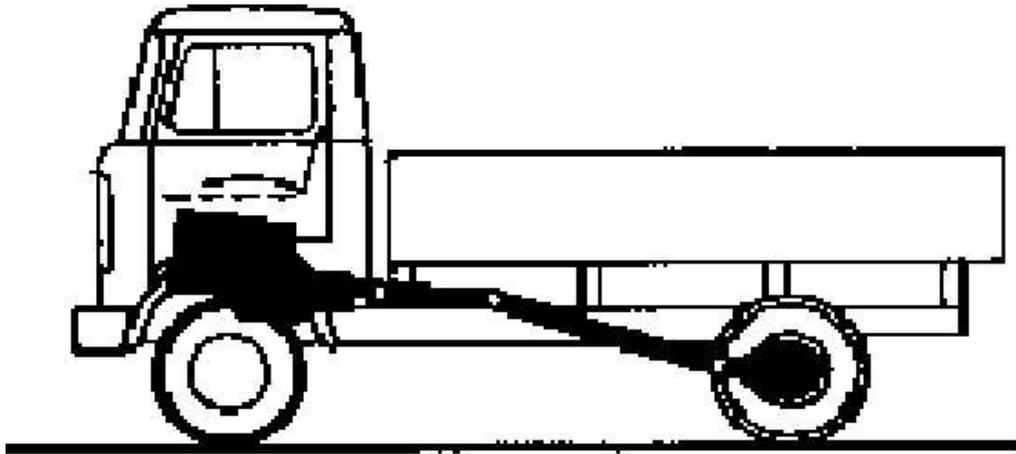
总行所述本次设计选用 2 轴形式。

2.2 驱动形式的选择

本次设计采用 6*4 后轮双胎，前置后驱形式。

2.3 布局形式的选择：

本车采用发动机位于前轴之上、驾驶室之正下方。如图所示。这时驾驶室布置在发动机之正上方。其前端形成较平坦的车头。故具有这种布置方案的汽车属于“平头车”型。这种布置的优缺点正好与长头车相反。可获得最短的轴距和车长尺寸；自重轻；机动性及视野性好；面积利用率高。但驾驶室易受发动机的振动、噪声、热等影响，夏季闷热；发动机罩突出于驾驶室内两侧座之间，不易设置中间座位；经在驾驶室内设置的可打开的舱口维修发动机，其接近性仍差，维修不方便，采用可翻倾式驾驶室虽可解决这一问题，但也带来操纵的传动机构的复杂化；这种布置方案使驾驶室地板最高，上下车不方便。对于上述缺点，目前已有不少改善措施，如对驾驶室采取隔热、通风、密封、采暖、隔振等措施以及加装空调设备等，再加之其原有的优点，使平头式（包括下述布置）方案在现代轻、中型载货汽车上得到了广泛采用，甚至某些重型载货汽车也采用了平头式方案，但在重型牵引车上则多采用长头式布置。



3 主要尺寸的确定

3.1 外形尺寸

主要尺寸参数主要包括外形尺寸、轴间距、轮间距、前悬架、后悬架等。

3.2 轴间距

轴间距：前轴中心到后轴中心长度。

轴距是同侧两车轮中点点的长度。轴距越长则车厢内空间越大，开起来越平稳。但轴距大让整车机构布置困难，车身造型难看，因此轴距与全长的比例不大于 62%。

具体参考数据如下表

表 2-2 货车的轴距和轮距

总质量 (T)	轴距 (mm)	轮距 (mm)
<1.8	1700-2900	1150-1350
1.8-6	2300-3600	1300-1650
6-14	3600-5500	1700-2000
>14	4500-5600	1840-2000

本次设计轴距取 5650mm。

3.3 轮间距

汽车轮距 B 应该考虑到车身横向稳定性，主要取决于车架前部的宽度、前悬架宽度、前轮的最大转角和轮胎宽度，同时还要考虑转向拉杆、转向轮和车架之间的运动间隙等因素。主要取决于车架后部宽度、后悬架宽度和轮胎宽度，同时还要考虑车轮和车架之间的间隙。各类载货汽车的轮距选用范围如表 2-1 所示。选取 $B_1=2056\text{mm}$ ， $B_2=1878\text{mm}$ 。

3.4 前后悬架

前悬尺寸对汽车通过性、碰撞安全性、驾驶员视野、前钢板弹簧长度、上车和下车的方便性以及汽车造型均有影响。增加前悬尺寸，减小汽车接近角，使通过性降低，并使驾驶员视野变坏。

后悬尺寸对汽车通过性、汽车追尾时的安全性、货箱长度或行李箱长度、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、汽车离去角小，使通过性降低；而后悬短的乘用车行李箱尺寸不够大。

货车前悬一般在 1100-1300mm 范围内，中型货车后悬一般在 1200-2200 之间。

本次设选取 $LF=1199\text{mm}$, $LR=2451\text{mm}$ 。

3.5 车头长度

货车车头长度是前保险杠到驾驶室后围得距离。车身形式既长头型还是平头型对车头长度有绝对影响。此外，车头长度尺寸对汽车外观效果/驾驶室居住性和发动机得接近性又影响。

平头货车一般在 1400-1500mm 之间。

3.6 汽车的外廓尺寸

我国法规对载货汽车外廓尺寸的规定是：总高不大于 4 米，总宽不大于 2.5 米，外开窗、后视镜等突出部分宽度不大于 250mm ,总长不大于 12 米。一般载货汽车的外廓尺寸随载荷的增大而增大。在保证汽车主要使用性能的条件下应尽量减小外廓尺寸。

参考同类车型取外形尺寸长*宽*高=9300*2550*3400mm。

4 汽车质量参数的确定

4.1 汽车装载质量的确定

汽车的装载质量是指汽车在良好路面上所允许的额定装载质量，用 m_e 表示。题目中给定的是 12370kg。

4.2 汽车总质量的确定

汽车总质量是指汽车整车整备质量、汽车装载质量和驾驶室乘员(含驾驶室)质量三者之和，用 m_a 表示。题目给定 25000kg。

4.3 汽车的轴荷分配

汽车的轴荷分配影响汽车的使用性能和轮胎的使用寿命，为了使轮胎的寿命一致。为各类载货汽车轴荷分配的数据。

载货汽车轴荷分配

货车型式	满载 (%)		空载 (%)	
	前轴	后轴	前轴	后轴
6*4, 后轮双胎	19-25	75-81	31-37	63-69
4x2, 后轮双胎平头	30-35	65-70	48-54	46-52
4x2 后轮双胎长短头	25-27	73-75	44-49	51-56
4x2 后轮单胎	32-40	60-68	50-59	41-50

本次设计，空载前轴 35.2%，空载后轴 64.8%。满载前轴 23.2%，满载后轴 76.8%。

5 汽车性能参数确定

5.1 动力性能

(1) 最高车速的确定

载货汽车的最高车速主要是根据汽车的用途以及使用条件和发动机功率大小来确定,103km/h。

(2) 加速时间的确定

汽车起步连续换档加速时间是汽车加速性能的一项重要指标。

(3) 最大爬坡度的确定

本次设计取 30%

(4) 比功率和比转矩

比功率 15kw.r, 比转矩 38N.M.r.

