

汽車原理

Г.В. 西米列夫著

盛景方譯

人民交通出版社上海分社出版

汽車原理

Г. В. 西米列夫著
盛景方譯

人民交通出版社上海分社出版

內 容 介 紹

在本書中討論了汽車行駛的規律性及其研究的方法，亦論述了評值汽車主要的使用——技術特性指數的方法。

對具有汽車原理課程的陸軍大學的學員及高等技術學校的學生，本書可作教材之用。

此外，本書可用來向汽車兵團的技術軍官們介紹一些汽車原理上的個別問題。

書號：交滬 032

汽 車 原 理 ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ

原 作 者	Г.В. Зимелев
原 出 版 者	Военное издательство военного министерства союза ССР
原出版年月	一 九 五 一 年
翻 譯 者	盛 景 方
出 版 者	人民交通出版社上海分社 上海新樂路八十二號
發 行 者	新 華 書 店 華 東 總 分 店
印 刷 者	中 國 科 學 公 司
版 權 所 有 ★ 請 勿 翻 印	

一九五四年五月 第一版

387×870=336690 字 1—5100 冊

定價：22,000 元

上海市書刊出版業營業許可證出零零陸號

原 序

在斯大林五年計劃年代中，蘇聯汽車工業的建立，引起了國民經濟，建築事業及國防上各部門非常廣泛地採用汽車。

在此後的年代中，由於以新的技術裝備了汽車工業，汽車的生產無論在數量上或質量上都達到了新的非常高的水平，這表示着蘇聯汽車工業的迅速發展。在這些條件下亦大大地提高了理論上研究的作用及意義，這和實際任務的繼續發展和蘇聯汽車技術的改進有關。

當蘇聯的汽車工業還在萌芽時期，在汽車技術範圍內的深奧理論上的研究已經開始了。遠在 1917 年蘇聯著名學者 Н. Е. Жуковский 首先研究了汽車行駛的定律，創造了汽車在轉向行駛時的理論學說。這個研究工作以後由 В. П. Ветчинкин 來完成。

還在這以前，在 1905 年，Н. Е. Жуковский 已經做了三輪台車行駛的研究工作，確立了具有不同直徑剛性地相連的車輪在滾轉時所發生的主要現象。這個研究工作現在功率循環現象的研究中得到廣泛的開展，對現代多軸驅動汽車的發展具有特別重大的意義。

蘇聯熱力及發動機學家（В. И. Гриневецкий, Н. Р. Брилинг, Е. К. Мазинг）在內燃機原理及熱力過程範圍內的研究工作和蘇聯鐵道學家（Ю. Ломоносов, Лебедев, Липец 等）在車列牽引計算範圍內的研究工作替汽車原理創造了重要的先決條件。對車列行駛學說的重大貢獻是由曾做過若干工作的 Н. Е. Жуковский 及 С. А. Чаплыгин 來完成的。

於偉大的十月革命後，在創始人蘇聯汽車學家 Е. А. Чудаков 院士的領導下經過蘇聯學者及科學家的努力汽車原理已經形成了獨立的科學。

在 1918 年，全蘇最高國民經濟委員會已經組成了汽車科學實驗

室，在這基礎上於 1921 年創立了汽車科學研究院（НАМИ）。這個研究院是第一個汽車技術人員集中的中心；並在 E.A. Чудаков 的領導下開始進行了第一個有計劃有組織的汽車研究及汽車試驗工作。

在斯大林五年計劃年代內，蘇聯汽車事業的廣泛開展引起了科學研究工作的迅速發展。

在同樣的年代內，建立了許多汽車專科、高等學校、研究院以及特殊的科學研究組織，這使在汽車技術範圍內，特別是在汽車原理範圍內的科學工作得到了非常廣寬的領域。

E.A. Чудаков 在汽車原理上的許多主要研究工作廣泛地包括了汽車動力，經濟及穩定性的全部問題。

現有一般科學原理的深入研究可作為汽車原理各個範圍深入研究的廣寬陣地。

蘇聯汽車技術的一般水平的提高，和與此有關的汽車行駛速度的增長，需要把汽車穩定性問題的解決提到日程上來。這個問題是由蘇聯研究者考慮了以前未曾研究過的因素（如汽車輪胎的側向彈性）非常完善地來解決的，這些因素對所得結論的實際價值有非常大的影響。特別是 Я.Э. Певзнер 所得到的汽車車輪外導及汽車穩定性的理論是很重要的果實。

