

汽车转向制动系统设计

唐宇明

东南大学出版社

ISBN 7-81050-001-5



9 787810 500012 >

ISBN 7-81050-001-5
TH·1 定价:11.00元

汽车转向制动系统设计

唐 宇 明

东南大学出版社

(苏)新登字第 012 号

内 容 简 介

本书专门介绍汽车操纵系的设计。主要内容包括转向系、制动系统设计概述,各类结构设计方案比较和评价,运动、受力分析,设计方法,计算,性能参数和结构尺寸确定以及材料选用等。

本书分转向系、制动系两章。书的内容取材广泛,分析详细,插图丰富、清晰,理论实用性兼顾。书中还对转向系、制动系的典型零部件的优化设计、制动防抱死装置的设计分析、国外制动法规等内容作了适度阐述。

本书适合从事汽车和农用运输车设计、制造以及汽车运用工程的技术人员阅读使用,也可用作高等院校汽车、汽拖、汽运专业的教材和教学参考书。

责任编辑:朱经邦

汽车转向制动系设计

唐宇明 编著

东南大学出版社出版发行
(南京四牌楼 2 号 邮编 210018)
江苏理工大学印刷厂印刷

*

开本 850×1168 毫米 1/32 印张 9.75 字数 244 千

1995 年 5 月第 1 版 1995 年 5 月第 1 次印刷

印数:1—1000 册

ISBN 7—81050—001—5
TH·1 定价:11.00 元

(凡因印装质量问题,可直接向承印厂调换)

一 前 言

汽车用于载客、运货，人们总是要求它绝对安全，因此自从汽车问世百年来，安全性一直是研究、设计、制造者关心的首要问题。现代汽车由于高效、节能发展的总趋势，使设计车速越来越高，加之已经数字庞大的保有量仍在不断增加，因而提高汽车的安全性，尤其是主动安全性几乎成了所有汽车生产厂家不倦研究的课题。

实际统计数字反映出汽车事故的两个侧面，一是所酿成灾祸的绝对数(包括人身伤亡、财产损失)不断有所上升，另一是世界主要汽车生产国汽车事故相对发生率(如万车伤亡人数)近卅年来较以往明显下降，且仍呈下降趋势。后一现象虽然是多方位努力的成果，但不容否认汽车安全性研究、设计技术水平的日益提高是一重要因素。

汽车转向系、制动系是汽车操纵系统的两支主体。转向系、制动系与汽车操纵稳定性密切相关，因而它们的设计水平、制造质量、可靠程度是汽车主动安全性的主要依托。正因如此，各国安全标准、安全法规中都对制动、转向系列出相应要求。我国国家标准“机动车安全运行技术条件”(GB7258—87)在实际贯彻时对转向系、制动系方面的内容最为重视。

1978年以后我国汽车工业呈现勃兴局面，且总势头令人鼓舞，但是目前我国汽车产品水平与技术先进国家的差距仍然很大，汽车安全事故的高发生率寄望从事汽车设计、研究、教育的工作者从不同角度为转变这一状况作出各自努力。《汽车转向系制动系设计》的编写正是基于这点，并冀希能对提高汽车安全性、可靠性及其它技术水平方面有间接助益。

本书分两章,第一章为转向系,第二章为制动系。两章分别介绍设计基本理论及要求,方案分析,部件和零件设计、计算方法,设计评价指标等。书中对典型件的优化设计,制动防抱死系统设计也适度作了介绍。为方便读者,书中对国外汽车制动法规除作简介外,还将其核心指标列于附录。此外,书中提及的车型实例、数据在编写时尽量注意了结合我国目前生产车型。

本书适于从事汽车设计、制造以及从事汽车运用工程的高、中级技术人员阅读;可作为高等院校汽车专业本科开设相关课程的教学参考书。

鉴于汽车技术不断在取得长足进步,加之转向系、制动系结构多样化,想把众多内容都全面阐述清楚的想法不太现实。也鉴于编著者的水平、资料等条件所限,本书内容还会有不尽如人意和不当之处,恳请读者不吝指正。