总质量(t)	比功率	比转矩
<1.8	16-28	100-180
1.8-6	15-25	30-44
6-14	10-20	38-44
>14	6-20	33-47

5.2 燃油经济性

本次设计参考下表:

百公里燃油消耗量

总质量(t)	汽油机	柴油机
6-12	2.68-2.82	1.55-1.86
>12	2.5-2.6	1.43-1.53
4-6	2.8-3.2	1.9-2.1
<4	3-4	2-2.8

根据上表提供的数据和参考车型给出的百公里油耗,本次设计车型油耗设定

为 37.5L/100km，油箱容积设定为 100L。

5.3 通过性几何参数

通过性几何参数包括最小离地间隙 h_{min} 、接近角 γ_1 、离去角 γ_2 、纵向通过半径 ρ_1 等。不同形式货车的各项参数参考范围见下表 2-8。

汽车通过性的几何参数

总质量		最小转弯半径 D		
<1.8		8-12		
1.8-6		10-19		
6-14		12-20		
>14		13-21		
	Hmin	λ_1	λ_2	ρ
4*2 货车	180-300	40-60	25-45	2.3--6
4*4, 6*6 货车	260-350	45-60	35-45	1.9-3.6
4*2, 6*4 客车	220-370	10-40	6-20	4-9

本次总体设计，设计为最小离地间隙 h_{min} 初定为 325mm，接近角 γ_1 取值为 31° ，离去角 γ_2 取值为 15.8° ，通过半径为 7.5m。

5.4 操纵稳定性参数

总体设计中，转向特性、侧倾角、制动俯仰角等方面都与操纵稳定性参数有关：

(1) 转向特性参数 为了使汽车拥有良好的操纵稳定性，应保证汽车具有一定程度的不足转向，转向特性参数应保持在 $1^\circ \sim 3^\circ$ 为宜，故在本次设计中取值为 2.4° 。

(2) 车身侧倾角 在汽车以一定速度转弯时，为了保证车身在转弯时有良好的支撑性，应将车身侧倾角控制在 3° 以内，最大不超过 7° ，则车身侧倾角取值为 5.8° 。

(3) 制动前俯角 通常情况下，在汽车制动时，由于惯性，车头都会出现“点头”现象，为了提高或者不影响乘坐舒适性，车身制动前俯角在设计时不应大于 1.5° ，故此次设计该数值取为 1.05° 。

5.5 舒适性

汽车在提供动力性、空间实用性的同时，还要兼顾舒适性，给乘客带来良好的乘坐感受，这也是汽车市场后期销售重要的影响因素。本设计舒适性参数参照下表。

静挠度	动挠度	偏频
60-130	70-130	1.4-2.0

6 发动机的选择

6.1 发动机形式

目前汽车发动机主要采用往复式内燃机，分为汽油机和柴油机两大类。当前在我国的汽车上主要是汽油机，由于柴油机燃油经济性好、工作可靠、排气污染少，在汽车上应用日益增多。

本车选取柴油发动机。

6.2 发动机主要性能

汽车的动力性主要决于发动机的最大功率值，发动机的功率越大，动力性就好。最大功率值根据所要求的最高车速 v_{amax} 计算，如下

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

式中： P_{emax} ……最大功率，kw

η_T ……传动系效率，0.849

g ……重力加速度， m/s^2

f ……滚动阻力系数，取 0.0156

C_D ……空气阻力系数，取 0.94

A ……汽车的正面迎风面积，本车 A 取 $8.67m^2$

m_a ……汽车总质量，kg

v_{amax} ……汽车最高车速，km/h

带入相关数据，可得：

$$P_{emax}=266.565 \text{ kw}$$

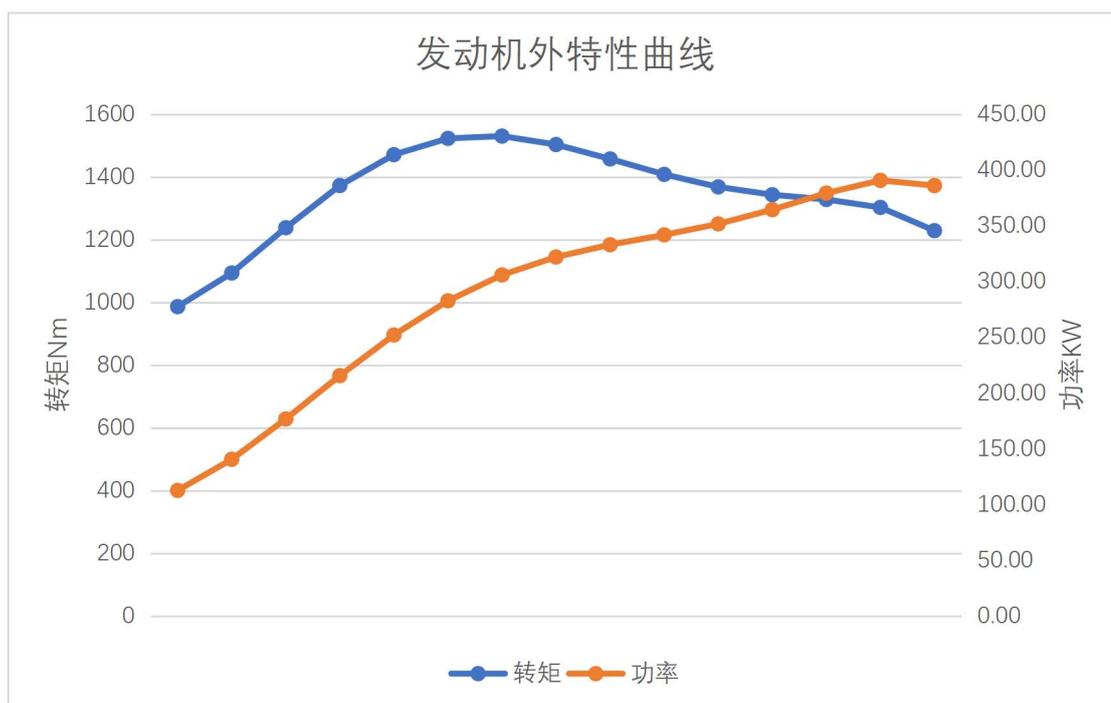
型号	NV30-C6C
单缸气门数	4
排量/L	3.093
额定功率/ 转速 (kw/r/min)	386/3000

