

铁道车辆轮对及轴承的结构与检修

尹桂江 编
张进德 审校

中 国 铁 道 出 版 社
1995年·北京

前 言

近几年来，我国铁道车辆轮对、轴承的研究工作进展较快，取得了许多科研成果，有些成果已经在全路推广应用。同时，与此相应的检修工具、检修方法也相继进行了配套革新。滚动轴承在铁道车辆上得到了越来越广泛的应用，大量货车已改装滚动轴承。

为了帮助广大铁道车辆轮轴工作者，特别是现场职工，了解和掌握轮对、轴承方面的新知识、新技术、新经验，作者在深入现场调查和广泛搜集、参考有关轮对、轴承研究、检查修理、运用保养等技术资料的基础上，编写了《铁道车辆轮对及轴承的结构与检修》一书。

本书的主要内容，是尽可能系统地介绍改进后的铁道车辆轮对及轴承方面的基本知识、结构形状、检修技术、检修限度及有关技术规定。

本书在编写过程中，四方车辆研究所转向架研究室提供了资料，济南铁路局车辆处、青岛车辆段等单位给予了热情支持，在此谨示谢意。

本书由铁道部四方车辆研究所尹桂江编写，教授级高级工程师吴礼本审校过初稿，铁道部车辆局高级工程师张进德进行了全面审校。由于水平所限，错误及欠妥之处在所难免，敬请读者批评指正。

编 者

1995. 2

(京) 新登字 063 号

内 容 简 介

本书系统地叙述了改进后的铁道车辆轮对及轴承方面的基本知识、结构形状、检修技术、检修限度及有关技术规定。内容分为：车轮、车轮检修、车轴、车轴裂纹与检修、轮对、轮对检测以及铁道车辆滚动轴承、滚动轴承和轴箱的组装、铁道车辆滚动轴承的检修等九章。

本书是厂修、段修、站修人员的参考工具书，也可供有关技术人员、管理人员和学校教学参考之用。

铁道车辆轮对及轴承的结构与检修

尹桂江 编

张进德 审校

*

中国铁道出版社出版发行

(北京市东单三条 14 号)

责任编辑 庄大圻 封面设计 陈东山

北京市燕山联营印刷厂印刷

开本：787×1092 毫米 1/16 印张：9.75 字数：232 千

1995 年 11 月 第 1 版 第 1 次印刷

印数：1—3000 册

ISBN 7-113-02105-0/U · 608 定价：12.00 元

目 录

第一章 车 轮	(1)
一、车轮种类	(1)
二、车轮各部名称和用途	(1)
三、车轮标记	(2)
四、车轮轮缘和踏面形状	(3)
五、S形辐板车轮	(9)
六、辗钢车轮生产工艺流程	(13)
七、提高钢的纯净度	(15)
八、铸钢车轮	(15)
第二章 车轮检修	(17)
一、车轮技术检查	(17)
二、车轮检查器及使用方法	(17)
三、车轮经济旋削	(24)
四、车轮故障与分析	(25)
第三章 车 轴	(32)
一、车轴轴型	(32)
二、车轴各部名称和作用	(35)
三、车轴型式尺寸及技术要求	(35)
四、车轴材质	(52)
五、车轴标记	(52)
六、车轴改进方案的研究	(53)
第四章 车轴裂纹与检修	(60)
一、车轴应力分布	(60)
二、车轴裂纹	(62)
三、车轴使用寿命	(66)
第五章 轮 对	(67)
一、轮对的分类	(67)
二、基本尺寸	(68)
三、轮对内侧距离	(69)
四、轮对组装	(70)
第六章 轮对检测	(72)
一、检修周期	(72)
二、轮对检修限度	(73)

三、轮对检修的工艺流程·····	(78)
四、电磁探伤·····	(79)
五、超声波探伤·····	(83)
六、轮对上责任钢印及标记·····	(86)
第七章 铁道车辆滚动轴承 ·····	(89)
一、滚动轴承的种类·····	(89)
二、滚动轴承的代号·····	(91)
三、滚动轴承的精度·····	(92)
四、滚动轴承的游隙·····	(93)
五、保持架·····	(93)
六、滚动轴承轴箱装置·····	(94)
第八章 滚动轴承和轴箱的组装 ·····	(95)
一、滚动轴承与轴颈的配合·····	(95)
二、铁道客车轴承组装前和轮对、轴箱及其附件的清洁度·····	(95)
三、铁道车辆客、货车滚动轴承检测、组装、存放工作间的清洁度·····	(99)
四、铁道车辆圆柱滚子轴承轴箱装置组装技术条件和工艺过程·····	(101)
五、铁道货车圆锥滚子轴承的组装工艺·····	(108)
第九章 铁道车辆滚动轴承的检修 ·····	(115)
一、滚动轴承装置检修工艺·····	(115)
二、铁道车辆圆柱滚子轴承和轴承轴箱检修技术要求·····	(118)
三、铁道货车无轴箱滚子轴承的检修·····	(122)
四、铁道货车滚动轴承缺陷术语·····	(137)
附录 1 车轴表面粗糙度的选择 ·····	(141)
附录 2 厂、段简称及代号 ·····	(142)
参考文献 ·····	(147)

第一章 车 轮

车轮是铁道车辆所有零件中最基本的零件，它不仅要承受轮轨之间的垂直、横向动作用力和摩擦力，而且还要承受踏面制动时的热负荷。它具有载重、导向、传递制动力和牵引力的功能。它的运用条件十分恶劣，经常发生擦伤、剥离、掉块、热裂和疲劳损坏等情况。它的好坏，对行车安全具有十分重大的影响。因此，对于车辆工作者来说，了解车轮现状，进一步做好检修工作，对于保证车辆的安全运行，有着十分重要的意义。

一、车轮种类

车轮按其构造可以分为带箍车轮和整体车轮；按其材质可以分为铸钢车轮和辗钢车轮。带箍车轮在我国铁道车辆上已经被整体车轮所取代。

60年代以前，我国曾经比较广泛地使用过冷硬铸铁和铸钢车轮。由于当时的冶炼技术与浇铸工艺落后，生产的铸造车轮质量不高，数量也少，满足不了国内铁路运输发展的需要。到了60年代初期，随着辗钢轮的问世，铸钢车轮便停止生产。自1964年起，马鞍山钢铁公司生产的客、货车辗钢车轮，基本满足了铁路部门的需要，为我国铁路运输作出了重大的贡献。到目前为止，大约生产了310多万个客货车轮。