本书编著中参考并引用了书末参考文献中的部分内容,在此谨向这些文献的作者表示深切谢意。此外,在本书编著过程中曾得到林世裕教授、吴锦秋教授等的热心指导,江苏理工大学汽车工程系有关单位和有关同仁对本书的编著、出版给予了关心和支持,在此一并表示衷心感谢。

编著者

1994年10月

目 录

1 转向系设计	(1)
1.1 转向系概述	(1)
1.1.1 转向系功用、组成及对其要求	(1)
1.1.2 转向系分类及布置	(3)
1.1.3 转向理论	(4)
1.2 转向系的计算载荷	(15)
1.3 转向器设计	(17)
1.3.1 转向器形式、效率及啮合特性	(18)
1.3.2 转向系的角传动比及其变化规律	(20)
1.3.3 循环球式转向器的设计	(24)
1.3.4 齿轮齿条式转向器的设计	(43)
1.3.5 球面蜗杆滚轮式转向器设计	(53)
1.3.6 蜗杆曲柄指销式转向器设计	(71)
1.4 转向传动装置设计	(80)
1.4.1 整体式转向梯形	(86)
1.4.2 分段式转向梯形机构	(88)
1.4.3 转向梯形优化设计	(92)
1.4.4 转向盘与转向轴	(98)
1.4.5 球头销与转向拉杆	(101)
1.4.6 转向节与转向节销	(105)
1.5 动力转向设计	(112)
1.5.1 对动力转向的要求	(113)
1.5.2 动力转向工作原理	(113)
1.5.3 动力转向结构型式及布置方案	(114)
1.5.4 动力转向液压系统设计计算	(116)

2 制动系统设计	(132)
2.1 制动系概述	(132)
2.1.1 汽车制动系的功用与组成	(132)
2.1.2 对制动系的一般要求	(133)
2.1.3 关于制动法规	(137)
2.1.4 制动过程及受力分析	(138)
2.2 制动系性能设计	(142)
2.2.1 理想制动特性 I 线与 β 线	(142)
2.2.2 同步附着系数 φ_0 的选择	(147)
2.2.3 前、后轴制动力的变化	(151)
2.2.4 附着系数利用率 ϵ 及制动强度 q	(153)
2.2.5 制动系车轮制动力矩的确定	(155)
2.2.6 制动力调节特性及制动力调节装置设计原理	(155)
2.3 制动器设计	(172)
2.3.1 对制动器的要求、分类、评价	(172)
2.3.2 行车制动器设计	(189)
2.3.3 驻车制动器设计	(216)
2.3.4 辅助制动装置简述	(225)
2.3.5 汽车的防抱死制动系统(ABS)	(231)
2.3.6 制动器的主要元件	(243)
2.3.7 制动器间隙自动调整的设计	(247)
2.4 制动驱动机构设计	(251)
2.4.1 制动驱动机构结构分类及评价	(251)
2.4.2 液压驱动系统主要参数确定及计算	(263)
2.4.3 气压驱动系统主要参数确定及计算	(267)
2.4.4 伺服制动驱动装置设计原理	(286)
附录一 道路车辆分类(ISO 3833, DIN 70010)	(301)
附录二 汽车分级(71/320/EEC 和 ECE NO 13)	(302)
附录三 ECE 法规 13 及 ECE 指令 71/320 对汽车制动指标 的要求	(303)
参考文献	(305)

1 转向系设计

1.1 转向系概述

1.1.1 转向系的功用、组成及其要求

汽车运动有直线运动和曲线运动两种方式。转向系的功用是改变汽车行驶方向和保持直线行驶。

转向系的组成一般包括：

(1)转向盘、转向轴和转向器。借助它们，方向盘的转动可以改变为转向摇臂的摆动，并相应地使扭矩放大；

(2)转向杆系。转向摇臂的摆动通过杆系传给左、右转向轮，并使各个转向轮有不同转角。

(3)转向节和转向节销。它们支承车轮，并在转向时配合转向拉杆保证汽车车轮处于正确位置。

对于采用动力转向的汽车，转向系中还包含有动力系统。

典型转向系的组成如图 1-1 所示。

对转向系的要求如下：

(1)工作可靠。零件应有足够强度、刚度和寿命；整个机械传动部件必须能承受在工作中出现的所有各种载荷及应力，在异常的行驶操纵下，不应导致任何开裂和损坏；转向系应有合适刚度，特别对使用橡胶弹性联接件时，汽车对微小的转向修正也能有反应。