最大扭矩/转速 (kw/r/min)	1530 /1909
--------------------	------------

查阅资料，选取 NV30-C6C，主要技术参数下表。

发动机外特性曲线如下图

转矩	转速	功率
986	1091	112.69
1094	1227	140.56
1238	1364	176.77
1373	1500	215.59
1471	1636	252.05
1523	1773	282.67
1530	1909	305.87
1503	2045	321.97
1457	2182	332.94
1408	2318	341.80
1368	2455	351.64
1343	2591	364.41
1328	2727	379.26
1303	2864	390.64
1229	3000	386.00



$$T_{\text{emax}} = 9549 \times \frac{\alpha P_{\text{emax}}}{n_p}$$

式中， T_{emax} —最大扭矩(N·m)

α —转矩适应性系数，取 $\alpha=1.1$

P_{emax} —发动机最大功率(kw)

n_p —最大功率转速(r/min)

$$T_{\text{emax}}=9549*1.1*386/3000\approx 1351.50 \text{ N} \cdot \text{m}$$

因计算要求 n_p/n_T 在 1.2~1.4 之间选取

故 $n_p/n_T=1.4$, $n_P=3000\text{r/min}$; $n_p/n_T=1.4$, $n_T=2143\text{r/min}$

综上所述，计算数据与所选发动机数据相符。

6.3 悬置

发动机悬置应符合下述条件：

- (1) 悬置应有一定的刚度
- (2) 隔震性能要好
- (3) 能起到减震降噪作用
- (4) 橡胶材料的机械疲劳性能、良好的热稳定性和耐腐蚀性

橡胶悬置：结构简单，成本低，具有一定的动刚度，一般用于货车。

液压悬置的动刚度随频率变化。动态刚度在 10Hz 最小值,20Hz 左右最大值,然后开始减少,当频率大于 30Hz 时趋于稳定。阻尼损失角在 5-25hz 之间,利于大振动在空转频段(20-25hz)的衰减。

考虑到驾驶舒适及客户满意度的原因,本次设计橡胶悬置。

7 传动系选型

7.1 汽车轮胎

轮胎和车轮支撑着整个汽车车身，承受汽车重力，影响着汽车起步加速、汽车制动以及汽车的运动方向。因此，轮胎的选择是很重要的工作。

轮胎和车轮支撑着整个汽车车身，承受汽车重力，影响着汽车起步加速、汽车制动以及汽车的运动方向。因此，轮胎的选择是很重要的工作。

根据胎体结构的不同分为：子午线轮胎、斜交轮胎等。

子午线轮胎优点：滚动阻力小，温升高，缓冲性能和附着力性能优于斜交轮胎。油耗低，寿命长，性能好。因此在汽车设计中应该作为首选。

缺点：制造困难，成本比斜交轮胎低，不易修复。

用途：适用于高速车辆常用的高强度、高导热钢帘线轮胎。钢丝帘只能用作子午线轮胎。对于经常低速行驶的汽车，尼龙、聚酯、人造丝可以用作轮胎帘子线。斜交轮胎主要用于制造上述材料。

重型货车轮胎主要是根据轴荷分配、轮胎的额定复合、使用条件以及车速来选择，所选的轮胎在使用中静载荷应等于或接近于轮胎的额定负荷值。轮胎所承受的最大静负荷与轮胎负荷值之比称为轮胎负荷稀疏，为了避免超载，此值应在0.85-1.0之间。

轮胎选用 12.00-20，断面宽度 305 英寸，轮辋直径 20 英寸，滚动半径 0.543mm。



2

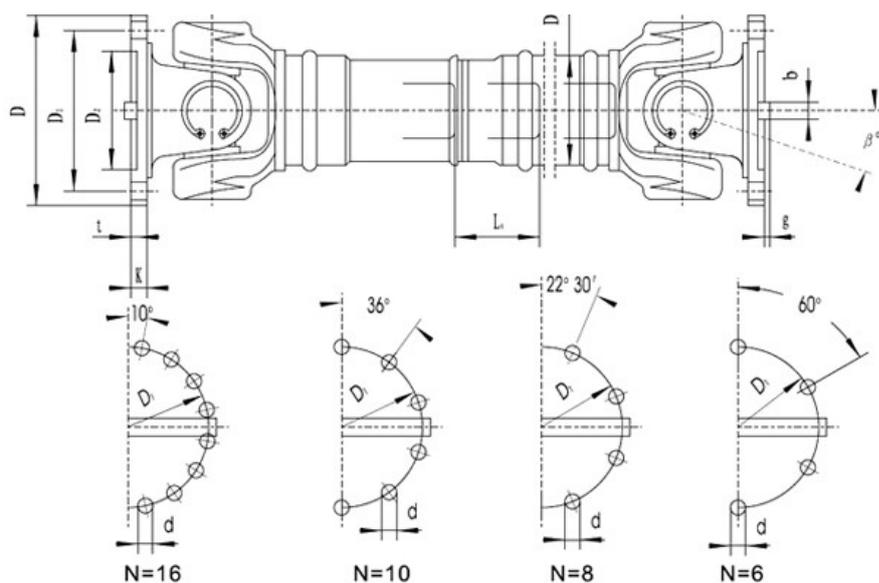
7.2 离合器的选择

由于重型汽车的装载质量大,使用条件复杂,同时,重型货车满载与空载的质量变化极大,欲保证重型汽车具有良好的动力性、经济性和加速性,需要采用多档变速器。因为,档位越多,发动机发挥最大功率附近高功率的机会就越大,可以提高汽车的加速与爬坡能力;同时也能增加发动机在地燃油消耗率的转速范围工作的机会,可以提高汽车的燃油经济性。目前,组合式机械变速器已经成为重型汽车的主要形式,即以一到两种 4~6 挡变速器为主体,通过更换系列齿轮副和配置不同的副变速器,得到一组不同的挡数、不同传动比范围的变速器系列。根据发动机最大扭矩和变速器的工挡传动比,初步选择单片拉式膜片弹簧离合器,东风康明斯用得 L07BH, 扭矩 100000Nm。