間斷行駛的問題對汽車動力及經濟問題的繼續發展有重大的意義，這是由 Б. С. Фалькевич 研究的；他還進行了確立汽車試驗方法的工作。

在蘇聯汽車事業中實地運用了重型大載重量的汽車及汽車車列引起了新型制動器及機構的原則上方案的需要。Н.А. Бухарин 及 В.Г. Розанов 進行了理論上及實驗上的研究，正確的解決了這個複雜問題。

現代汽車的高速行駛需要創造這樣的懸掛系統，它能在這種條件下保證乘員得到最大的舒適性和汽車本身機構的長期完整性。由於此在近幾年來特別注意汽車懸掛系統及振動問題的研究。

當然，上述簡短的例舉遠非包括了廣泛的現在蘇聯進行汽車原理

上多種多樣的科學研究工作。

在蘇聯，科學的強力旺盛亦反映到汽車技術的範圍內。蘇聯的汽車技術已準備好來解決那些站在前面的實際問題。

* * *

本書所敘述的汽車原理是爲了介紹汽車在行駛過程中所發生的互相關係及其規律性，和其主要研究方法的論說。

作者很感謝的能收到對本書內容的批判、批評和意見。

目 錄

原序

第一章	評估汽車特性之主要參數	1
第二章	車輪滾轉(總說)	15
§ 1	在行駛時作用於車輪的力	15
§ 2	車輪工作半徑	20
第三章	汽車行駛總論	28
§ 1	汽車行駛的微分方程式	28
§ 2	迴轉質量的計算係數	33
§ 3	驅動車輪輪胎上的牽引力	37
§ 4	傳動系統的機械效率	40
§ 5	以實驗確定在驅動車輪輪胎上的圓周力	51
第四章	驅動車輪和道路黏附時的牽引力	55
§ 1	總說	55
§ 2	汽車車輪作用於道路的法向負荷	56
§ 3	確定汽車重心的高度	78
§ 4	車輪和道路的黏附係數	82
第五章	汽車行駛阻力	95
§ 1	滾動阻力	95
§ 2	汽車行駛升高時的阻力	124
§ 3	汽車行駛時的空氣阻力	125
第六章	汽車牽引特性的研究	153
§ 1	總的概念	153
§ 2	汽車牽引平衡	155
§ 3	汽車動力特性	160
§ 4	汽車動力特性和其參數的關係	163
§ 5	汽車的行駛時間	170
§ 6	汽車的加速度	176

§ 7 汽車加速的時間及行程	178
§ 8 汽車升高的動力超越性	190
§ 9 汽車功率平衡	197
§ 10 功率循環	204
§ 11 汽車行駛微分方程式的積分分析方法及研究	215
§ 12 汽車的制動	233
第七章 汽車經濟性的研究	247
§ 1 總說及計量單位	247
§ 2 汽車的經濟特性	250
§ 3 汽車經濟特性的繪作方法	253
§ 4 汽車參數對其經濟性的影響	265
§ 5 在指定行程內確定燃料消耗量	276
第八章 汽車牽引力的計算	280
§ 1 牽引力計算的任務	280
§ 2 發動機外特性的選擇	281
§ 3 主傳動器速比的確定	285
§ 4 變速箱速比的選擇	289
§ 5 連續變速汽車的牽引及經濟分析的方法	297
第九章 汽車的穩定性	313
§ 1 汽車縱向穩定性	313
§ 2 汽車橫向穩定性	319
§ 3 汽車外導短論	331
第十章 汽車的振動	334
§ 1 基本概念	334
§ 2 評值汽車行駛平順性的方法	342
§ 3 汽車振動方程式	346
§ 4 汽車的自由振動	351
§ 5 汽車的強制振動	366
§ 6 汽車轉向車輪的振動(閃動)	371