(2)机动性能好。在较有限的面积条件下,汽车具有迅速急转弯能力;应在最多6秒钟内,使前轮方向转至相应的位置。

(3)操纵轻便。汽车转向时,作用在转向盘上的手力 P_h 要小,其最大限值是

小客车:

$$P_{hmax} = 200 \text{ N};$$

中型载货汽车:

$$P_{hmax} = 360 \text{ N};$$

重型载货汽车:

$$P_{hmax} = 450 \text{ N}.$$

(4)汽车转向时,转向盘的回转总圈数要少。回转总圈数 n 一般为 $5\frac{1}{2} \sim 8$,对不装动力转向的重型汽车 $n > 7$,对高速轿车则 $n \leq 4\frac{1}{2}$ 。

(5)汽车直线行驶时,转向盘应稳定,无抖动和摆动,在转向后转向盘应能自动回正。这就要求转向系在整车布置上与行走系统运动协调,转向器有一定可逆性,前轮定位角要恰当。

(6)汽车转向时车轮应作纯滚动。

(7)在尽量减少传到转向盘上冲击的同时,又要保证驾驶员有正确的路感。

(8)转向系调整简便。它的转向传动机构的球销间隙磨损变大后应能调整恢复。

(9)当发生撞车时,转向系尤其是其转向盘、转向轴应设计成对驾驶员能起一定安全保护作用。

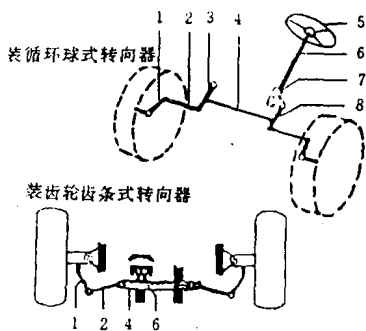


图 1-1 转向系示意图

- 1—转向节臂; 2—拉杆; 3—支撑臂;
4—横拉杆; 5—转向盘; 6—转向轴;
7—转向器; 8—转向摇臂

1.1.2 转向系分类及布置

转向系的型式可以从不同的角度分类。

按转向系力源可分为无助力型和动力(液压或气压)助力型;

按转向轴的数量分有单转向轴型、多转向轴型。它们的布置如图 1-2 所示。

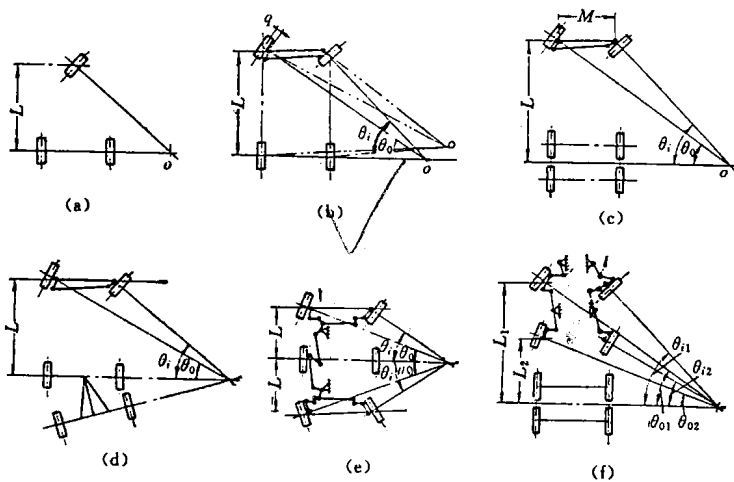


图 1-2 转向轴布置示意图

(a)、(b)、(c)一单转向轴布置; (d)、(e)、(f)一多转向轴布置

按转向杆系结构分则有整体梯形、分段梯形(见图 1-3)型转向系。前者装有非独立式悬架,后者装用独立式悬架。转向梯形相对于转向轴的位置有前置、后置两种。后置梯形可以避免来自汽车前方障碍物先于前轴撞击转向梯形。通常在布置上有困难时,才采用前置梯形方案。