7.3 万向传动轴的选择

选用两轴式传动轴,并用十字轴连接,江苏荣航重工科技有限公司 SWC180,公称扭矩 22400KNm。



型号	回转直径D	公称转矩 T _n /N·m	疲劳转矩 T _f /KN·m	轴线折 角β	伸缩量 L _s	尺寸mm		转动惯量I kg·m ²		质量G Kg	
						L _{min}	D3	L _{min}	每增长 100 mm	L _{min}	每增长 100 mm
SWC100BH	100	1.25	0.63	≤25	55	390	60	0.0044	0.00019	6.10	0.35
SWC120BH	120	2.5	1.25	≤25	80	485	70	0.0109	0.00044	10.8	0.55
SWC150BH	150	5	2.5	≤25	80	590	89	0.0423	0.00157	24.5	0.85
SWC180BH	180	12.5	6.3	≤25	100	810	114	0.1750	0.0070	70.0	2.5
SWC225BH	225	40	20	≤15	140	920	152	0.5380	0.0234	122	4.9
SWC250BH	250	63	31.5	≤15	140	1035	168	0.9660	0.0277	172	5.3
SWC285BH	285	90	45	≤15	140	1190	194	2.0110	0.0510	263	6.3
SWC315BH	315	125	63	≤15	140	1315	219	3.6050	0.0795	382	8.0
SWC350BH	350	180	90	≤15	150	1410	267	7.0530	0.2219	582	15.0
SWC390BH	390	250	125	≤15	170	1590	267	12.164	0.2219	738	15.0
SWC440BH	440	355	180	≤15	190	1875	325	21.420	0.4744	1190	21.7
SWC490BH	490	500	250	≤15	190	1985	325	32.860	0.4744	1452	21.7
SWC550BH	550	710	355	≤15	240	2300	426	68.920	1.3570	2380	34

7.4 主减速器的选择

主减速器形式的选择与汽车的类型及使用条件有关，主要取决于动力性、经济性等整车性能所要求的主减速比 i 的大小以及驱动桥的离地间隙、驱动桥的数目及减速形式等。

双级主减速器有两集齿轮减速组成，结构复杂、质量大，制造成本也显著增加，仅用于主减速比较大 ($7.6 \leq i \leq 12$) 且采用单级减速器不能满足既定的主减速

比和离地间隙要求的重型汽车上。

单级主减速器用于多桥驱动汽车的贯通桥上，其优点是结构简单，主减速器的质量较小，尺寸紧凑，并可使中、后桥的大部分零件，尤其是使桥壳、半轴等主要零件具有互换性。

综上所述，选用单级圆锥齿轮减速器。

7.5 驱动桥的选择

驱动桥处于传动系的末端，其基本公用是增大由传动轴传来的转矩，将转矩分配给左、右驱动车轮，并使左、右驱动轮具有差速功能；同时，驱动桥还要承受作用于路面和车价之间的垂向力、纵向力和横向力。驱动桥的结构形式与驱动车轮的悬架形式有关。绝大多数小型客车的驱动车轮采用非独立悬架，相应的采用非断开式车桥。现代多桥驱动汽车都采用贯通式驱动桥的布置。在贯通式驱动桥的布置中，各桥的传动布置在同一个纵向垂直平面内，且相邻的两桥的传动轴是串联的布置。其优点是不仅减少了传动轴的数量，而且提高了各种驱动桥零件的互通性，并且简化了结构，减少了体积和质量，成本较低。

本设计选用淮柴 HDZ800 单级减速驱动桥

HDZ450单级减速驱动桥



- HDZ450 (13吨级) 单级减速驱动桥是公司自主研发的产品，技术水平处于国内领先；
- 采用优化设计的双曲线齿轮传动，速比范围宽扭矩大，精磨锥齿轮，噪音低，可替代进口主减速器；
- 主减法兰面到桥壳中心的距离相对较小，支撑刚性强，结构紧凑；
- 可用盘式制动器，制动性能平稳可靠；
- 已批量匹配宇通、金龙、欧舒特等主机厂12米以上客车以及城市公交车。

▲ 回到

8 总体布局

在初定汽车的形式主要参数和发动机形式后,接着就是进入汽车总体布局的工作,校核各个零部件的结构尺寸是否符合整车尺寸的参数。

8.1 发动机的位置

发动机的布置:上下位置、前后位置、左右位置。

(1)上下位置对高度、离地间隙和驾驶员视野有影响。特别是这款设计车型是前置后驱车型。在大多数情况下,前轴载荷比较大,这就要求在车辆满载时,发动机底壳跟路面间距要合理。在确定发动机的高度位置后,匹配的散热器和风扇也应符合车体设计的预留位置,以保证其他部件的散热效果更好。

(2)布置发动机前后位置时,应考虑前壁与发动机的距离,以保证零件的安装,防止热量进入客厢。同时,发动机固定后,可以同时拆下离合器壳和变速器。

(3)左右位置,发动机曲轴中心与车辆中心线一致,有利于发动机安装支架的放置,能更有效地优化底盘轴承系统的承载能力。

8.2 转向系统的位置

转向系统的布置包括方向盘的位置和转向机的位置。

方向盘的位置布置应与司机座椅位置完全匹配,以保证司机在驾驶汽车时感到舒适,减轻身体疲劳。根据人体工程学的要求,应考虑仪表板和中控台的操作和信息摄取,确保驾驶员不受方向盘的影响,安全驾驶。同时,注意在方向盘周围留出足够的空间,以及方向盘与其他部件的相对位置,以方便驾驶员的正常工作。

8.3 悬架的位置

本次设计的车型悬架为前置麦弗逊式,后横臂式。前独立悬架可以增加内部

空间，方便部分部件的放置，适合于前驱车；还能有效缓解头部振动，有利于保护发动机总成等部件。应注意轮距和转向控制系统对车身姿态的影响。

8.4 制动系统的位置

制动踏板应设置在离驾驶员较近的位置，以便驾驶员安全方便地操作。除此之外，还应使用脚踏制动踏板和手制动进行轻量化操作。布置制动管时应注意安全、可靠和整体美观。考虑到制动管的使用寿命和频繁损坏，优化了改进后的线路布置。

8.5 踏板的位置

踏板有离合器踏板、制动踏板和油门踏板。本次设计采用更为舒适的自动挡，因此不用离合器踏板。制动踏板和油门踏板并排布置在右侧，但两者之间的距离应大于整个鞋底的宽度，以便更有效地降低驾驶员误操作的风险，尽可能保证车内人员的安全。

8.6 油箱、备胎和蓄电池的位置

本次设计油箱容积为 100L。油箱放置，遵守一条规则：应远离消声器和排气管，不要靠近发动机，以免油箱受热后发生重大事故。另外，为了保护油箱不受冲击损坏，油箱设置在后排座椅后部。