但是在国外，铸钢车轮并没有因为辗钢车轮的出现而停止生产，而是随着冶炼技术与浇铸工艺的发展又获得新生。50年代，美国开始研制新型铸钢车轮，据美国铁路协会介绍，铸钢车轮在70吨货车上已使用了30年，在100吨货车上使用了20多年。现在在美国的新造货车中，已基本使用铸钢轮，在机车中，铸钢车轮大约占50%。新型铸钢车轮已逐步在加拿大、墨西哥、巴西、印度、澳大利亚等国家获得生产和推广使用。

我国铁道车辆用车轮按直径可分为915mm车轮和840mm车轮，前者用于客车，后者用于货车。部分进口车辆的车轮直径为950mm。

车轮按踏面形状可分为锥形车轮踏面外形（TB型）和磨耗形车轮轮缘踏面外形（LM型）。LM型踏面于1983年通过部级鉴定，1988年以部标准TB1967—87发布实施，现已普遍推广，逐步代替TB449—76机车车辆锥形车轮踏面外形。

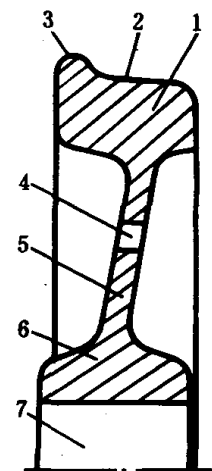
车轮按辐板形状可分为直辐板车轮和S形辐板车轮。S形辐板车轮是我国近几年研制的新产品，现已在客车上正式安装使用。从前我国还生产过辐条车轮，因其轮心弹性力较差等因素，早已停止生产。

二、车轮各部名称和用途

整体车轮形状如图1—1所示，各部名称和用途如下：

1. 轮辋——整体车轮沿踏面圆周的厚度部分。

- 2. 踏面——车轮在钢轨面上滚动接触的部位。
- 3. 轮缘——为保证车轮在轨道上运行，防止脱轨，而在车轮踏面内侧所设的一周突起的边缘。
- 4. 辐板孔——为切削加工和吊装方便而设的工艺圆孔，现已取消。
- 5. 辐板——轮辋与轮毂的连结部分。
- 6. 轮毂——是为车轮紧固在车轴轮座上而设的，并与辐板相结。
- 7. 轮毂孔——是安装车轴用的，它与车轴轮座固定在一起。



三、车轮标记

1. 国产辗钢整体车轮

在我国生产的辗钢整体车轮上如何刻打标志，GB8601—88 作了明确规定，每个车轮应在轮辋外侧面热压上标志。从轮辋内径圆周边缘到标志基线的距离为 5~15mm，字体高为 10~15mm，字深为 2~4mm，其排列顺序如下：

图 1-1 整体车轮
1—轮辋；2—踏面；
3—轮缘；4—辐板孔；
5—辐板；6—轮毂；
7—轮毂孔。

- a. 轧制年份末两位数；
- b. 轧制月份；
- c. 冶炼年份末两位数字；
- d. 工厂标记；
- e. 车轮牌号和型号的代号；
- f. 熔炼炉罐号。

但在 1988 年之前，我国生产的辗钢整体车轮的标志与现在有所不同，其主要特点是在辗钢整体车轮的轮辋外侧圆周上标打的标志中，带有“中国”字样的标记。

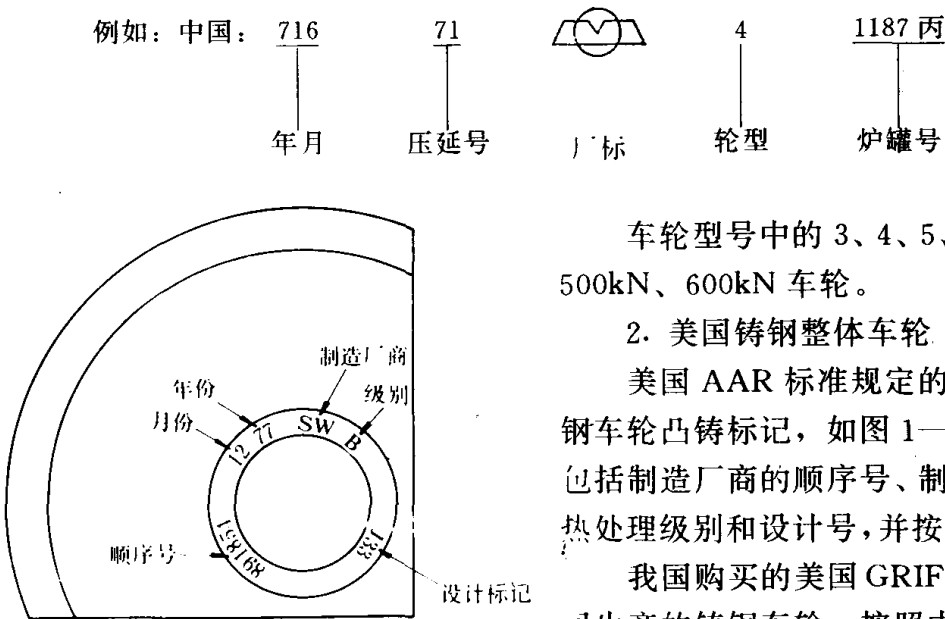


图 1-2 铸钢车轮轮毂标记

车轮型号中的 3、4、5、6 分别代表 300kN、400kN、500kN、600kN 车轮。

2. 美国铸钢整体车轮

美国 AAR 标准规定的铸钢车轮轮毂打印标记和铸钢车轮凸铸标记，如图 1—2 和图 1—3 所示。标记内容包括制造厂商的顺序号、制造日期、制造厂商识别标志、热处理级别和设计号，并按图 1—2 和图 1—3 所示排列。

我国购买的美国 GRIFFIN (格里芬) 公司和 ABC 公司生产的铸钢车轮，按照中方的要求，车轮标记的内容和排列顺序如图 1—4 和图 1—5 所示。

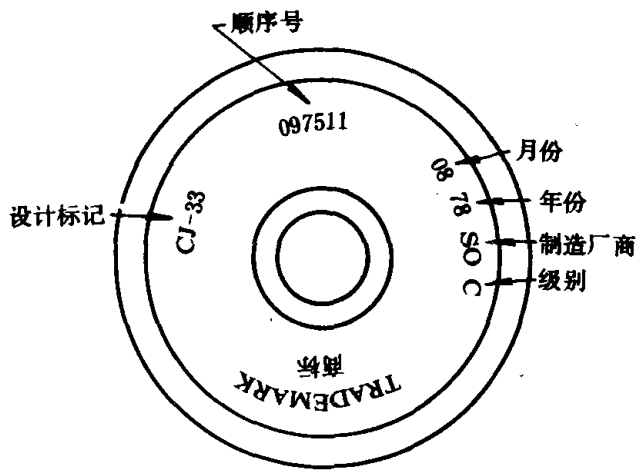


图 1-3 铸钢车轮凸铸标记

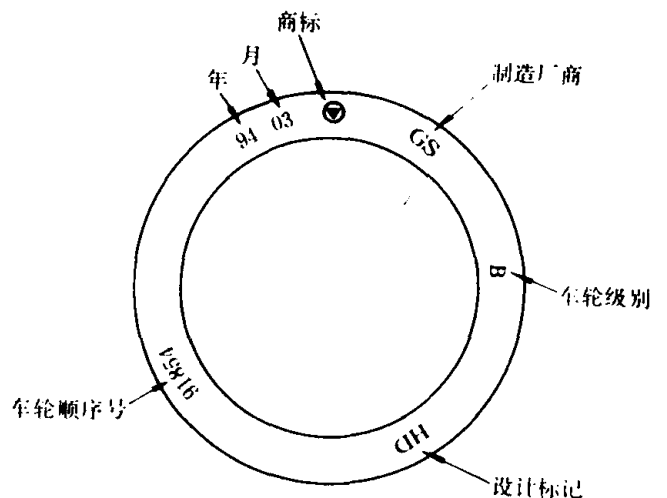


图 1-4 格利芬公司铸钢车轮标记

3. 日本辗钢整体车轮

例如： SMI 4 68 CP
 | | | |
 厂标 月 年 炉号

车轮除上述标记外，在车轮与车轴组成轮对后，还要涂打轮轴移动标记：

(1) 轮毂内侧与车轴接缝处涂白铅油一圈，宽 50mm，两者各占 $\frac{1}{2}$ ，涂红铅油标记三条，长 50mm，宽 20mm，与白铅油圈等分垂交。

(2) 在轮箍内侧与轮心接缝处，涂长 50mm，宽 20mm 的白铅油标记三条与接缝等分垂交。

经过多年的运用检验，轮轴之间没有发生过相互移动现象。在轮轴之间涂铅油已失去实际意义。因此，目前已取消了这种标记。

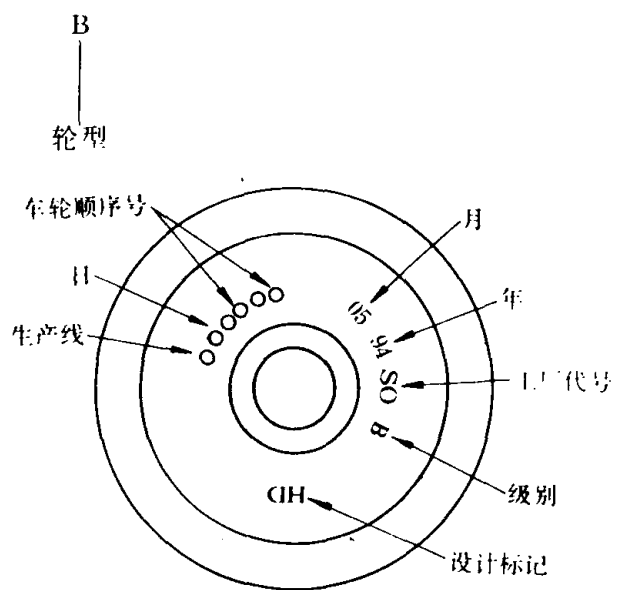


图 1-5 ABC 公司铸钢车轮标记

四、车轮轮缘和踏面形状

(一) TB 型车轮踏面

TB 型车轮踏面外形如图 1-6 所示。这种标准型踏面在我国已沿用多年，其踏面圆周部分呈锥形，亦称锥形踏面。它的基本特点是轮缘根部以一段圆弧连接斜度分别为 1:20 和 1:10 的两段斜线。内侧面是车轮的基准面。从内侧面面向外 70mm 的一点为基点，是车轮的滚动圆位置，车轮直径即由此处测得，故称为基准线。从内侧面面向外 48mm 处，是轮缘高度的标志基线，标准形踏面车轮的轮缘高度为 25mm。

采取这种锥形踏面主要是为了使轮对能够顺利通过曲线，因为当轮对通过曲线时，同一

轴上的两个车轮所走的距离不一样，如果车轮直径相同，就必然产生滑行。而锥形踏面轮对在曲线运行时，随着向外侧的，定数量的横向偏移，则外轮滚动圆直径大于内轮滚动圆直径，满足了外轮走行距离大，内轮走行距离小的要求，有效地避免了滑行。

此外，轮对在直线上运行时，常常因受横向力而使轮对偏向轨道一侧。这时，因为踏面的锥度，能够迫使轮对经常地自行调整车辆中心线与线路中心线之差距，使轮对在线路的中央位置运行。

TB 型踏面经过多年运用，人们发现它存有严重缺陷：

1. 当轮对中心横向偏移时，轮轨之间形成两点接触，即在踏面上和轮缘上各有一点与钢轨接触，如图 1—7 所示。当轮子受到侧向力时，轮缘与钢轨之间将产生刚性冲击。在轮子通过曲线时，因为两接触点的半径不同，而运行距离一样，则两接触点必定至少有一点发生滑动，加剧了轮轨的磨损。

2. 新踏面与钢轨断面形状不匹配，运用初期，踏面磨损较快，经过运行一定里程的磨损之后，形状才逐渐稳定下来，磨损的进程则减慢。

3. 与踏面形状密切相关的车辆运行性能不稳定，往往随踏面的新旧程度而变化。

4. 由于踏面磨损前后的形状不同，所以踏面在旋修时的金属无益切削量大，缩短了车轮的使用寿命。



图 1—7 TB 型踏面与钢轨的二点接触

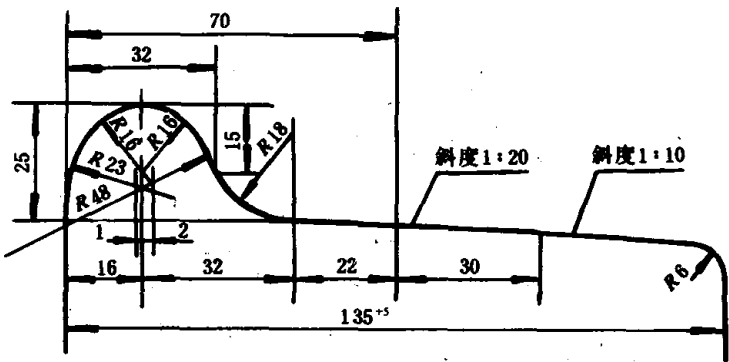


图 1—6 TB 型踏面

(二) LM 型踏面

1. LM 型踏面车轮外形

由于 TB 型踏面存在的种种缺点，铁道部四方车辆研究所于 1972 年开始调查研究，经过近十年的研究和试验，设计了磨耗型踏面，其代号为 LM。(L——“辆”字的汉语拼音中第一个字母；M——“磨”字的汉语拼音中第一个字母。)其含义是磨耗型车辆车轮踏面。磨耗型踏面亦称曲形踏面或圆弧形踏面。LM 型踏面外形如图 1—8 所示。它适用于我国准轨客货车轮对，其主要技术参数如下：

轮缘高度	27mm
轮缘厚度	32mm
轮辋宽度	135 ⁺⁵ mm
轮缘角	70°
轮缘根部圆弧半径	R14mm
滚动圆附近的圆弧半径	R500mm
自 R14 至 R500 的过渡圆弧半径	R100mm

2. LM 型踏面的设计依据

铁道部四方车辆研究所从1972年开始,对轮轨磨耗问题进行了大量的现场调查,测绘了磨耗后的踏面外形,深入分析和研究了踏面的磨耗规律。调查中发现,标准型踏面外形和钢轨头部断面外形不匹配,运用初期磨耗较快,踏面外形不易保持,随着运行里程的增加,踏面形状不断变化,在运行到一定里程后,由于磨耗而使踏面外形逐步适应了轨头的外形,磨耗则减慢了,踏面的外形也就趋于稳定了。踏面磨耗的一般规律是:不论踏面的

初始形状如何,经过一定时间的运用之后,总是趋于一种稳定的形状,这时的踏面形状和钢轨断面形状匹配较好,踏面处于均匀磨耗状态。LM型踏面的设计,就是根据这一规律,以磨耗后的形状为依据,将这种形状作为踏面的初始形状,即磨耗形踏面。

轮轨磨耗虽然遵循着上述规律,但并不是说所有的踏面的稳定形状都是完全相同的,由于影响磨耗的因素很多,运用后的踏面形状还是有所区别的。为了设计一种适应于在全国范围内运用的踏面,这就需要找出运用车轮踏面的平均形状。为了得到这种平均的磨耗形状,四方车辆研究所曾先后调查测绘了大量客车、货车和机车车轮踏面磨耗后的形状,并进行了统计处理,其结果如图1—9所示。图1—9中, x 坐标轴的0点,取轮缘角最大的那一点; α 是指踏面上某点的切线与水平线的夹角。踏面的平均磨耗形状,大体如图1—9中下方曲线所示。

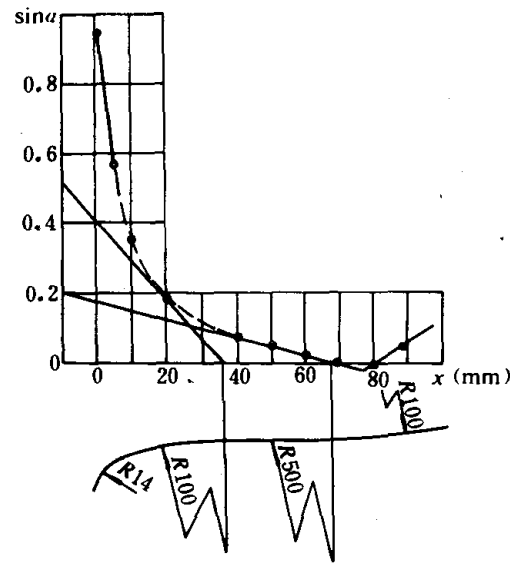


图1—9 车轮踏面磨耗后的平均形状

这个形状就是我国车辆磨耗型踏面的设计依据。

3. LM型踏面的轮轨接触几何关系

轮轨接触几何关系研究的主要内容是轮对的倾斜角或滚角、轮轨接触角、踏面的等效斜度、重力刚度和重力角刚度等一些参数的变化规律及其对横向动力性能的影响。由于标准型踏面圆周部分是由两段直线形成的锥形,当轮对在横向平面内移动时,上述参数变化很小,故常忽略其影响。LM型踏面圆周部分是由几段圆弧组成的,当轮对在横向平面内移动时,上述参数按一定规律变化,且这种变化对车辆的横向动力性能产生较大的影响。所以,合理地选择踏面参数,得到较理想的轮轨接触几何参数,改善轮对受力状况和轮轨接触状况,从而减少车轮和钢轨的磨耗,这是磨耗型踏面设计中的重要指导思想。基于这种指导思想,在二维平面内的轮轨接

(1) LM型踏面的斜度特性

标准型踏面在滚动圆附近是一条1:20的斜线,即0.05的斜度,是一个定值。LM型踏

面外形是由几段不同半径的圆弧组成的，其斜度是非线性的，它没有一个固定不变的斜度值。为此，通常引入一个重要参数——等效斜度。所谓等效斜度就是当轮对横向移动时，LM 型踏面所产生的左右滚动圆半径差等效于锥形踏面轮对所产生的左右滚动圆半径差，则称 LM 型踏面具有一个等效斜度或当量斜度，用 λ 来表示。显然 λ 是一个变量， λ 值的大小决定着 LM 型踏面的运用特性。 λ 值过小，则将象锥形踏面那样，在轮对通过弯道时，轮对中心必须有较大横向位移才能产生足够的内外轮滚动圆半径差，以适应内外轨的长度差，这不利于车辆通过曲线。 λ 值过大，则有可能会影响车辆的横向运行性能。因为等效斜度太大，可能会使轮对蛇行运动临界速度降低而产生失稳现象。从国内外的研究结果来看， λ 的取值范围一般在 0.1~0.2 之间，取 0.15 左右比较合理。

根据踏面斜度的普遍定义，对磨损形踏面可以写出公式：

$$\lambda = \frac{\Delta r_R + \Delta r_L}{2y}$$

式中 λ ——磨损形踏面的等效斜度；
 Δr_R ——右轮滚动圆半径增加量；
 Δr_L ——左轮滚动圆半径减少量；
 y ——轮对中心横向移动量。

以 y 为横坐标， $\frac{1}{2}(\Delta r_R + \Delta r_L)$ 为纵坐标，可以画出某一磨损形踏面的斜度特性曲线。理论研究表明，合理的斜度特性曲线如图 1—10 所示。由图可以看出，当 y 值在常用范围内变化时（直道上蛇行运动振幅 3~5mm），曲线呈线性变化（AB 段），此时的等效斜度 λ 值基本不变，与之对应的横向复原力亦不变，以使直线上获得较稳定的运行性能；当 y 值较大时，曲线呈非线性陡增（BC 段），等效斜度值迅速变大，横向复原力也迅速增大，使偏移了的轮对迅速回到中心位置，从而减少轮缘与钢轨头部的接触时间和接触次数，减少轮轨磨损并提高了曲线通过能力。

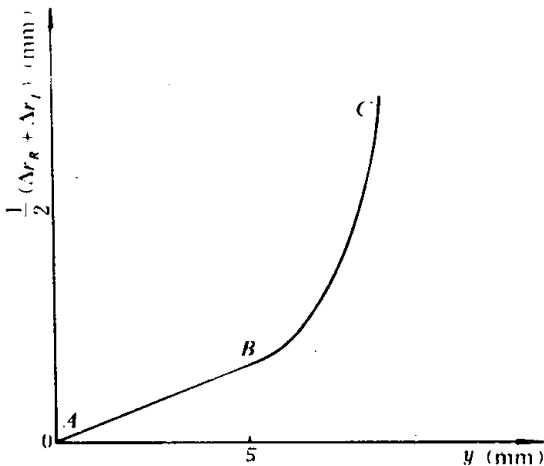


图 1—10 踏面斜度特性曲线

合理的斜度特性曲线，可以通过调整踏面的几何尺寸得到。图 1—10 中曲线上 AB 段的斜率取决于平衡位置的等效斜度 λ ， λ 越大，其斜率就越大。图 1—10 中 B 点对应的 y 值由平衡位置接触点及主圆弧和过渡圆弧的切点位置所决定，设计时可根据实际磨损要求选取。BC 非线性段的陡度与轮轨接触圆弧的半径差有关，定性地说，轮轨接触圆弧的半径差越小，BC 段陡度越大。LM 型磨损形踏面的斜度特性曲线是比较理想的，在平衡位置附近，曲线呈线性变化（ $\lambda=0.15$ ），在标准轨距情况下，当 y 大于 5mm 时，曲线开始非

线性陡增，具有较好的曲线通过能力，减少了轮轨磨损。

(2) LM 型踏面的轮轨接触特性

车辆在运行过程中，轮对要作蛇行运动。当轮对的中心和线路中心吻合时，轮对处于对中位置，由于踏面斜度的关系，轮对有时靠向左侧轨道，有时靠向右侧轨道。在通过曲线时，轮对要靠向外轨，速度很低或超高过剩时，轮对也有可能靠向内轨。轮对相对于轨道的上述

位置变化,会使轮轨横断面上的瞬时接触点在一定范围内发生变化,轮轨接触点的变化规律是研究踏面的斜度特性和轮轨接触特性的出发点。轮轨接触点的变化规律取决于车轮踏面外形和钢轨顶面外形的几何尺寸及钢轨的轨底坡、轨距等。在轨距、轨底坡和轨顶外形不变的情况下,可以通过改变踏面的外形来改变轮轨接触点的变化规律。

为了搞清轮轨接触点的变化规律,研究人员曾对运用中的标准型踏面轮轨接触点的变化过程,编制电算程序进行了计算,发现TB型车轮踏面存在下列问题:

a. 轮对中心横向移动较大时,接触点在踏面上和钢轨上的变化范围很小,在正常的蛇行运动中(振幅在5mm以下),踏面上的接触范围仅为9.5mm,钢轨上则集中于一点,所以造成这些区域局部迅速磨耗。

b. 当横向移动量 y 较大时,接触点在踏面上和钢轨上都有一个突变,也就是造成了两点接触,这是TB型踏面的一个严重弊端。

c. 接触点在踏面上的位置变化不连续,将导致轮缘根部形成一凸台。

LM型踏面的设计,采用电算方法进行了大量方案选择、比较,以寻求轮轨接触的最佳匹配关系,克服TB型踏面的弊端,其优点为:

a. 轮轨接触范围大,在正常的蛇行运动中(振幅在5mm以下),踏面上在24mm的范围内可以接触,钢轨上在14.5mm的范围内可以接触。当横向移动量增大时,接触范围更大,这就使轮轨在较大的区域内均匀磨耗,以避免局部集中磨耗。

b. 随着轮对横向移动量的变化,接触点在轮轨上的位置连续变化,不出现两点接触。

c. 自由轮对在一般情况下,轮缘根部不参加接触。

上述理论计算结果与实验所得结果基本一致。LM型踏面的轮轨几何匹配的优点,正是这种踏面能减少磨耗的重要原因。设计磨耗形踏面,希望轮轨上的接触区域尽可能宽,但是轮轨接触状况的优劣还要受到踏面的等效斜度、重力复原刚度等参数的相互制约。目前运用的LM型踏面,是在设计时取得轮轨几何匹配最佳状态的形状。

4. LM型踏面的主要特点

(1) 轮轨磨耗减少。LM型踏面,轮轨接触点在一个较大的范围内移动,而且是连续分布,单点接触,在较大范围内近乎于均匀的磨耗,所以能减少圆周部分和钢轨顶部中央部分的磨耗。

(2) 曲线通过性能好

TB型踏面轮对通过曲线时,轮缘要贴靠钢轨,轮缘导向,轮缘和弯道轨头内侧磨耗非常严重,要使轮对在通过曲线时不发生轮缘贴靠钢轨的现象,可以增大踏面的斜度,踏面斜度越大,以纯滚动所能通过的曲线半径就越小。LM型踏面正是由于等效斜度值大,因而对通过曲线是非常有利的,因为它具有非线性的等效斜度特性和横向重力复原刚度特性,所以在通过中等半径曲线时,能避免轮缘和钢轨的接触,从而可以有效地减轻轮缘的磨耗。

(3) 踏面旋削量减少

在直道上正常运用的轮对,轮缘磨耗量不大,车轮旋削大多数是由于踏面垂直磨耗到限造成的。由于这种因运用而磨耗的踏面形状与磨耗形踏面外形比较接近,因此旋削恢复形状时,旋成磨耗型踏面外形要比旋成标准型踏面外形的旋削量少得多,能有效地延长车轮使用寿命,减少材料消耗,节省大量的人工及设备能源损耗。

(4) 轮轨接触应力减少

经过对轮轨静载接触赫芝应力进行计算和实测发现，标准型踏面与钢轨的接触面积和接触应力，因轮径不同而不同，增大轮径可以使接触应力降低，但幅度不大。轮径从 $\phi 840\text{mm}$ 增至 $\phi 915\text{mm}$ ，接触面积只增加 2.7%，接触应力减少 3%。而将斜形踏面改为磨损形踏面，轮径 $\phi 840\text{mm}$ ，踏面主圆弧半径为 $R400\sim R1000\text{mm}$ ，轮轨接触面积明显增大，轮轨接触应力显著减少。当踏面主圆弧半径为 $R600\sim R400\text{mm}$ 时，与相同轮径的标准型踏面相比，轮轨接触面积增大 26~55%，接触应力降低 21~35%。采用 LM 型踏面，可以降低轮轨接触应力，改善疲劳损坏情况，延长轮轨的使用寿命。另一方面，在轮径不增加的前提下，可以设计较大轴重。当然，增加轴重还要考虑其它因素的影响。

除以上特点之外，LM 型踏面的脱轨安全性好于 TB 型车轮踏面，多年的实际运用证明，安全可靠；LM 型踏面能减少曲线运行阻力，可以节省列车通过曲线的牵引力；由于使用中踏面形状能基本保持稳定，与踏面形状有关的车辆运行性能也能相应保持稳定；因为 LM 型踏面可以延长两次旋削车轮之间的走行里程，使得车辆因落轮换轮的停修时间减少，提高了车辆的利用率。

5. LM 型轮缘踏面外形作图及说明

LM 型轮缘踏面外形作图方法如图 1—11 所示。

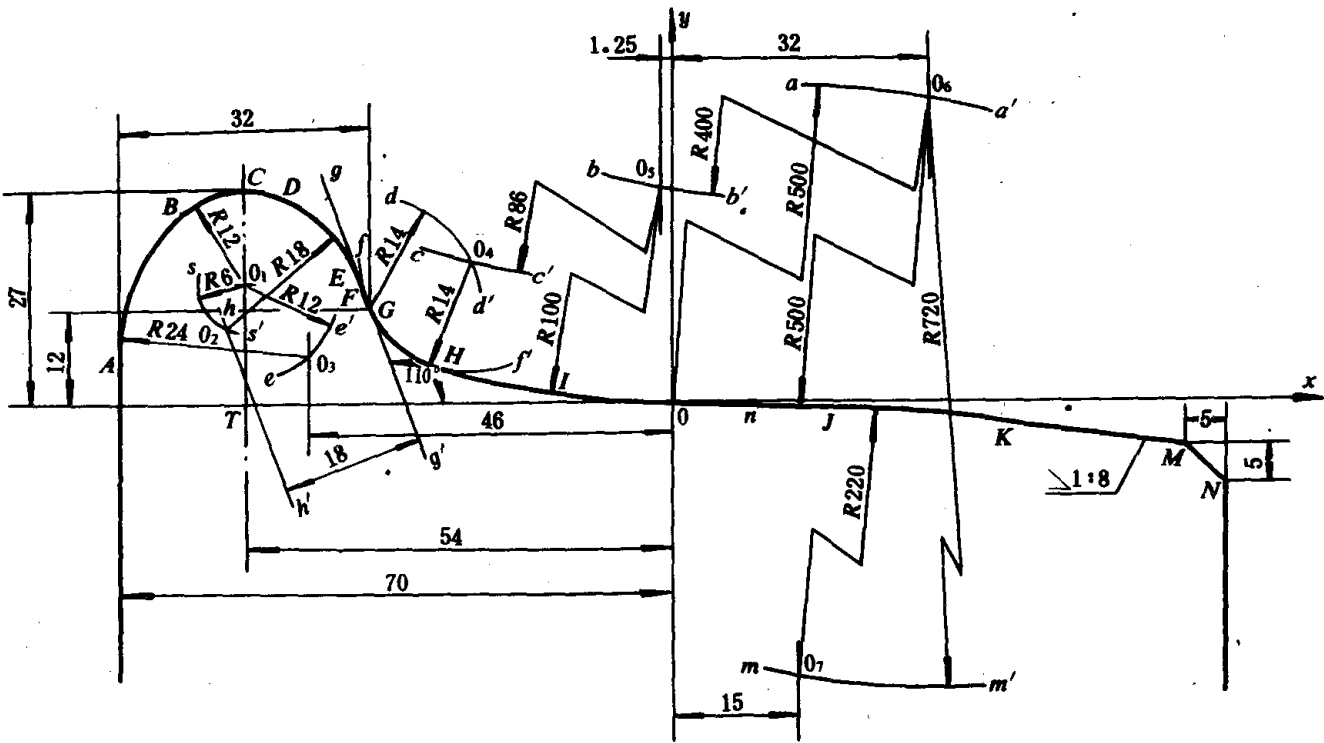


图 1—11 LM 型轮缘踏面外形作图

LM 型轮缘踏面外形作图说明

- (1) 以 OX 、 OY 为坐标轴， X 轴为踏面基准线。
- (2) 以 O 为圆心， $R=500\text{mm}$ 为半径作弧 aa' ，交 $X=32\text{mm}$ 的直线于 O_6 点。
- (3) 以 O_6 为圆心， $R=400\text{mm}$ 为半径作弧 bb' ，交 $X=-1.25\text{mm}$ 的直线于 O_5 点。
- (4) 以 O_5 为圆心， $R=86\text{mm}$ 为半径作弧 cc' 。

(5) 取 G 点, G 的横坐标为 -38mm , 纵坐标为 12mm 。以 G 为圆心, $R=14\text{mm}$ 为半径作弧 $\widehat{dd'}$, $\widehat{dd'}$ 与 $\widehat{cc'}$ 相交于 O_4 点。

(6) 在 X 轴上取 T 点, 使 T 点的横坐标为 -54mm , 过 T 点作 X 轴的垂线 CT , C 点 $(-54, 27)$ 为轮缘顶点, 在 CT 上取 O_1 点 $(-54, 15)$ 。

(7) 以 O_1 点为圆心, $R=12\text{mm}$ 为半径作弧 $\widehat{ee'}$, 交 $X=-46\text{mm}$ 的直线于 O_3 点。

(8) 以 O_4 为圆心, $R=14\text{mm}$ 为半径作弧 $\widehat{ff'}$, 作与 $\widehat{ff'}$ 相切并与 X 轴成 110° 倾角的直线 gg' , 切点为 F 。作直线 hh' 平行于 gg' 且两直线间距离为 18mm ; 以 O_1 为圆心, $R=6\text{mm}$ 为半径作弧 $\widehat{ss'}$, $\widehat{ss'}$ 与 hh' 相交于 O_2 点。

(9) 以 O_6 为圆心, $R=720\text{mm}$ 为半径作弧 $\widehat{mm'}$ 。交 $X=15\text{mm}$ 的直线于 O_7 点。

(10) 作轮缘踏面外形曲线

- ①作 $X=-70$ 的直线, 以 O_3 为圆心, $R=24\text{mm}$ 为半径作弧 $\widehat{AB}$, 两者切于 A 点。
- ②以 O_1 为圆心, $R=12\text{mm}$ 为半径作弧 $\widehat{BCD}$, 与 $\widehat{AB}$ 相切于 B 点。
- ③以 O_2 为圆心, $R=18\text{mm}$ 为半径作弧 $\widehat{DE}$, 与 $\widehat{BCD}$ 相切于 D 点。与 gg' 相交于 E 点。 EF 为一直线段。长 2.78mm 。
- ④以 O_5 为圆心, $R=100\text{mm}$ 为半径作弧 $\widehat{HI}$ 。与前述 O_4 为圆心, $R=14\text{mm}$ 为半径的 $\widehat{ff'}$ 相切于 H 点。
- ⑤以 O_6 为圆心, $R=500\text{mm}$ 为半径作弧 $\widehat{IOJ}$, 与 HI 相切于 I 点。
- ⑥以 O_7 为圆心, $R=220\text{mm}$ 为半径作弧 $\widehat{JK}$ 。与 $\widehat{IOJ}$ 相切于 J 点。
- ⑦作斜率为 $-1/8$ 的直线 KM 与 $\widehat{JK}$ 相切, 切点为 K 点。
- ⑧ MN 为 $5 \times 5\text{mm}$ 的倒角。线段 KM 的长度由轮辋基本宽度确定。

(11) 轮缘踏面外形曲线各相关点和圆弧圆心坐标值如下表。

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
X	-70.00	62.00	-54.00	-49.46	-39.35	-38.40	-38.00	-29.15	-9.56
Y	6.06	23.94	27.00	26.11	15.60	12.99	12.00	4.33	0.71
	J	K	O_1	O_2	O_3	O_4	O_5	O_6	O_7
X	20.19	42.29	-54.00	-56.27	-46.00	-25.25	-1.25	32.00	15.00
Y	-0.89	-2.52	15.00	9.45	6.06	17.78	100.36	498.97	-220.82

五、S 形辐板车轮

铁道部四方车辆研究所, 经过对运用车轮裂损情况的调查, 发现车轮的裂损故障主要是轮辋、辐板裂纹。其原因除因制造缺陷所致之外, 主要是车轮结构不合理。据对现行客货车直辐板车轮所进行的有限元强度计算结果表明, 直辐板车轮应力分布不均, 在所有计算工况下, 车轮辐板都出现严重的应力集中现象。当轮辋磨耗到限时, 在辐板外侧向轮毂过渡处应力已超过弹性极限, 产生塑性变形, 降低了车轮强度。辐板应力集中是导致运用中辐板疲劳裂纹的主要原因之一, 辐板孔边应力集中也容易产生疲劳裂纹。由于直辐板车轮形状不合理, 在制动热负荷作用下还将产生过大的热应力, 其数值约为机械应力的 $4 \sim 6$ 倍, 是运用中车轮产生热裂的主要原因。针对这些问题, 四方车辆研究所经过分析研究, 并借鉴国外先进经验,

设计了改善车轮应力的辐板形状——S形辐板车轮。见图 1—12。

(一) S形辐板车轮的设计原则

设计 S 形辐板车轮遵循的原则：①新型辐板车轮的结构强度要高于原型辐板车轮，以适应重载、高速运输发展的需要；②能与现有车轮通用、互换；③要具有良好的工艺性；④尽量采用国内外轮轴研究的最新成果。基于以上原则，在确定选型方案时，采用了具有明显经济效益的 LM 型踏面外形，取消了辐板孔。为保证与现有车轮的通用和互换，在车轮主要关系尺寸保持不变的前提下，把型式尺寸改进的重点集中于选择合理形状的辐板和适当减薄轮毂壁厚两个方面。经过计算和论证分析，获得了最佳辐板形状的设计方案，并依此设计了 S 形辐板车轮。

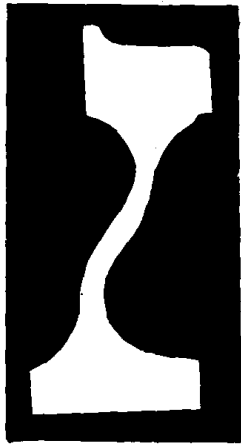


图 1 12 S形辐板车轮

(二) S形辐板车轮的特点

1. 辐板形状合理

- (1) 辐板为 S 形，全部用圆弧连接；
- (2) 取消了辐板孔；
- (3) 轮辋外侧设有卡紧台；
- (4) 采用 LM 型踏面；
- (5) 适当减薄轮毂壁厚。

2. 消除了应力集中现象

(1) 应力分布合理。在所有工况下，S 形辐板车轮的应力都在屈服极限以下，应力集中现象明显减少，而原型车轮的最大应力已超过屈服极限。由于取消了辐板孔，消除了孔边应力集中带来的种种隐患。

(2) 车轮热应力明显降低。由于辐板呈 S 型，减少了对轮辋的约束，在热负荷作用下，其热应力明显降低。如客车 C 型 S 形辐板车轮 (C_s 型) 比 C 型直辐板车轮 (原型) 热应力降低 37%；客车 D 型 S 形辐板车轮 (D_s 型) 比 D 型直辐板车轮 (原型) 热应力降低 27%；货车 D 型 S 形辐板车轮 (D_s 型) 比 D 型直辐板车轮 (原型) 在磨耗到限时热应力可降低 21%。充分反映出 S 形辐板车轮在改善热应力方面的效果。

(3) 可以比原型车轮承受更大的制动热负荷。以客车车轮为例，计算表明，在制动功率 26.1kW、连续 20min100%输入车轮的工况下，客车 C_s 形辐板车轮热应力 $\sigma_T=420\text{MPa}$ ，而原型 C 轮在 20.88kW 工况下 σ_T 即达 480MPa。这说明在大制动功率条件下，S 形辐板车轮具有比原型车轮更大的结构强度。

3. 车轮变形值发生了变化

车轮在热负荷和机械负荷作用下，将产生周向、轴向和径向的弹性变形，其中以径向和轴向变形对车轮的安全性和强度关系最大，表 1—1 是 S 形车轮与原型车轮轴向和径向的弹性变形值。

由表 1—1 可知，客货车 S 形辐板车轮与原型相比，其轴向变形有所减少，径向变形有所增加。轴向变形减少将提高运行安全性，径向变形增加将有利于改善辐板对轮辋的约束，既

可改善车轮热应力的分布，又可改善轮轨作用力及热处理后的残余应力，提高车轮的结构强度。

客货车 S 形车轮与原型车轮最大变形值对比 (mm) 表 1—1

变 形 值	轮别	客 车 车 轮				货 车 车 轮				备 注
	轮型	C	C _s	C _磨	C _{s磨}	D	D _s	D _磨	D _{s磨}	工 况
轴 向		2.94	2.2	4.35	3.34	2.23	1.89	3.43	2.82	R+Z+T
径 向		-0.182	-0.18	-0.28	-0.327	-0.204	-0.236	-0.404	-0.47	R

- C——客车 C 型直辐板车轮；

C_s——客车 C 型 S 形辐板车轮；

C_磨——客车 C 型直辐板轮辋磨耗到限车轮；

C_{s磨}——客车 C 型 S 形辐板轮辋磨耗到限车轮；

D——货车 D 型直辐板车轮；

D_s——货车 D 型 S 形辐板车轮；
- D_磨——货车 D 型直辐板轮辋磨耗到限车轮；

D_{s磨}——货车 D 型 S 形辐板轮辋磨耗到限车轮；

R——径向负荷；

Z——轴向负荷；

T——热负荷。

4. 轮毂壁厚减薄

S 形辐板车轮在保证压装强度的前提下，适当减薄轮毂壁厚度，具有实用、经济和节能的优点。计算表明，在同样的过盈量 ($\delta=0.25\text{mm}$) 的情况下，S 形辐板车轮轮毂最小厚度可为 30mm，并且轮轴组装后，在车轴上产生的拉伸应力小于原型轮 (S 形为 41.69MPa，原型为 46.53MPa)。

(三) S 形辐板车轮的试验

1987 年四方车辆研究所同马鞍山钢铁公司一起进行了客车 $\phi 915D_s$ 型车轮的试制，同时对 $\phi 915D_s$ 型车轮进行了一系列的性能试验和运用考验。从理化性能及落锤试验、残余应力试验、翘曲变形测定、高低倍检验和 K_{IC} 测定的结果得知，S 形辐板车轮均符合技术条件要求。其中热处理后，车轮翘曲变形减少 50%，明显提高了产品质量，降低了成本。在抗冲击韧性、抗热裂、抗疲劳裂损能力和轮辋周向残余压应力等方面，S 形辐板车轮优于原型车轮。经过车轮静强度和动应力试验，S 形辐板车轮也都优于原型车轮，如表 1—2 和图 1—13 及图 1—14 所示。

S 形车轮与原型车轮最大应力对比 (单位: MPa) 表 1—2

轮 型	应 力	垂直载荷 180kN (0°面)		横向载荷 90kN (0°面)	
		辐 板 内 侧	辐 板 外 侧	辐 板 内 侧	辐 板 外 侧
S 形	σ_r	$\sigma_{r13}=84.7$	$\sigma_{r3}=-93.7$	$\sigma_{r13}=173.7$	$\sigma_{r3}=-93.9$
	σ_θ	$\sigma_{\theta13}=55.0$	$\sigma_{\theta3}=-21$	$\sigma_{\theta13}=82.4$	$\sigma_{\theta3}=-28.4$
原 型	σ_r	$\sigma_{r13}=84.9$	$\sigma_{r3}=-113.7$	$\sigma_{r13}=227.6$	$\sigma_{r3}=-160$
	σ_θ	$\sigma_{\theta13}=58.0$	$\sigma_{\theta3}=-21$	$\sigma_{\theta13}=114$	$\sigma_{\theta3}=-49$

σ_r ——径向应力； σ_θ ——周向应力。