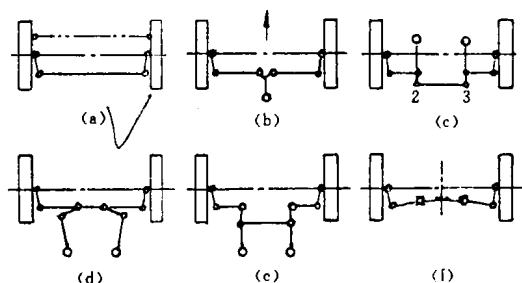


图 1-3 转向杆系示意图

- (a) 整体式梯形杆系, 用于整体式前轴; (b) 一个转向摇臂的分段式;
 (c)、(d)、(e) 由一个转向摇臂和转向从动臂组成的分段式;
 (f) 用于齿轮齿条式转向器的分段式

图 1-4 为配有不同独立悬架导向元件的转向拉杆系简图。

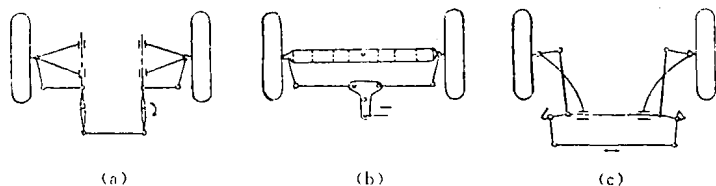


图 1-4 三种形式独立悬架结构与转向杆系关系简图

值得指出的是任何型式的转向系各运动杆件的长度及其布置必须与前悬架的位置和结构参数相协调, 当车轮上下跳动时, 不应 对车轮滚动方向造成干扰。

1.1.3 转向理论

1. 转向运动

汽车转向时前轮绕转向节销转动, 为减少车轮与地面的摩擦, 转向拉杆的布置应使内、外轮转角的关系符合阿克曼·扬特

(Ackerman Jantaud)理论,即如图 1-5 所示,转向是以前轮轴中心线延长线与后轮轴延长线的交点作为转向中心。此时内、外轮的方向和行进方向一致,各轮不发生侧滑。

1)理想内、外轮转角关系

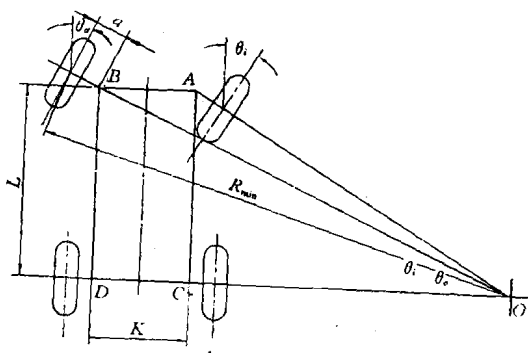


图 1-5 阿克曼·扬特转向车轮转角关系图

图 1-5 示出了两轴汽车转向时的车轮转角关系,其上 L 为轴距, K 为两主销轴线与地面交点间的距离, θ_i 、 θ_o 分别为内、外轮转角。不难看出:

$$\operatorname{ctg}\theta_o - \operatorname{ctg}\theta_i = \frac{DO - CO}{BD} = \frac{K}{L} \quad (1-1)$$

在 K 、 L 给定后,若转向机构能使 θ_o 、 θ_i 间维持式(1-1)关系,则转弯半径不论大小如何,各车轮都将绕同一中心转向而无侧滑。

2)最小转弯半径 R_{\min}

汽车的最小转弯半径是指汽车转向轮在最大转角条件下,以低速转弯时前外轮与地面接触点的轨迹到转向中心 O 点之间的距离,在不计轮胎侧偏时

$$\begin{aligned} R_{\min} &= \frac{L}{\sin\theta_{o, \max}} + a \\ &= \sqrt{\frac{L}{\sin\theta_{i, \max}} + K^2 + \frac{2KL}{\operatorname{tg}\theta_{i, \max}}} + a \end{aligned} \quad (1-2)$$