參攷書目

第一章

評值汽車特性之主要參數

在指定的使用條件下來判斷可能及最好採用那一類型汽車——現有的或設計的——必須設置參數，利用參數可有目的地評值某一汽車的特性，確定其是否適應提出的要求和作某一汽車和其他汽車的比較。

汽車特性的最基本的總的評值是其規範指標，它可給出全部汽車整體的和其單獨機件的構造和結構上特性的一般介紹。規範指標本身包括主要的數值及尺寸，汽車工作過程的性能：在指定轉數下的發動機功率及轉矩，氣缸的數目及尺寸，發動機的工作容積及壓縮比，傳動系統的速比及其他。

在評值汽車的技術使用特性時可以不考慮詳細的構造，如果它不對上述特性有影響的話。例如：連桿和活塞的各式連接結構，當具有相同的可靠性時，不可能對整個汽車的技術使用指標有顯著的影響。但從結構的合理性及簡單性和生產成本的觀點上看，則必須研究各該有關的資料。

汽車佈置的原則性和按裝於其上的機件類型（例如驅動軸的數目和位置，發動機的冷卻系統，附加裝備等）可作為單獨的標準來評值在指定條件下使用的汽車適用程度；此外，它們通常影響下面列舉的評值參數中的一項，有時會有幾項。

規範指標一定要包括汽車的載重量，全部的重量及尺寸資料。汽車載重量是汽車上所許可的有效裝載，通常以噸表示。這個概念僅是對載貨汽車而言。並應指出它不是絕對明確的。由於行駛條件，首先是道路性質的關係，許可的載重量將在相當大的範圍內變化。許多生產載貨汽車的工廠在說明書上指明二個載重量，其中較大的一個相應

於在好路面上的行駛，而較小的一個則在壞路面上的行駛。如說明書僅指明一個載重量數值，則係指汽車行駛於好路面上的正常運輸，指定載重量的適當過載實際上是可能的，但將引起汽車輪胎和機件加速的磨損。

在高行駛性的汽車上設置的載重量應適合其所指定的條件，即在不好的道路上或無道路的曠野上行駛。

在某些外國（如在美國），在現代載貨汽車的說明書上通常是不載有載重量的數值。而以在該型汽車上按裝規定中最大尺寸的輪胎的情況下，在好道路上行駛時，所許可的汽車裝載後的總重量來代替。

輕便汽車及公共汽車的載重量以乘客的座數來表示（在輕便汽車上，所述的座數中包括司機員座位在內；在公共汽車上司機員座位在計算時不計入）。在按乘客的座數確定汽車負荷時，每個乘客的重量可作為 75—80 公斤。

在軍用的車輛上（裝甲汽車、裝甲運輸車）其性能指標不是載重量亦不是戰鬥員的座數。而通常是以包括全部裝甲，武器，戰鬥員以及所有附加裝備的車輛總重量表示之。按照這個重量來規劃其主要分類。

作為重量的規範指標有：

1. 汽車全重，即連同全部負荷的加油後的汽車重量，以公斤計；
2. 全重分配於汽車軸上的數量（稱重）；
3. 汽車自重（加油後的汽車重量，不連負荷），以公斤計；
4. 自重分配於汽車軸上的數量。

有效荷重對汽車自重之比是汽車重量利用係數：

$$\eta_G = \frac{G_a - G_0}{G_0}$$

式中 G_a ——汽車全重；

G_0 ——汽車自重。

顯然的，這係數實際上是僅對載貨汽車而言。這個係數愈大，汽車構造材料的利用愈合理並當其他條件不變時，在使用過程中燃料，

潤滑材料及橡皮的消耗率愈低。

細緻的構造工作，廣泛地採用輕合金及生產上用合理方法可提高汽車重量利用係數。

必須指出，企圖過份地提高汽車重量利用係數，有時會引起過份地降低汽車的安全性，這是不能得到法令允許的。

可以認為，標準類型的現代運輸汽車的重量利用係數平均相近於1，然而大載重量的汽車比中載重量的，這個係數要高些，比小載重量的更高些。

具有特殊設備時（煤氣發生爐及煤氣筒裝置，自動傾卸車身構造及其他）則 η_G 之值降低。

高行駛性汽車的重量利用係數比標準運輸式的要低得多；這說明，高行駛性汽車的主要考慮是在不好道路上行駛。故第一，按裝附加設備（分速箱，前驅動軸及其傳動裝置，絞盤，車身設備等），第

表 1

汽車型號	汽車本身重量 (公斤)	載重量 (公斤)	η_G	附 註
ГАЗ-М-415	1370	400	0.292	小貨車
ГАЗ-АА(ГАЗ-ММ)	1810	1500	0.830	
ГАЗ-42	2050	1200	0.585	煤氣發生爐式
ГАЗ-44	2230	1100	0.494	煤氣筒式
ГАЗ-410	1920	1200	0.410	自動傾卸式
ГАЗ-ААА	2475	2000	0.808	三軸式
ЗИС-5	3100	3000	0.968	
ЗИС-21	3700	2500	0.676	煤氣發生爐式
ЗИС-30	3600	2500	0.695	煤氣筒式
ЗИС-6	4230	4000	0.945	三軸式
ЯГ-6	4930	5000	1.012	
ЯС-3	5820	4000	0.688	自動傾卸式
ГАЗ-51	2710	2500	0.923	
ГАЗ-63	3280	2000	0.610	二驅動軸
ЗИС-150	3900	4000	1.025	
ЯАЗ-200	6500	7000	1.078	柴油機

二、降低規定的載重量。

表 1 上所列示的是幾種蘇聯國產老式和新式的載貨汽車的重量利用係數之數值。

表 1 中所列示的數字指出，新式蘇聯國產載貨汽車比老式的具有較高的重量利用係數。這說明使用經驗和新式汽車較高安全性的配合再一次的指出蘇聯汽車技術水平的進展。

同時並應指出，繼續增高重量利用係數並在同時亦提高汽車安全性的可能性不是不可能的。在這個方向上繼續工作，無條件地，可達到非常重要的結果。

對尺寸的規範指標而言是：

1. 汽車輪距，即汽車前軸和後軸間的距離。三軸汽車輪距是從汽車前軸到中軸及後軸間中點的距離。中軸及後軸間的距離是附加的；
2. 汽車軌距（接地處）有前軸和後軸的區別。帶雙輪軸的軌距可依着雙輪的外面輪胎和內面輪胎來作數；
3. 計入駕駛室及車身（壳體）尺寸的汽車最大寬度、長度及高度；
4. 前伸及後伸，即在水平方向上從汽車輪軸到其相應的車身（壳體）前後邊緣的距離；
5. 裝載平板尺寸。

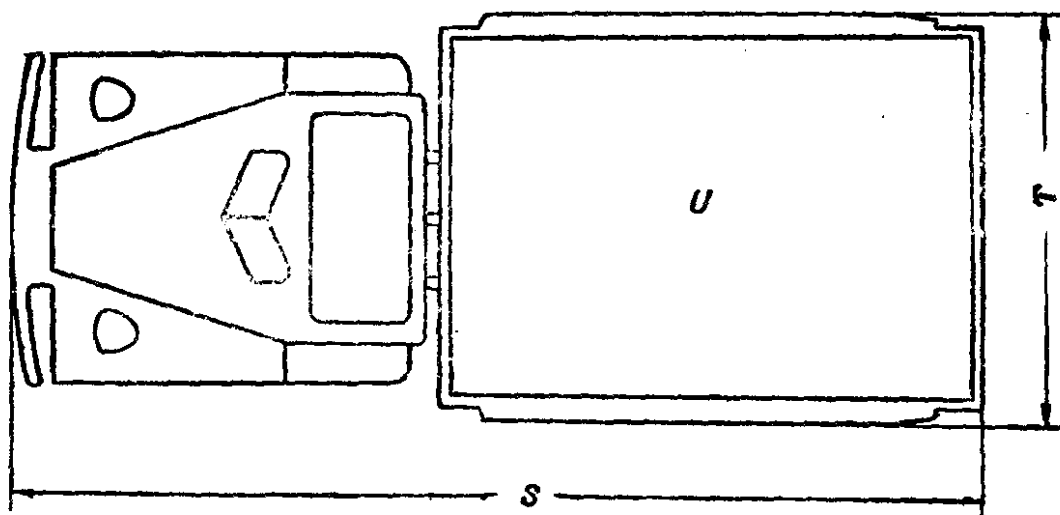


圖 1

最重要的實際數值是稱為汽車尺寸利用係數，是裝載平板面積（在有效裝載下所利用的車身面積）對汽車所佔總面積之比（圖1），

$$\eta_u = \frac{U}{ST}$$

提高這個係數對載貨汽車及公共汽車是有較大意義的，因這樣可減少停車場所需的面積和提高汽車的操縱性。

表2中所列示的是幾種蘇聯國產載貨汽車的尺寸利用係數的數值。

表 2

汽車型號	汽車總尺寸 公厘($S \times T$)	平板尺寸 公厘(長 $\times$ 寬)	η_u
ГАЗ-М-415	4580 $\times$ 1770	1610 $\times$ 1100	0.218
ГАЗ-АА(ГАЗ-ММ)	5335 $\times$ 2040	2450 $\times$ 1870	0.421
ЗИС-5	6060 $\times$ 2235	3085 $\times$ 2085	0.474
ЯГ-6	6500 $\times$ 2500	3780 $\times$ 2330	0.542
ГАЗ-51	5525 $\times$ 2200	2940 $\times$ 1990	0.482
ЗИС-150	6720 $\times$ 2385	3540 $\times$ 2250	0.495
ЯАЗ-200	7620 $\times$ 2650	4500 $\times$ 2480	0.554

爲了提高尺寸利用係數的目的，將駕駛室及發動機移向前面，可不增加汽車輪距，而增加裝載平板的長度。這種方式的最高發展是在載貨汽車和公共汽車上將駕駛室移於發動機上面或將發動機按裝於車架下面（在這種情況下發動機氣缸一般是裝成水平的）及其他。

提高軍用車輛的尺寸利用係數（裝甲汽車、裝甲運輸車）是次要的，但亦有其主要的一面，由於減小總尺寸，當保持其火力及戰術特性時，車輛可減少受到敵人火力的損毀。

評值汽車特性的參數的詳細目錄是由 Е.А. Чудаков 院士所提出的^①。

在這裏祇枚舉幾個主要的，最重要的參數，而在評值汽車技術使用特性時所實際採用的：

① Е.А. Чудаков 院士，[汽車原理] 1940 年。

- 汽車行駛性；
- 汽車耐用性；
- 汽車牽引（動力）特性；
- 汽車經濟特性（經濟性）；
- 汽車穩定性；
- 汽車行駛平順性。

汽車行駛性是評定其在道路外和在不夠堅硬的或黏結性程度不夠的路面的道路上行駛能力的性質。在具有這樣路面的道路上的行駛性主要是確定於汽車輪胎和道路接觸面上所引起的單位壓力。

在堅硬的支承平面上，平面的變形和輪胎的變形相較可以不計，單位壓力的平均值亦容易確定，因為接觸面積的數值可以正確地量得（例如按着色輪胎的初次印影）。在這種情況下該類型輪胎的單位壓力決定於負荷和輪胎中的氣壓。

在變形相當大的支承平面上（沙、濕土等）單位壓力的數值亦決定於車輪沉入泥土中的程度。

在無黏結性路面的道路上增加單位壓力會加助車輪在起步時下沉和沉入泥土中。鑒於此在所述的條件下儘可能的減少車輪和道路間的單位壓力。這是可以實現的，一方面，是選用這樣的類型和外形的輪胎，使它可以保證得到輪胎和道路間較大數值的接觸面積，而另一方面，是增加汽車的軸數。

應指出，在有幾種類型的鬆土上（濕沙、草根泥等），如其鋪在足夠堅硬的基面的條件下，稍可提高些驅動車輪的單位壓力是可能的事實，當這路面的表層壓縮後就得到減少其損毀從驅動車輪傳到泥土上的切線方向力量的可能性。

上面的敘述僅作為解決問題的一般方法；各種不同類型輪胎和土地的最好的數字關係尚未提及過。

於堅硬的支承平面上，標準類型的現代汽車的單位壓力平均在下述範圍間：輕便汽車——1.5—2.5 公斤/平方公分；載貨汽車——3.0—5.5 公斤/平方公分。

在道路外的汽車行駛能力亦可以行駛性的尺寸指標來評定，其中主要的數值是底盤低點和道路間的最小間距（離地隙）。

這個數值，如圖 2 的 C 、 C_1 及 C_2 ，是表示道路的最大不平處（凸脊、石塊），在其上可通過汽車而不碰着牠們。

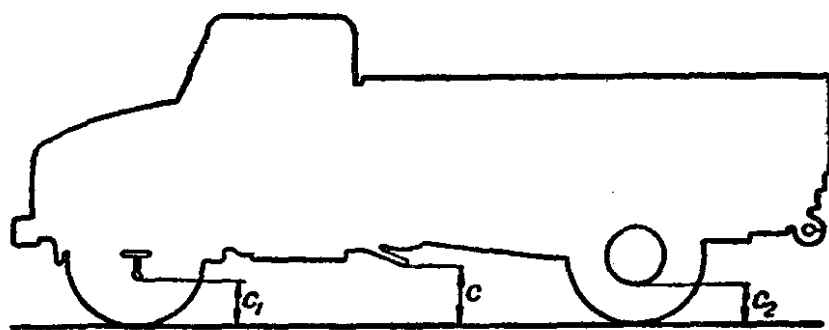


圖 2

汽車底盤的最低點大部份是：飛輪壳，前軸及後軸主傳動器壳体。

通常在汽車前軸下的間距是小於發動機飛輪壳下的間距。這是有目的是爲了堅強鍛成的前軸可保護不使強度較弱的，如規定的，鑄成的飛輪壳和汽車個別的傳力零件有受衝擊的可能。從相當大直徑的冕形齒輪在後軸中位置的條件來說，在後軸下的間距於個別情況下可小於不驅動的前軸下的間距（ $C_2 < C_1$ ）。

現代運輸汽車的最小間距是在這範圍之間：輕便汽車——180—250 公厘；載貨汽車——200—320 公厘。

在現存的運輸汽車的基礎下改裝成的裝甲汽車和裝甲運輸車，其間距亦按上述數字的規定。

當爲裝甲汽車和裝甲運輸車設計特殊底盤時，最好採用較大數值的間距，間距主要是由驅動軸主傳動器中冕狀齒輪直徑和車輪直徑的比例來確定。增加車輪直徑就可保證離地隙的增加。按實際採用輪胎的尺寸，其間距可達 350—380 公厘。

當採用特殊構造的驅動軸時（將減速器放在驅動輪附近）間距的數值可達 400—450 公厘。

間距數值雖能確定汽車在道路外及在不平道路上行駛性的大部

份，但汽車詳盡的性能在這個關係上還未得到。

當汽車駛過交叉地區，駛過溝道、河岸等時，汽車中部的最小間距和從相應的最低點地位到汽車前後軸的距離是具有決定性的數值。

爲了說明這個概念，設想汽車駛過具有圓柱形或其他形狀的陡橋（圖3）。汽車駛過這種不平地區的情形是可能的，假使和汽車前後軸車輪及汽車中部最低點相切的圓周半徑小於或在極端情況下等於汽車必須駛過的假想的圓柱形不平地區的半徑。這半徑——縱向行駛半徑——作爲確定汽車在交叉地區行駛性的第二指標。

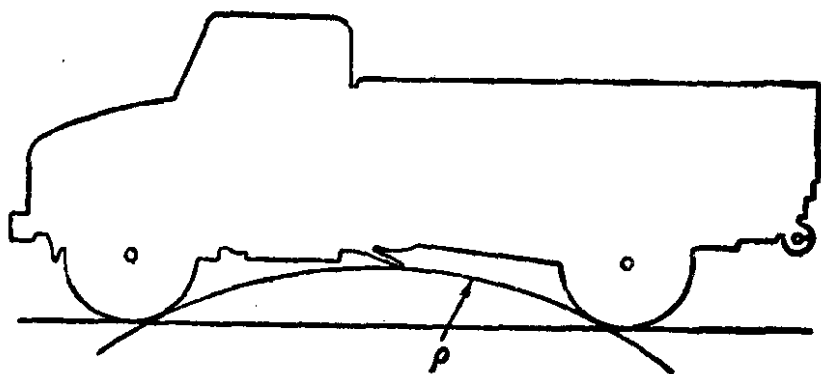


圖 3

確定汽車的縱向行駛半徑，可以直接從汽車的比例圖上，選擇和上述汽車各點相切的圓周半徑量得。

顯然的，在一定輪距之下，縱向行駛半徑愈大，則決定其中部間距的低點地位愈近汽車的中心；在最有利情況下，這點應位於汽車前後軸間距離的中部，即所述低點將汽車輪距分成二半。

所以假使在汽車中部有，例如：二個低點地位，在計算時則採用其中靠近汽車中心的一個（有時甚至在這種情況下，如其地位較第二點高）。

祇有在找到二種研究情況下的汽車縱向行駛半徑之數值後，才可最後肯定縱向行駛的限制點。

明顯的，汽車輪距愈大，在同樣的間距下其縱向行駛半徑愈大，即汽車在交叉地區內的行駛性愈壞。按照評定該等級汽車的中等數值的輪距，和離地隙的現代汽車的縱向行駛半徑在下列的範圍之間：

小容積的輕便汽車(工作容積在 2 公升以下).....	2.5—3.5 公尺
中容積的輕便汽車(2.0—4.0 公升)	3.5—4.5 公尺
大容積的輕便汽車(4.0 公升以上)	4.5—5.5 公尺
載貨汽車	
小載重量 (0.75—2.5 噸)	2.5—3.5 公尺
中載重量(2.5—5.0 噸)	3.5—5.0 公尺
大載重量(5.0—10 噸)	5.0—8.0 公尺

當駛過溝道或凸脊、隆緣及其他道路上的障礙物時，汽車行駛性是受汽車車軸前後凸出部份的限制；換句話說，汽車行駛性是受汽車前伸及後伸數值的限制。

假使從前後凸出部份的邊緣點引一直線切於前後車輪上（圖 4）則該切線和道路平面間的角度稱為汽車前後行駛角；這角度愈大，在上述條件下的汽車行駛性愈高。這亦指以現存的底盤裝成特殊用途的汽車而言。現代汽車前後行駛角在下列範圍內：

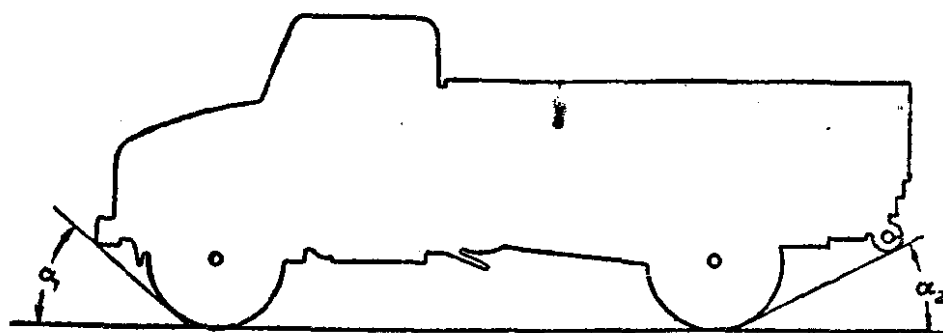


圖 4

角度以 ° 計	輕便汽車	載貨汽車	特殊汽車
前行駛角 α_1	25—30	40—60	達60—70
後行駛角 α_2	15—20	30—40	達50—60

發動機位於前軸前太多，和車身後部低處伸出太多，這是輕便汽車的特點，使汽車在交叉地區內行駛較困難。爲了這個理由在設計裝甲汽車和裝甲運輸車時亦不希望裝甲壳體的前伸和後伸太多或個別低處的裝甲板伸出車軸太多。