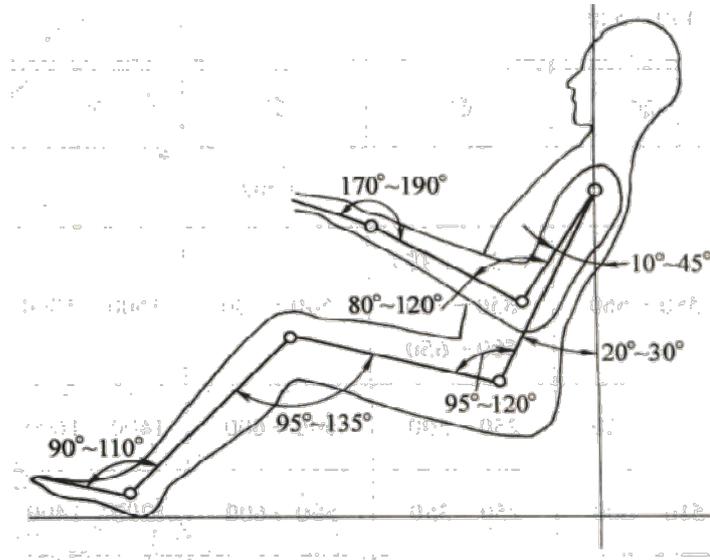
备胎设置在行李箱内，行李箱下部设有独立的凹槽，用于存放备胎和工具箱。此外，还采用盖板封闭车箱槽和车箱底部，使车箱平整美观。

起动机需要电源设备，蓄电池位于同一侧，靠近起动机以缩短电路。同时，两者之间的距离不能影响零件的拆卸和更换。

8.7 车内乘客的布置

汽车是载客的交通工具，考虑到少量的商品，这就强调了汽车内部空间的舒适性，

最重要的是安全性。按 GB/t11562《载人车辆驾驶员操作位置尺寸》标准考虑人体工程学和视野的要求。司机操作位置尺寸如下图所示：



8.8 安全带的位置

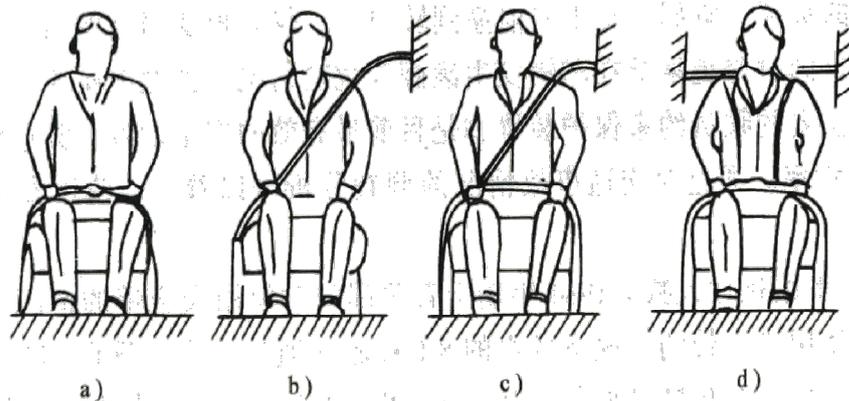
安全带的分类：

两点式：可防止车辆碰撞时乘客下半身的相对位移，防止乘客被抛出车外，但不能限制乘客上半身的运动。它只在卡车的后座和中间座位上使用。

三点式：由腰带和肩带组成。它不仅可以防止乘客下半身过度位移，还可以防止上半身向前运动。用于汽车和卡车前面的驾驶座。

四点式：又称夹式安全带，是由两条以上肩带搭在两点式安全带上制成。乘员保护性能最好。由于一些实际问题，一般只用于特殊用途车辆或赛车。

图 5-5 安全带的固定点位置



本次设计采用三点式安全带。

8.9 运动校核

运动验证的总体布局设计一般包括两个方面：一方面是从整车的角度来检查运动的正确性；另一方面是充分检查具有相对运动的零部件的运动干涉。

汽车由许多零部件组装而成。针对各部分的结构特点，从整体上考虑整体设计，检查运动的正确性。例如，在保证车轮的转动方向与方向盘的转动方向一致的情况下，需要检查传递转向力的零件的运动正确性，如螺钉的转动方向、摇臂的位置、转向传动机构的组成等。

原则上有关相对运动的地方进行干涉检查，如：转向传动机构和悬架运动、前轮转向运动、车轮在地面上跳动等可能引起相对运动的，还会引起运动干扰和设计误差。所以运动检测对整个汽车来说是非常重要的。

9 汽车总体布置设计的基准线

在绘制总布置草图时，首先要选择绘制图的基准线（面）。通常选择车架上平面线、前轮中心线、汽车中心线、地面线、前轮铅垂线作为基准线，其定义如下：

9.1 车架上平面线

车架纵梁较长的一段上平面在汽车侧视图和前视图上的投影线定义为车架上平面线。它是作为标注汽车各垂向尺寸的基准线或零线。而对于具有从承载式车身的汽车，则以车身中部底版下表面或中部边梁的下翼面在侧视图或前视图上的投影线作为标注垂向尺寸的基准线或零线。

9.2 前轮中心线

通过左右前轮的中心并垂直于车架上平面线的平面在汽车侧视图和俯视图上的投影线定义为前轮中心线。它是标注汽车各纵向尺寸的基准线或零线。

9.3 汽车中心线

汽车纵向垂直对称平面在俯视图和前视图上的投影线定义为汽车的中心线。它是标注汽车各向尺寸的基准线。

9.4 地面线

地平面在汽车侧视图和前视图上的投影线定义为地面线。它是标注汽车高度、货台高度、离地间隙、接近角和离去角等尺寸的基准线。

9.5 前轮垂直线

通过左右前轮的中心并垂直于地面的平面在侧视图上的投影线定义为前轮铅垂线。它是标注汽车轴距和前悬的基准线。

当车架上平面线与地面平行时，前轮中心线即与前轮铅垂线相重合，轿车即是这样。而 MPV 或 SUV 满载静止时的车架上平面线一般设计成与地面线相倾斜，且前底后高的倾斜 $0.5\sim 1.5^\circ$ 的小角度，以便汽车驱动时车厢能趋于水平。为了绘图简便，在绘制汽车侧视图时，应将车架上平面线这条基准线画成水平的，否则驾驶室及货箱等都要倾斜一个小角度。

汽车总布置草图多由侧视图开始，而侧视图则由绘制基准线开始。首先画出地面线，然后在该地面线上找出相距为轴距 L 的 $A\backslash B$ 两点，如图所示（图 8-2）。通过 A, B 点做垂直于地面线的垂直线，即得前后轮的铅垂线。沿铅垂线以轮胎的滚动半径 r_{r1}, r_{r2} 找出前后轮中心 O_1, O_2 ，再以为 O_1, O_2 圆心，以轮胎的自由半径 r_{o1}, r_{o2} 为半径画出轮胎外圆。为了画出车架上平面线先要找出车架上平面线与前后轮铅垂线之交点 A', B' 的离地高度 a, b 。他们可分别由满载静止的汽车在前后轮铅垂线处的各相关零部件的安装尺寸链求得，且 a, b 尺寸间具有关系式： $b - a = L \tan \alpha F$ 。

连接 A', B' 两点即绘得车架上平面线。过 O_1 点作车架上平面线的垂线，即为前轮中心线。它与车架上平面线交于 A'' 点。在绘制汽车总布置尺寸控制图时，前轮中心线和车架上平面线应取为主图板方格线的零线。

确定基准线时应注意的事项：

- (1) 整车在满载状态下，车头向左来确定整车的坐标线；
- (2) 在新车设计时，整车的坐标线确定后，车身的坐标线也确定了，两者是统一的；
- (3) 如果用现有的车身或车架拼装新车型，则坐标线不一定一致。因为所选的车型、车架已有自己的坐标线，而布置在新车上时，其坐标线不一定与新车的坐标线重合，因布置上的需要会造成差值，在设计时应记住，作为设计的原始数据。原车身，车架的坐标不随新车的坐标而改动。

10 性能的计算

在选择驱动桥主减速器传动比 i_o 时,首先可根据汽车的最高车速、发动机参数、车轮参数来确定,其值可按下式计算:

$$i_o = 0.377 \frac{r n_p}{v_{amax} i_{g5}}$$

式中: v_{amax} --汽车的最高车速,已知 103km/h;

n_p --最高车速时发动机的转速, r/min,一般 $n_v=n_p=3000$ r/min;

R--车轮静半径, $r=0.543$ m

$$\text{故 } i_o = 0.377 \frac{r n_p}{v_{amax} i_{g5}} = 5.96$$

10.1 驱动桥主减速器传动比的选择

10.2 变速器一档传动比 i_{g1} 的选择

在确定变速器一档传动比 i_{g1} 时,需要考虑驱动条件和附着条件。为了满足驱动条件,其值应符合下式子:

$$i_{g1} \geq \frac{m_a g (f \cos i_{max} + \sin i_{max}) r}{T_{emax} i_o \eta_T}$$

式中: i_{max} 最大爬坡度, $i_{max}=30$ 度

代入相关数据,计算得:

$$i_{g1} \geq \frac{m_a g (f \cos i_{max} + \sin i_{max}) r}{T_{emax} i_o \eta_T} = 5.19$$

$$i_{g1} \leq \frac{G r \phi}{T_{iq} i_o \eta_T} = 13.74$$

本次设计取 $i_g=9.47$ 。

综上所述,本设计最小传动比为 5.96 , 最大传动比为 56.44 .选用法士特 ZM015/20, 输入扭矩 2000Nm。

1 档	2 档	3 档	4 档	5 档	6 档	7 档	8 档	R 档
9.466	5.40	3.08	1.75	1.00	无	无	无	9.47

10.3 驱动力和阻力的计算

汽车的驱动力按下式进行计算：

$$F_t = \frac{T_e i_g i_o \eta_T}{r}$$
$$v_a = 0.377 \frac{r n_e}{i_g i_o}$$

式中： F_t :力，N

T_e :发动机转矩，Nm;

n_e :发动机转速，r/min;

v_a :汽车的车速，km/h

i_o :主减速器的传动比 5.96 。

滚动阻力

$$F_f = m_a g \cos \alpha f$$

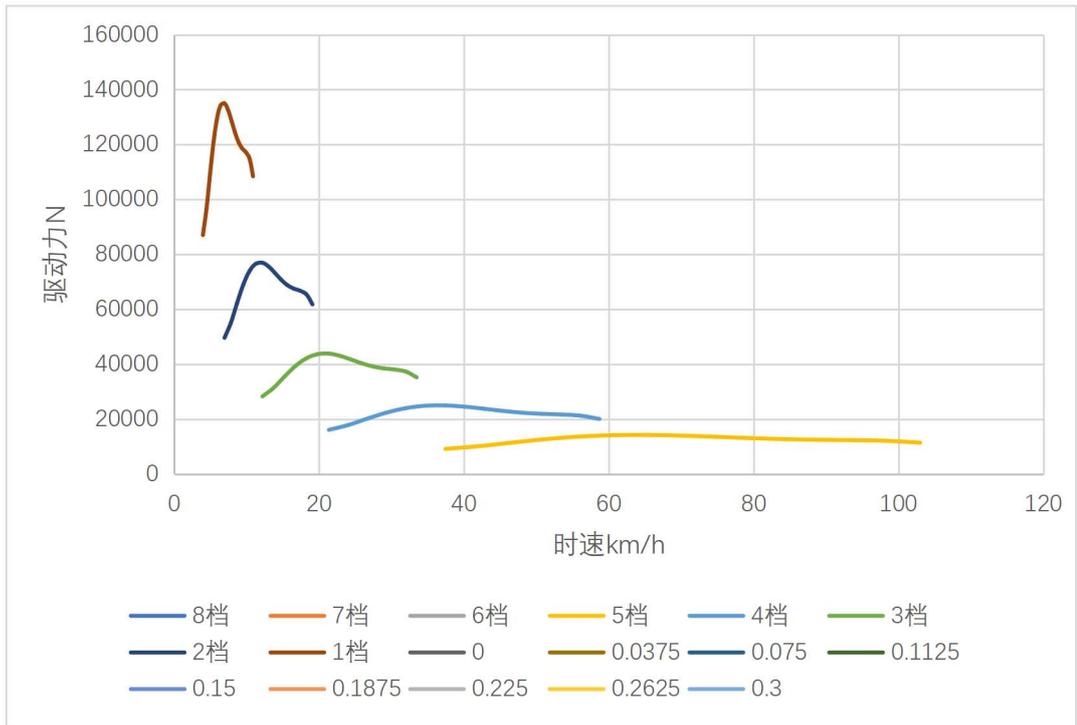
空气阻力

$$F_w = \frac{1}{2} C_D A \rho v_a^2$$

爬坡阻力

$$F_i = m_a g i$$

代入相关数据，计算所得数据如下所示。



9-1 驱动力曲线

10.4 加速度的计算

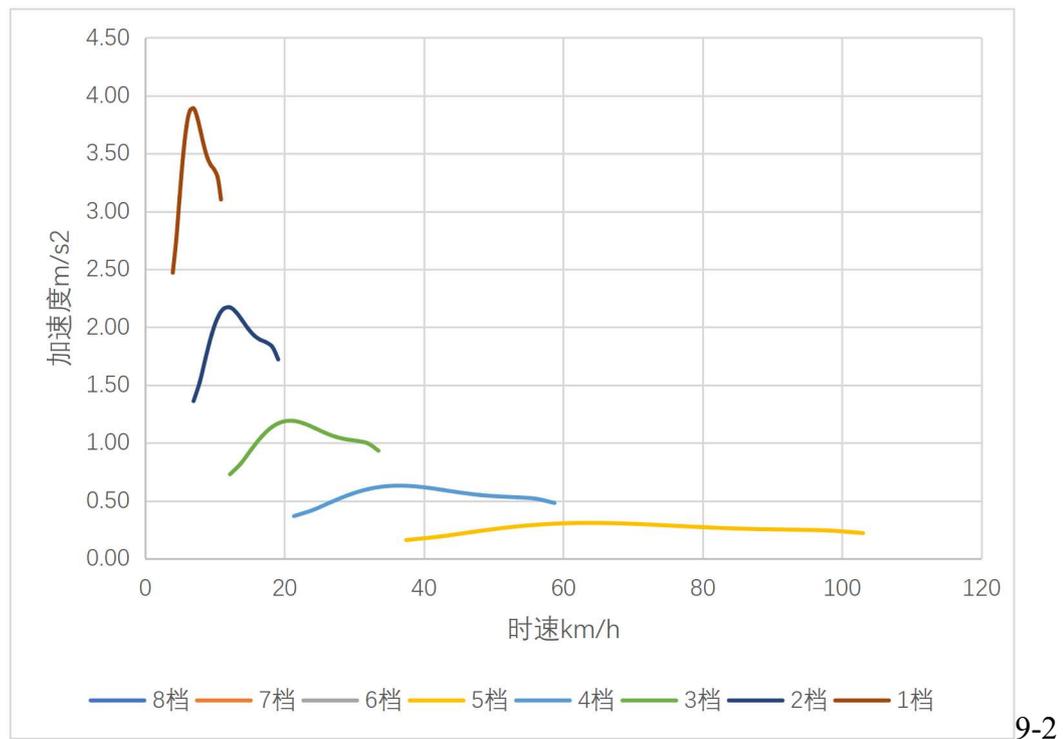
加速度计算公式为

$$a = \frac{F_t - F_f - F_w}{\delta m_a}$$

$$F_f = m_a g f \cos \alpha$$

$$F_w = \frac{1}{2} C_D A \rho u_a^2$$

联立上式，代入数据得到



加速度曲线

10.6 加速时间计算

根据以下公式计算加速时间

$$a = \frac{d_u}{d_t}$$

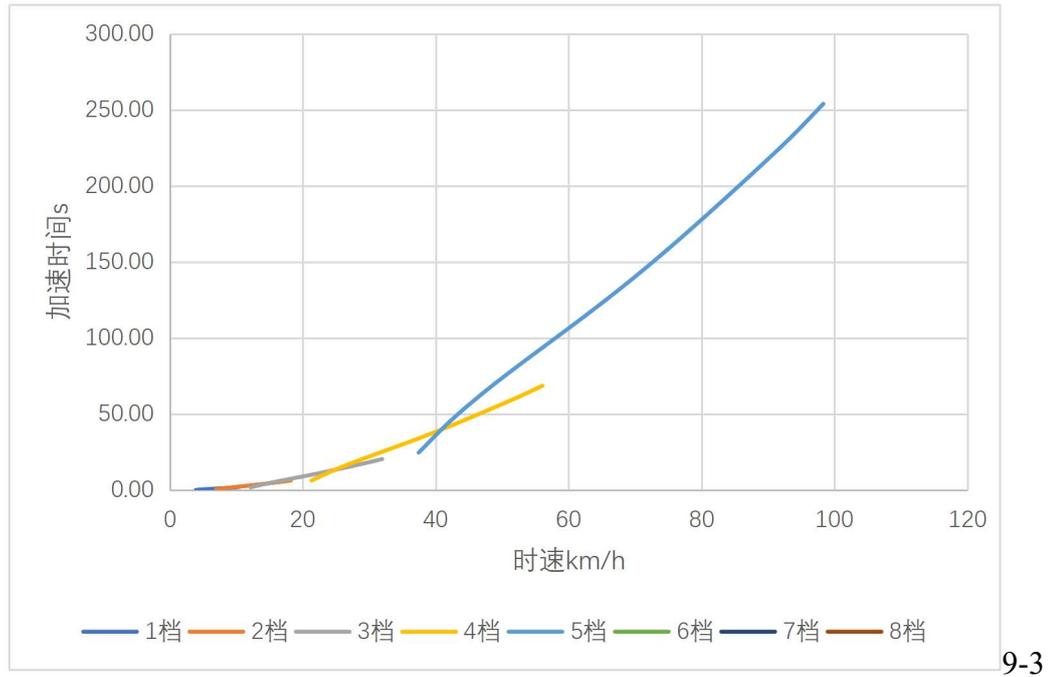
得到

$$d_t = \frac{1}{a} d_u$$

进而得到

$$t = \int_{u_1}^{u_2} \frac{1}{a} d_u$$

输入数据用 excel 计算出加速时间去曲线如图



加速时间曲线

10.7 汽车燃油经济性的计算

在总体设计时，通常是计算汽车稳定行驶时的燃油经济性，计算公式如下：

$$Q_s = \frac{P g_e}{1.02 u_a \rho g}$$

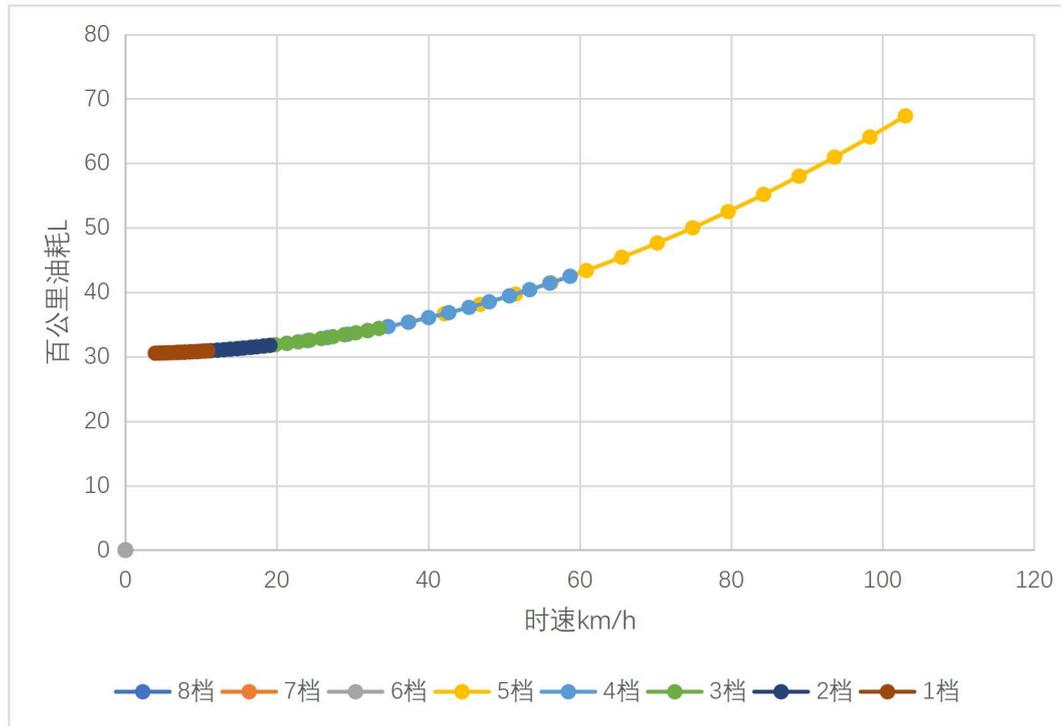
$$V_a = 0.377 \frac{r n_e}{i_o i_g}$$

式中： P_e ：汽车稳定行驶时所需发动机的功率，kw；

Q：汽车等速百公里燃油消耗量，37.5/100km；

g_e ：燃油消耗率，200g/(kw*h)

γ :燃油重度, N/L



9-4 燃油经济性曲线

10.8 爬坡能力计算

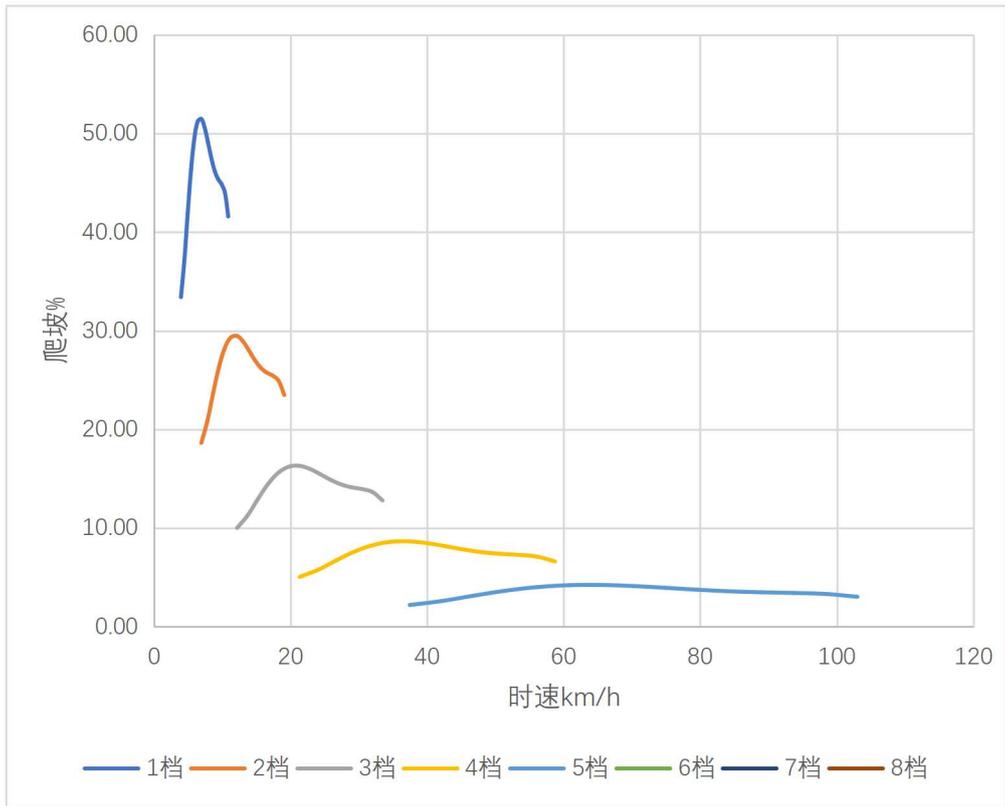
爬坡能力按照下式计算:

$$\alpha = \arcsin \frac{F_t - F_f - F_w}{G}$$

同时:

$$\tan \alpha = i\%$$

根据前两个公式得到爬坡性能曲线如下。



9-5

爬坡

结 论

本设计通过学习教材和课程设计指导书，同事上网查阅相关文献和资料，对越野车进行了总体设计。设计内容包括但不限于以下方面：1，对该车型进行尺寸参数设计。2，对质量参数进行设计。3，对发动机传动系部件进行设计选型。4，对动力性能和燃油性能进行计算。并最终绘制总布置图。

本次汽车设计课程设计，主要是对整车进行设计，是对所学的汽车设计知识的总结，也为做毕业设计奠定了一定的基础。

汽车设计课程设计是一个极为重要的实践性环节，使我们更加了解了汽车设计的过程，比如：发动机的选取，汽车外轮廓尺寸的确定。还有在选取后对汽车动力性和燃油经济性的计算。而作图环节更是锻炼了我们的动手实践的能力，学会使用 CAD 绘图工具，并且了解了一些小的技巧，让我们增长了才能。

总之，我在完成课程设计的同时，培养了我使用技术资料，有关手册，图册等工具书进行设计，以及计算，数据处理，编写技术文件等方面的工作能力。实践是检验真理的唯一标准，只有自己动手实践，才能发现问题，从而解决问题，而这一过程正是增长知识的过程，这才是我们课程设计的目的。

参考文献

- [1]王望予主编.汽车设计, 北京.机械工业出版社.2006
- [2]余志生主编.汽车理论, 北京.机械工业出版社.2007
- [3]龚微寒主编.汽车现代设计制造.北京.人民交通出版社.1995
- [4]刘维信主编.汽车设计.北京.清华大学出版社 2001
- [5]中国汽车工业经济技术信息研究所编,中国汽车零配件大全,机械工业出版社.2000
- [6]陈家瑞主编.汽车构造.北京机械工业出版社.2005