式中 a ——车轮转臂。

但是实际的转向梯形机构所实现的内、外轮最大转角与理论值不一定一致，因而实际上的 R_{\min} 与用式(1-2)计算得的值不全相符。此外，非独立式钢板弹簧悬架，在转向时会使前、后轴产生轴转向效应。前轴、后轴上的钢板弹簧前后支点相互位置不同，轴转向效应不同，因而可能使汽车转弯半径变大或减小。

实际上轮胎侧偏对内外轮转角关系有影响。汽车转弯行驶时侧向惯性力使轮胎产生侧偏，汽车的阿克曼转向中心移位至 O' ， O' 的位置取决于转向离心力引起的各轮上转移的负荷与平衡离心力的侧抗力的关系。如图 1-6 所示，若 O' 点到汽车中心线的距离等于理论上转向中心 O 点到汽车中心线间的距离 R_0 时，并设外前轮侧偏角为 δ_{10} ，后轴中心处的侧偏角(横向滑移角)为 δ_{2a} ，则

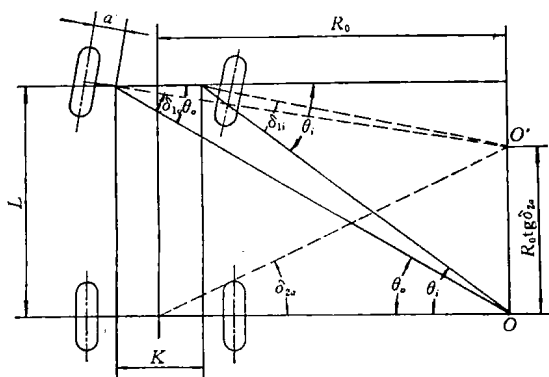


图 1-6 轮胎侧偏对 R_{\min} 的影响

相应地最小转弯半径 R_{\min} 可用下式计算。

$$R_{\min} = \frac{L - R_0 \operatorname{tg} \delta_{2a}}{\sin(\theta_{0\max} - \delta_{10})} + a \quad (1-3)$$

式中 L ——汽车轴距；

a ——车轮转臂；

$\theta_{0\max}$ ——外前轮最大转角。

2. 双轴汽车的转向

汽车转向时产生的侧向惯性力、横向风、汽车沿横坡行驶的重力分力等会引起车轮运动的侧偏角，从而使汽车的转弯半径、瞬时转向中心位置与理论的不同。如图 1-7 所示，设汽车为前轴转向，车轴中点的侧偏角为 δ_{1a} 、 δ_{2a} （前、后轴左右车轮侧偏角的平均值） θ 为两转向轮转角的平均值。

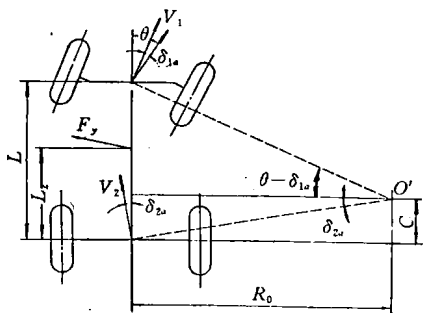


图 1-7 双轴汽车转向运动简图

$$\theta = \frac{\theta_o + \theta_i}{2} \quad (1-4)$$

式中 θ_o 、 θ_i 分别为前轴处外、内轮的转角。

瞬时转向中心 O' 点的位置为

$$R_0 = \frac{L}{\operatorname{tg} \delta_{2a} + \operatorname{tg}(\theta - \delta_{1a})} \quad (1-5)$$

$$C = \frac{L \operatorname{tg} \delta_{2a}}{\operatorname{tg} \delta_{2a} + \operatorname{tg}(\theta - \delta_{1a})} \quad (1-6)$$

当汽车低速行驶且非驱动的转向轮转角较大时，式(1-5)、(1-6)中的 δ_{1a} 、 δ_{2a} 可忽略不计，则瞬时转向中心近似位置为

$$R_0 \approx \frac{L}{\operatorname{tg} \theta} \quad (1-7)$$

$$C \approx 0 \quad (1-8)$$

当转向轮转角较小时，即汽车高速行驶时，瞬时转向中心位置的确定可近似为

$$R_0 \approx \frac{L}{\theta + (\delta_{2a} - \delta_{1a})} \quad (1-9)$$

$$C \approx R_0 \delta_{2a} \quad (1-10)$$

在前轴转向又驱动的汽车及全轮驱动的汽车上,纵向力 X 所引起的附加侧向力,对于车轮的侧偏和汽车转向运动有显著影响。

图 1-8 表示前轮转向不驱动时车轮受力情况。如果汽车在水平路面上行驶,且无侧向风,则侧向力 F_1 是由侧向惯性力 F_y 的作用引起的。图中实线箭头表示路面作用于车轮的反力 Y 。此时所有车轮是向离开转向中心方向侧偏的。

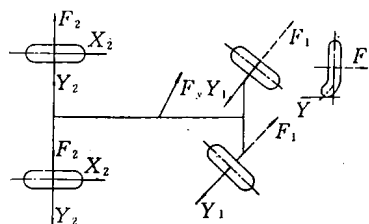


图 1-8 前轮转向不驱动,汽车转弯时的受力图

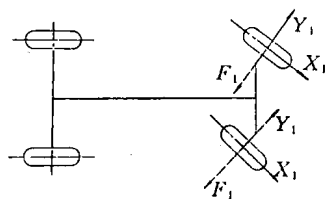


图 1-9 前轮转向又驱动汽车转弯时的受力图

图 1-9 表示前轮转向又驱动时车轮受力情况。为便于理解,假设汽车转弯速度很低,惯性力可忽略,由于转向轮上的牵引力而导致侧向力出现,后者使汽车运动轨迹曲率增加,车轮向着转向中心方向侧偏。如果车轮向着离开转向中心方向侧偏定为正侧偏,则此处车轮的侧偏就是负侧偏,由公式(1-5)可知,随着牵引力的加大,负侧偏角 δ_{1a} 愈大,于是 R_0 愈小,即汽车具有过度转向性能。

如果汽车转弯行驶速度较大,侧向惯性力显著,则转向轮侧偏方向将与牵引力和侧向惯性力所引起的横向力较大的一致。

若双轴汽车为全轮转向汽车,且不计侧偏影响时,汽车的最小转弯半径则可表示成:

$$R_{\min} = \frac{L}{2\sin\theta_{\max}} + a$$

显然,最小转向半径理论上减小很多,且这时前后车轮轨迹重叠,减少了汽车在松软土壤上的行驶阻力,但是此时汽车的实际最小转弯半径还取决于结构空间对内轮转角限制(见图 1-10)。对于采用全轮转向的转向传动装置,它们的结构复杂,转向传动中的总间隙会增加。另外,考虑到便于从停车处驶出,全轮转向汽车的后轮转向传动装置应具有锁止机构。

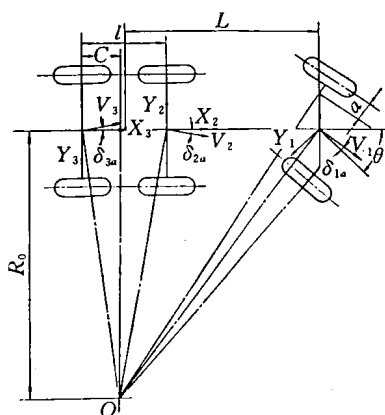
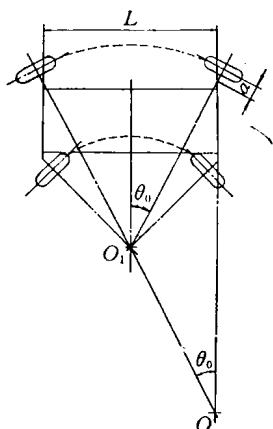


图 1-10 双轴全轮转向汽车简图

图 1-11 前轴转向的三轴汽车简图

3. 三轴汽车的转向

图 1-11 为前轴转向不驱动三轴汽车转向简图。

图中 δ_{1a} 、 δ_{2a} 、 δ_{3a} 分别为前、中、后轴的侧偏角, θ 是转向轮转角的均值。O 为汽车回转中心, V_1 、 V_2 、 V_3 分别为各轴中点的速度向量。

为简化讨论,车轮滚动阻力和惯性力忽略不计,以确定瞬时转向中心 O 的位置。

根据汽车与地面间力的平衡条件可得: