

牵 引 传 动 装 置

柳 宇 刚 编 著
顾 振 国

中 国 铁 道 出 版 社

前 言

牵引传动装置是铁道机车、动车以及一切其他牵引和运载车辆动力的传递装置。二十世纪五十年代以来，世界各国特别是技术先进国家铁路运量迅速增加，机车、动车的功率日益增大，运行速度不断提高。各种结构的牵引传动装置竞相问世，经过试验和运用，已日臻完善和成熟。我国自1957年开始铁路牵引动力现代化改革以来，各主要干线逐步实现了内燃化，若干运量大的线路和地形困难的区段实现了电气化。在这些线路上使用的电力机车和电传动内燃机车几乎都是单一的半悬挂牵引传动装置。近若干年来，由于运量和运速日益提高，我国的电力牵引已开始从山区延伸到平原直至海边。形势的发展要求有各种相应结构和用途的机车、动车，如满足快速客运要求的高速客运机车、牵引直达货列的大功率货运机车、一般货运机车、低速大功率工矿机车、近郊高速动车等，以满足运输的需求。这些机车、动车所装用的牵引传动装置不尽相同，各有特点。换句话说，牵引传动装置的结构和型式同机车、动车的用途和运行速度密切相关。研制各种结构和型式的牵引传动装置已迫在眉睫。为此，我们试图将多年来收集和掌握的情况和资料，结合工作实践的体会汇集成册，供同行们参考。

本书想借助介绍技术先进国家牵引传动装置的发展，各国现用的典型结构及其作用原理，设计计算和试验使用等情况，以期对创造和设计出适合我国国情的各种牵引传动装置有所帮助。若能如愿以偿，十分欣慰。

本书中所推荐的牵引齿轮强度计算方法是我们多年来从事电力机车牵引齿轮设计试验研究工作所沿用的，意欲为确立我国铁道机车动车牵引传动齿轮的设计计算方法起个抛砖引玉的作用。

憾于水平不高，恳请读者和同行们指出谬误之处，并予以指正。

作 者 1983年11月

内 容 简 介

全书共六章，分别介绍电力机车、电传动内燃机车和动车牵引传动装置的类型及结构特性；牵引传动装置的设计；牵引齿轮的几何计算和强度计算；牵引齿轮设计计算新方法以及提高牵引齿轮承载能力和使用寿命的途径等。

牵 引 传 动 装 置

柳宇刚 编著
顾振国

中国铁道出版社出版
责任编辑 张贵珍 封面设计 夏云
新华书店北京发行所发行
各地新华书店经售
中国铁道出版社印刷厂印

开本：787×1092毫米 1/32 印张：10.5 字数：256千

1985年8月 第1版 第1次印刷

印数：0001—5,000册 定价：1.90元

目 录

75
36
450
225
220

绪 论..... 1

第一章 牵引传动装置的结构特性..... 5

 一、牵引传动装置的作用及其要求..... 5

 二、牵引传动装置的分类..... 7

 三、轴支承式牵引电动机传动装置..... 9

 四、弹性轴支承式牵引电动机传动装置.....17

 五、架支承式牵引电动机传动装置.....20

第二章 牵引传动装置的设计计算.....37

 一、牵引传动装置的设计计算.....37

 二、传动装置橡胶元件的设计计算.....44

 三、弹性齿轮的设计计算.....49

第三章 牵引齿轮的几何计算.....57

 一、主要代号及其意义.....57

 二、牵引齿轮的原始齿廓.....58

 三、牵引齿轮主要参数的选择.....60

 四、牵引齿轮的变位.....65

 五、几何计算公式.....72

 六、啮合质量验算.....74

 七、计量用几何尺寸.....81

第四章 牵引齿轮的强度计算.....85

 一、牵引齿轮的材料、制造工艺和加工精度.....85

 二、牵引齿轮的负荷.....97

 三、牵引齿轮的许用应力106

 四、牵引齿轮的接触强度109

 五、牵引齿轮的弯曲强度119

 六、牵引齿轮的其他失效类型127

第五章 牵引齿轮的设计方法131

 一、有限元素法在齿轮设计中的应用131

 二、牵引齿轮的断裂强度134

 三、牵引齿轮的优化设计136

第六章 牵引齿轮可靠性的提高140

 一、评价牵引齿轮可靠性的指标140

 二、提高牵引齿轮可靠性的方法141

 三、牵引齿轮的设计和试验程序158

 参考文献161

绪 论

机车动车的牵引传动装置是一种机械连接和动力传递机构。它包括从牵引电动机到轮对的传动环节中的全部零部件，如减速箱、齿轮副、联轴器、万向轴和弹性元件等。

牵引传动装置发展的历史不太长，只不过80年左右，但是它随着机车动车科学技术的发展而获得了迅速的发展。本世纪初，先在美国后在法国的城市市区电车上，应用了最原始的牵引传动装置——直接式传动装置，即没有传动机构，而将牵引电动机的电枢直接装在电车的动轴上的一种传动装置。这种传动方式有一系列严重的缺点，没有得到广泛应用。几乎是在同一时期，由美国工程师 J. Sprague 于十九世纪八、九十年代设计试制成功的轴支承式牵引电动机传动装置（又称鼻式或电车式牵引电动机传动装置），在干线机车上得到广泛的应用。随着机车动车功率的增大和运行速度的不断提高，传动装置有了新的发展。二十世纪五十年代是传动装置创新的高潮时期，各国相继设计试验了许多种传动形式。架支承式和弹性轴支承式传动装置先后试验成功。传动装置的各个构件及其组合方式亦日趋完善和合理。

自六十年代中期以来，机车动车的运行速度大幅度提高，干线货运机车的结构速度为120~160km/h，干线客运机车的结构速度为160~250km/h（内燃机车最高速度为180km/h），高速动车的结构速度为200~260km/h，个别型号动车已达300km/h。为满足高速运行的经济指标，机车动车的功率也不断增大。三相感应电机在机车上的应用获得成功，使每台牵引电动机的功率由700~800kW增大到1200~1400kW（例如联邦德国的E120型电力机车，其牵引电动机的小时功率达1400kW）。单电机转向架问世后，组合传动的牵引电动机，其功率就更大了，如法国CC21000型电力机车，其牵引电动机的小时功率达3000kW。可见，传动装置为适应机车动车的需要而向高速、大功率发展成为必然的趋势。然而，各国的发展是不同的，差距也较大。下面介绍一些主要国家的情况：

法国 法国是机车动车，特别是电力机车和电动车组较发达的国家之一。四十年代以前，由于机车的结构速度不高（105~115km/h）、牵引电动机采用轴支承式悬挂，传动装置采用刚性或弹性齿轮传动方式，几乎有半个世纪之久。四十年代末期，在动车组Z5100上进行了架支承式和轴支承式牵引电动机传动装置的对比试验。试验结果表明，架支承式牵引电动机传动装置具有许多优点。自此，新造机车动车逐渐改为采用架支承式牵引电动机传动装置。1949年制造了第一批结构速度为160~200km/h的CC7000型电力机车，采用架支承式Alsthom传动装置。综观法国机车，其所采用的架支承式传动装置有两种基型：Alsthom传动装置和Jacquemin传动装置。六十年代中期以前，前者应用得较为广泛。机车的轴功率一般在800kW以内。随着机车功率不断提高，加之Alsthom传动装置在动力学性能方面存在着严重的不足之处，在六十年代中期以后，Jacquemin 传动装置逐渐取代 Alsthom 传动装置而成为更广泛采用的传动方式。其机车轴功率达1000kW以上，如B'B'7200和B'B'22200系列电力机车为1105kW。大致可以说，机车轴功率800kW是应用这两种传动装置的分界线。

1958年单电机转向架问世，它首先被应用在法国和瑞士联合设计制造的BB20103/4型

电力机车和法国BB16500系列电力机车上。前者采用了 Jacquemin 传动装置，而后者采用 Alsthom 传动装置。单电机转向架为组合传动，各轴间采用齿轮耦合。单电机转向架的应用日见增多，法国在这方面积累了许多经验，有较高的技术水平。

七十年代后期，最高速度达260km/h的 TGV 电动车组试制成功。该车采用“Tripod”传动装置，有较高的技术水平。试验时最高速度达到380km/h，为世界铁路上目前最高的运行速度。

联邦德国 联邦德国在机车动车方面也是发展较早较快的国家之一。在前半个世纪内，大多数机车采用连杆式组合传动和弹性主动齿轮结构以及轴支承式牵引电动机传动装置。机车的最高速度为90km/h。五十年代初期，机车结构速度逐渐提高到130~150km/h，开始进行新结构传动装置的尝试。在E44 038机车上进行了轴支承式和弹性轴支承式传动装置的比较试验。同时，试制五台E10系列电力机车，分别装有四种传动装置：架支承式 Alsthom 传动装置、架支承式电机空心轴圆盘式弹性万向联轴节的 BBC 传动装置、扇形橡皮块弹性轴支承式的 Siemens 传动装置和电机空心轴十字形钢片弹性万向联轴节的 S  cheron 传动装置。根据试验结果，决定自1956年起在批量生产的主型电力机车（E10、E40、E41和E50等系列）上采用弹性轴支承式的 Siemens 传动装置。进入六十年代后，机车运行速度进而提高到160 km/h、轴功率增至1090kW。于1962~1965年间制造了两台最高速度达200km/h的E10 299和E10 300 电力机车。它们分别采用Henschel-Alsthom传动装置和 BBC-Siemens 传动装置。1965年，在这两台机车试验的基础上又造了五台 C  C  E03 电力机车，轴功率最大达1508kW，最高速度仍为200km/h。对上述两种传动装置作进一步考验。试验最高速度达到256km/h。试验对 BBC-Siemens 传动装置得出了肯定的结论。并在批量生产机车上采用。1979年试制的 E120 电力机车也采用了相类似的传动装置，区别仅在于扇形橡皮块改用六连杆机构。

到目前为止，联邦德国仅应用 Siemens 和 BBC-Siemens 两种传动装置。机车最高速度在160km/h以内者采用弹性轴支承式的 Siemens 传动装置；大于此速度的机车则采用 BBC-Siemens 传动装置。

英国 六十年代以前的机车动车大多采用轴支承式牵引电机传动装置，单侧直齿弹性齿轮传动。1957年在伦敦——利物浦——格拉斯高间开始实行25kV50Hz交流电气化时，铁路部门向外国订购了第一批100台采用 Alsthom 和 BBC 架支承式传动装置的电力机车。它们的型号分别为81~85型（以前为AL1~AL5型）。机车的结构速度为160km/h。英国人认为，架支承式牵引电动机传动装置结构复杂、费用昂贵、成本高，而历来在许多内燃机车上应用较好的轴支承式牵引电动机传动装置结构简单、维护方便、成本低廉。为了对这两种结构的传动装置作一比较，在这批机车中选了一台机车，改成为轴支承式传动装置，并于1960~1961年间进行了对比试验。试验结果认为：机车在160km/h速度下运行时，轴支承式牵引电机传动装置能够令人满意地工作，只是牵引电机整流子的使用寿命比其他机车的要低得多；牵引电动机的悬挂方式对钢轨动力学应力状态几乎没有影响；高速运行时钢轨没有产生过高的应力。根据这个结论，将1965年订购的100台86型电力机车改为采用轴支承式牵引电机传动装置、弹性从动齿轮和滚动轴承的抱轴承。这批机车的前48台车在实际运行中反映出与上次试验截然相反的结果：在时速超过100km/h运行时，线路上层建筑破坏极为严重、钢轨磨耗异常、机车动力学性能恶化等。于是改变决定，将尚余的52台机车改为电机空心轴结构的架支承式牵引电机传动装置（这52台86型机车的编号为86 501~552）。1969年夏，对改后的一台

机车(E3173)进行了 $25 \times 10^4 \text{ km}$ 的运行试验。试验中最高速度曾达到 200 km/h 。试验表明,机车簧下重量比原来减小 2.6 t ,动载负荷显著减小、运行性能良好,认为这种结构的传动装置可以用于高速机车上。当时已经订购的第三批34台87型电力机车,原设计采用86型001~048号机车的转向架(即轴支承式传动装置),根据这次试验结果决定全部改用电机空心轴的架支承式传动装置。这种传动装置的基本结构同瑞典的ASEA传动装置相同。

日本 二十年代到五十年代中期,机车速度一般都在 90 km/h 以下。机车全都采用轴支承式牵引电动机传动装置(即谓えつりかけ式)。并曾先后用过片簧式和圆簧式以及近年来广泛采用的橡皮弹性元件的弹性从动齿轮。五十年代中期,日本国铁开始研究架支承式传动装置。1957年制造出了第一台装有QD2型架支承式牵引电动机和空心轴传动装置(称谓クイル式)的ED70型电力机车。此后,在五年多的时间内共造了123台装有这种传动装置的七种型号的机车。这些机车在实际运行中出现了极为严重的缺点:由于齿轮箱同大气连通,砂尘侵入,混入润滑油中使齿轮轮齿磨损异常,轴系产生激振,引起各部尤其是牵引电动机频繁发生故障。更主要的是这种结构的传动装置,其固有频率同机车常用速度($40 \sim 55 \text{ km/h}$)下的迫振频率极为接近,引起共振。这是无法补救的致命弱点。因此,自1962年起停止应用这种QD2型传动装置,仍改回采用つりかけ式传动装置。与此同时,转向研究和试制数种形式的传动装置,如ED7145型机车、EF66型机车装有弹性轴支承式传动装置(称谓つりかけクイル式)、原来装QD2型传动装置的ED71机车之一改装QD11型传动装置(同Alsthom传动装置相似)、EF80型机车装了QD9型传动装置(同Jacquemin传动装置相似)、还有两种型式的单电机转向架机车(EF30和EF80)等,欲对这些传动装置作长期实际运用考验后择优选用。据近年来试用结果,有采用弹性轴支承式传动装置的趋向。七十年代初,东海道新干线的电动车组采用了平行カルダン式传动装置,试运速度达 286 km/h ,为动车的传动装置提供了样机。

瑞典 目前,各国采用的电机空心轴传动装置中以瑞典的ASEA传动装置为典型。他们始终在这种传动装置上研究试验和改进,因此有较高的水平。1955年生产第一台R型电力机车以来,这种传动装置所传递的轴功率已由 662 kW 提高到超过 1000 kW ,机车的结构速度最高为 160 km/h 。近年来,采用这种形式传动装置的国家日益增多。

瑞士 瑞士铁路已全部实现了电气化。他们的电力机车动车采用过三种传动装置:轴支承式——装有片簧式和圆簧式弹性大齿轮、布赫利和BBC-SLM架支承式。六十年代以来,瑞士生产的电力机车几乎全都采用BBC-SLM传动装置。

美国 数十年来,美国一直采用轴支承式牵引电动机传动装置,近者如1964年制造的约 4000 kW 的Centary 855-A型内燃机车,结构速度为 112 km/h ,1969年制造的 4800 kW 的DD-40X型内燃机车,结构速度为 145 km/h 和1975年制造的 4410 kW 的E60CP型电力机车,结构速度为 193 km/h 等。早在二十年代,西屋公司就设计制造出了圆簧式弹性齿轮,用于轴支承式牵引电动机的直流电力机车上。日本的圆簧式弹性齿轮和苏联的片簧式弹性牵引齿轮最初均引自美国。1976年GM公司与瑞典ASEA公司合作,制造了GM10B型交流电力机车,机车功率为 7350 kW ,结构速度为 112 km/h 。在这机车上首次采用了架支承式牵引电动机,其传动装置为瑞典的ASEA电机空心轴传动装置。

苏联 苏联铁路发展内燃和电力牵引至今约五、六十年。机车运行速度不高,以货运为主。机车的结构速度在 100 km/h 左右。机车上采用的牵引电动机传动装置,大多为轴支承式。六十年代才开始设计制造采用架支承式牵引电动机传动装置的干线客运内燃和电力机车。

动车，这时，机车的结构速度提高到160km/h。七十年代，采用架支承式牵引电动机传动装置的内燃和电力机车动车逐渐增多。1975年试制了3000kW的TЭΠ70型客运内燃机车，结构速度为160km/h，采用同法国Alsthom相类似的传动装置（苏联称为X3ΓM传动装置）。随后，直流六轴BJI23型和八轴交流BJI83型单电机转向架电力机车相继问世。近年来，为了进一步提高电力牵引的效果，设计试制了交流干线货运八轴BJI84型和BJI85型电力机车。据称它们将成为近10~15年内生产的电力机车机械部分的基型。前者采用了类似联邦德国BBC-Siemens传动装置的双空心轴结构的传动装置。其连接元件有两种方案：连杆联接器和橡皮圆环形联接器。

苏联各机车动车上所采用的轴支承式传动装置，一般来说，单边直齿齿轮传动采用弹性结构的从动齿轮；而双边斜齿齿轮传动采用刚性从动齿轮。六十年代初曾在BJI60型801号电力机车和TЭ3型内燃机车上试装了诺维柯夫圆弧点啮合人字齿轮。当时，其动向颇引人注目。但是，至今未曾公开发表试用结果，亦未见推广使用。

捷克斯洛伐克 捷克斯洛伐克唯一生产机车的专业工厂为Škoda工厂，1859年开始筹建，1927年开始制造直流电力机车。1948年着手生产工矿电力机车。五十年代开始逐渐转入专门制造客运电力机车。1957年起向苏联提供批量较大的最高运行速度在120km/h以上的客运电力机车。货运和工矿机车，一般都采用轴支承式牵引电动机的传动装置。而在客运机车上从一开始就采用架支承式牵引电动机传动装置。在早期制造的客运机车上主要采用Sècheron传动装置。随着客运量的增加、列车重量的增大和技术运行速度的提高，要求设计制造大功率高速电力机车。在Sècheron传动装置的制造和运用经验基础上该厂设计研制了ŠKD电机空心轴万向节传动装置。于六十年代初成功地用于为苏联制造的ЧC3型和ЧC2型电力机车上。迄今约有10000台这种结构的牵引电动机在运用。运用情况表明，ŠKD传动装置具有相当高的可靠性。

第一章 牵引传动装置的结构特性

一、牵引传动装置的作用及其要求

铁路机车动车上用的牵引传动装置是将牵引电动机所产生的旋转力矩传递给轮对的一种机械连接装置。当机车动车在不平顺的线路上运行时或通过道岔时，在簧下部分的轮对和簧上部分的构架之间产生各个方向的相对运动。这些相对运动相应地影响到牵引传动装置。因此，牵引传动装置除了传递旋转力矩之外，还必须能平行移动、能作多方向的角位移，即万向节运动以及能允许轮对作横向移动。在一般情况下，牵引电动机电枢轴和车轴间的垂向相对位移应控制在 $\pm 35\text{mm}$ 范围之内。

随着机车动车运行速度的提高，对牵引传动装置所应该具有的动力特性的要求亦愈高。近代高速机车动车往往都以考虑牵引传动装置动力作用的影响为主要因素。对于一种能适应运行速度范围较广且又具有较好运行性能的牵引传动装置必须满足下列要求。然而，在实践中往往不可能同时满足全部要求，只能根据具体情况按主次取舍之。

(一) 静力学要求

1. 对轮对的垂向运动没有内阻力，即对轴箱弹簧装置——一系弹簧悬挂装置的影响应尽量小。

轮对通过一系弹簧悬挂装置和轴箱定位活节连接装置同转向架构架呈弹性连接。作用在轮对上的各种力都经过这些装置直接传递给转向架构架。假如牵引传动装置对轴箱弹簧有垂向内阻力存在，那么，作用在轮对上的各种力，有一部分将按牵引传动装置和一系弹簧悬挂装置两者弹性常数的比例关系由传动装置传递。换句话说，就是牵引传动装置参与了一系弹簧悬挂装置的作用。而后者不再以原设计参数工作。牵引传动装置对垂向弹性若是有影响，则必须减小一系弹簧悬挂装置弹簧的弹性常数，以保证总的弹性常数。

2. 对轮对的横向运动没有内阻力，即对轮对的横向弹性不发生影响或影响尽量地小。

机车动车在线路上运行时，轮对上作用有横向力和横向冲击。为了缓和和减小这冲击和作用力，轮对和构架之间的连接装置应具有一定的横向弹性。假如牵引传动装置对轮对的横向运动有内阻力存在，那么，作用在轮对上的各横向力，有一部分将按它们之间弹性常数的比例关系由牵引传动装置传递。而后者本身也承受这些附加的横向力。所以，在设计牵引传动装置时，应当考虑到轮对的定位、导向和弹性都仅只由轴箱弹簧装置和轴箱定位活节连接装置来保证。而牵引传动装置尽量不影响或者尽可能小地影响轮对的横向运动。

3. 应能作角位移，即轮对发生弹跳时，牵引电动机电枢轴相对于车轴不应转动。

以轴支承式牵引电动机为例，假设在轮轨间保持粘着的条件下，轮对发生垂直弹跳时，牵引电动机的电枢总是相对车轴而转动。由于电枢质量反抗这个冲击加速度，牵引传动装置各零部件因此而产生附加应力。此外，轴支承式牵引电动机与构架连接的悬挂弹性元件也会部分地参与轴箱弹簧的作用。如果牵引传动装置不能作角位移，牵引电动机产生的旋转力矩将由于车轴的垂向振动和由此产生的电机电枢的加速度作用力而引起不规则的脉动。

(二) 动力学要求

1. 除轮对外, 其他零部件应尽可能都是簧承质量。

机车的非簧承质量越大, 机车通过钢轨接头和道岔时所引起的垂直加速度和垂直冲击力就越大。这冲击力随机车运行速度的提高而急剧增大。高速机车动车特别希望非簧承质量尽可能地小, 以减小轮对的动力作用及其所引起的轴重变化和改善牵引力的传递。

这条要求, 只有采用架支承式牵引电动机的传动装置才能达到。弹性轴支承式牵引电动机是通过弹性元件弹性地支承在车轴上, 其弹簧挠度比轴箱弹簧小得多。所以, 作用在这种电机上的加速度比之轮对有所减小, 但并不能完全消除。轮对上所分担的由牵引电动机重量所产生的垂直加速度仍很可观。这种情况, 使牵引电动机及其传动装置的结构设计复杂化, 特别是高速机车动车尤为突出。

2. 传动元件在发生持续或断续轴位移时不引起外部惯性力, 即不发生不平衡的作用力。

机车的轴重, 是在机车组装和调试完毕后逐个称出的, 并经调整轴箱弹簧达到基本均衡。由于转向架构架、车轴活节式连接装置和电机机座等制造误差、轴箱弹簧调整的误差及其位置的变化等原因, 在机车运行过程中轴位移实际上是连续发生的。例如, 四连杆游动盘传动装置, 由于两倍于轮对频率旋转的连杆游动盘元件在轴位移时造成偏心而产生不平衡力。这不平衡力的大小与连杆游动盘传动装置的结构型式有关。在双边传动结构中, 由于两边都有相应的轴位移, 彼此总是保持持续平衡。但是连杆受空间条件的限制总还是存在着动态不平衡。所以, 实际上是无法平衡的。并且, 传动装置所处的位置总是使牵引电动机机座围绕转向架纵向中心发生倾复的趋势, 促使转向架产生摇摆振动, 此外还使轴重引起增减的变化。这个不平衡力——自由离心力和机车运行速度成平方地增长。传动装置的各个零部件在这一附加不平衡力的作用下, 工作条件恶化, 它们的使用寿命, 必然会受到不良的影响。

3. 传动元件在发生持续或断续轴位移时, 不引起内部惯性力。

如上所述, 连杆传动装置在发生轴位移时轴重发生变化而引起不平衡力。此外, 轮对每转一圈都会引起连杆和平衡元件发生运动而产生附加的内部惯性力。若轮对短时加速度达 $20g$ 左右, 则短时轴位移所产生的不平衡力和内部惯性力将达到极高的瞬时值。因为不平衡力和内部惯性力同机车运行速度的平方成正比地增长, 所以很快就会达到临界状态。采用具有不平衡力和惯性力的传动装置不仅在振动和运行技术方面, 而且在应力和结构方面都将造成很大困难。外部惯性力(不平衡力)与内部惯性力的关系对各种连杆传动装置是不同的, 只能作一个总的评论: 一般在轴位移相同时, 不平衡力较小者, 其内部惯性力就较大。

(三) 其他要求

1. 传动装置应具有旋转弹性

机车起动, 特别是重载起动时, 牵引电动机受有相当大的起动电流; 此外, 还有一个由于交变磁场的感应作用在被电刷短路的电枢绕组中产生短路电流, 引起电刷和换向器间产生附加的接触负载。这起动电流和短路电流较长时间地作用在换向片上, 将引起发热过量而烧损换向片。传动装置具有一定的旋转弹性时, 在轮对尚未转动的情况下, 牵引电动机电枢已转动一个角度。使各换向片只在短时间内负担较大的起动电流和短路电流, 所产生的热量将分布到许多换向片上, 从而保护牵引电动机不致烧损。

机车起动时, 牵引电动机所发挥的旋转力矩存在着较强烈的脉冲, 这会整个系统发生振动。在采用刚性轴支承式传动装置的机车上, 它们直接传至轮对。轮对出现滑动现象, 影响粘着利用, 机车牵引力不能得到充分发挥。具有旋转弹性的传动装置, 由于弹性元件吸收

振动而使粘着的利用获得改善，机车牵引力也将有所提高。

2. 传动元件应无磨损和无需维护

现代技术的发展表明，橡皮元件作为机械零件在使用中无磨损现象，且无需维护。它作为弹性传力元件应用于各种工程机械中，越来越显示出它的优越性，已被广泛采用。同样，橡皮元件在机车动车的牵引传动装置结构中也有广阔的前途。

3. 应允许轮对有足够的横动量

为使机车动车，特别是三轴转向架的机车通过曲线时不致产生过大的导向力和构架力。中间轮对有一定的横向移动量——横动量，使其能在此范围内自由摆动。因此，要求传动装置对此横向位移不产生内阻力，或者尽量减小其影响。一般，在设计时以 $\pm 25\text{mm}$ 作为考虑基础。

二、牵引传动装置的分类

牵引传动装置随同机车动车的不断发展，其结构、型式和种类相当多，它们中有的已为技术实践所不断改进，有的已被淘汰。现代机车动车所采用的牵引传动装置大致可以分为三种类型：

(一) A类——轴支承式牵引电动机传动装置

这类传动装置的特点是：牵引电动机的一侧通过抱轴承非弹性地抱合在车轴上，其另一侧与构架呈弹性连接。就牵引电动机的安装形式，又称为电车式悬挂或抱轴式悬挂，统称半悬挂，简称为半悬挂传动装置。

这类传动装置可设计成双侧齿轮双边传动，如国产韶山1型和3型电力机车；也可设计成单侧齿轮单边传动，如国产东风型内燃机车和韶山2型电力机车以及由法国制造的6Y₂型和6G_F型电力机车。图1—1所示为这类传动装置的示意图。

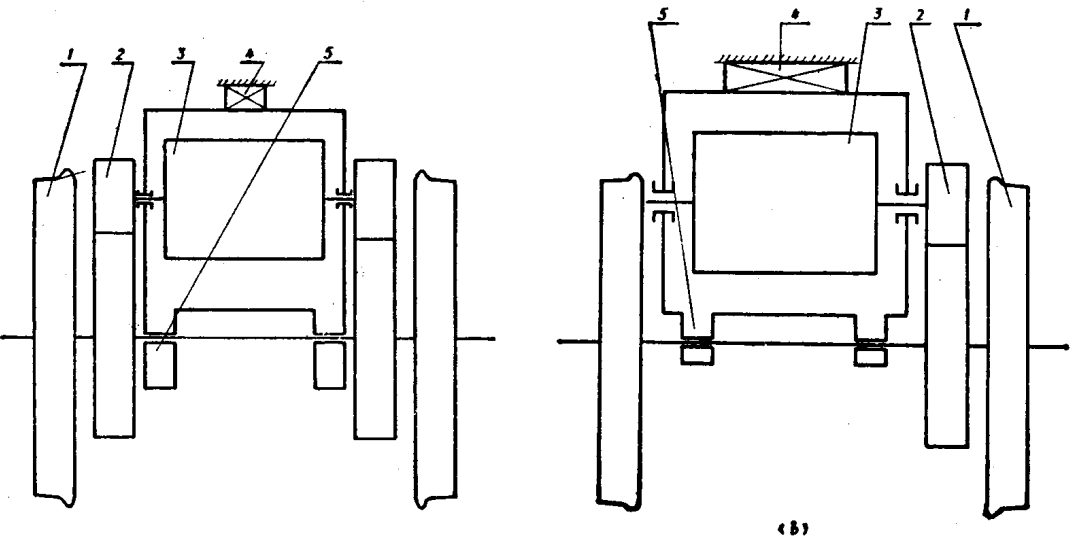


图1—1 轴支承式传动装置示意图

(a) 双侧齿轮双边传动；(b) 单侧齿轮单边传动。

1 —— 轮对；2 —— 齿轮副；3 —— 牵引电动机；4 —— 电机悬挂；5 —— 抱轴承。

(二) B类——弹性轴支承式牵引电动机传动装置

这类传动装置的特点是：牵引电动机的一侧通过空心轴和弹性元件弹性地支承在两个车轮上，但是，它们的弹性远小于轴箱弹簧。其另一侧与构架呈弹性连接。就牵引电动机的安装形式又名为弹性抱轴式悬挂或弹性半悬挂。简称为弹性半悬挂传动装置。

这类传动装置可设计成双侧齿轮双边传动，如联邦德国的 E10、E40和 E50 系列的电力机车，民主德国的 E11 型电力机车；也可设计成单侧齿轮双边传动，如联邦德国的 E41 系列电力机车和日本的 ED7145 电力机车。图 1—2 所示为这类传动装置的示意图。

(三) C类——架支承式牵引电动机传动装置

这类传动装置的特点是：牵引电动机完全座落在转向架构架上，呈刚性连接，简称为全悬挂传动装置。这类传动装置形式繁多，根据其传动元件的布置位置，大致可划分为下列四种：

1. C1类

传动元件几乎只布置在牵引电动机一端的垂直平面内，水平方向的伸展同电机宽度相比很小。弹性元件设置在低速端的从动齿轮和车轮之间，如图 1—3 所示。这种布置形式的结构可设计成单侧齿轮单边或双边传动，如法国 C'C'40100 系列电力机车采用的 Alsthom 四连杆游动盘传动装置、意大利 E444、E656 等系列电力机车采用的类似 Alsthom 的连杆传动装置以及瑞士各型电力机车采用的 BBC-SLM 传动装置；也可设计成双侧齿轮双边传动，如联邦德国 E10 299 电力机车采用的 Henschel-Alsthom 传动装置。

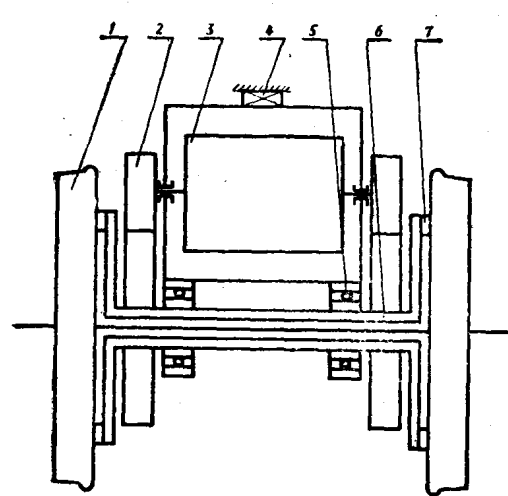


图 1—2 弹性轴支承式传动装置示意图

- 1 — 轮对； 2 — 齿轮副； 3 — 牵引电动机；
4 — 电机悬挂； 5 — 抱轴承； 6 — 空心轴；
7 — 弹性连接元件。

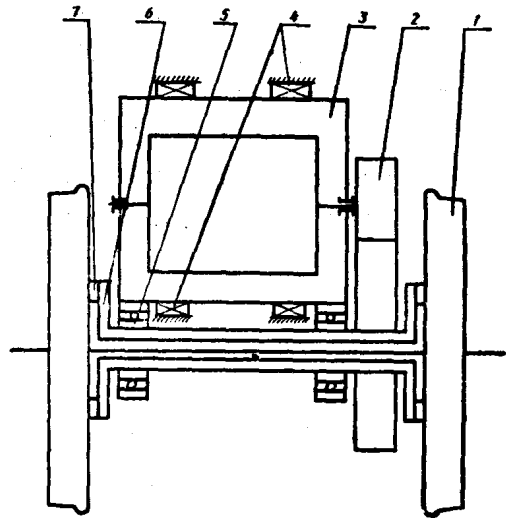


图 1—3 C1类传动装置示意图

- 1 — 轮对； 2 — 齿轮副； 3 — 牵引电动机；
4 — 电机悬挂； 5 — 抱轴承； 6 — 空心轴；
7 — 弹性连接元件。

2. C2类

传动元件布置在牵引电动机一侧的垂直平面内之外，还在水平方向伸展至电机的另一侧。弹性元件设置在高速端的电机电枢轴和主动齿轮之间。传动齿轮和齿轮箱重量的 $1/3 \sim 1/2$ 支承在车轴上。为了节省空间位置，电机的电枢轴往往做成空心的，传动元件从中穿过连接电枢轴和主动齿轮，如图 1—4 所示意。这种布置形式的结构只能设计成单侧齿轮单边传动。目前，用得较多的一种典型结构为瑞典的 Rb 和 Rc 系列电力机车采用的 ASEA 电机空心轴传动装置。此外，还有较早就用于动车上的瑞士 BBC、Sècheron 和捷克的 ŠKD 传动装置。

3. C3类

传动元件布置在牵引电动机一侧的垂直平面内之外，还在水平方向从轮对的一侧伸展至另一侧。弹性元件设置在从动齿轮与空心轴以及空心轴与车轮之间。为了节省空间位置，水平方向伸展的元件采用空心轴结构，它套装在车轴的外面，如图1—5所示意。这种布置形式的结构也只能设计成单侧齿轮单边（齿轮的另一边）传动，如法国已广泛应用的Jacquemint万向节空心轴传动装置和联邦德国E03系列和E10 300电力机车采用的BBC-Siemens传动装置。

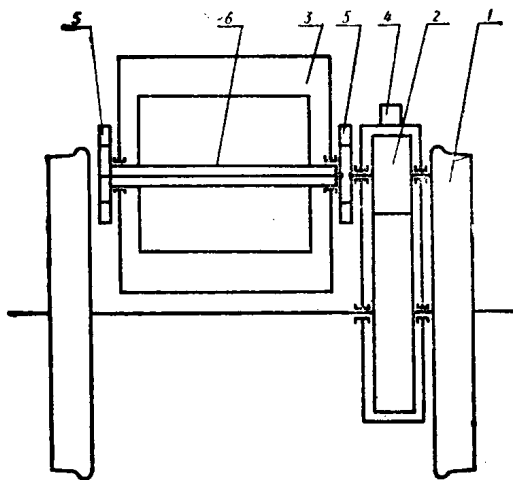


图1—4 C2类传动装置示意图

- 1 —— 轮对； 2 —— 齿轮副； 3 —— 牵引电动机；
4 —— 齿轮箱吊杆； 5 —— 弹性连接元件；
6 —— 空心轴。

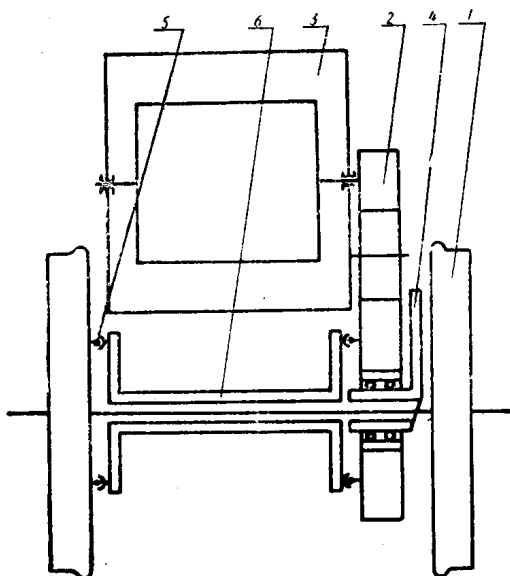


图1—5 C3类传动装置示意图

- 1 —— 轮对； 2 —— 齿轮副； 3 —— 牵引电动机；
4 —— 大齿轮座； 5 —— 弹性连接元件； 6 —— 空心轴。

4. C4类

传动元件布置在牵引电动机的一侧。因此，只能设计成单侧减速箱单边传动。它们大多用于高速动车上，如法国的TGV动车、英国的APT-P动车等。其主要特点是牵引电动机大多装在车体底架上，弹性元件多用万向轴来代替。

三、轴支承式牵引电动机传动装置

轴支承式牵引电动机传动装置又称半悬挂传动装置。这种传动装置早在十九世纪末二十世纪初就应用于市区电车上，故有电车式悬挂之称。后来陆续推广用于动车和机车上。由于其结构简单、制造容易、成本低廉和维修方便等优点，几十年来一直沿用至今。五十年代可以说达到了全盛时期。此后，随着机车动车运行速度的提高，这种传动装置不再适应要求，而改用弹性轴支承式和架支承式传动装置。一般，机车动车的结构速度在120km/h以内者，绝大多数都采用这种传动装置。

（一）轴支承式传动装置的结构和分类

半悬挂传动装置，如前所述，其牵引电动机一端通过电机悬挂装置弹性地悬吊在转向架构架的横梁上。电机悬挂装置允许牵引电动机作纵向和横向摆动。电机的另一端通过抱轴承

刚性地支持在车轴上。抱轴承可以是滑动的，也可以是滚动的。牵引电动机所发挥的转矩经齿轮副传递到轮对上。这种传动装置可依机车动车总的要求和转向架的结构而设计成单侧齿轮单边传动或者是双侧齿轮双边传动。

1. 双边传动

采用双侧齿轮双边传动时，齿轮副一般设计成大螺旋角的斜齿圆柱齿轮。它们被分装在牵引电动机的两侧，形成一组分开装置的人字齿轮副。这种结构的齿轮可设计成弹性的，如联邦德国为苏联制造的K型电力机车；而多数设计成刚性的，如国产的韶山1型和韶山3型电力机车(图1—6)、苏联的BJI60系列交流电力机车以及BJI22^M和BJI8型直流电力机车。后两型直流电力机车在五十年代开始生产的头几批机车上采用了双侧弹性直齿圆柱齿轮。由于其结构复杂、加工繁琐、装配精度要求高等原因而被舍去。

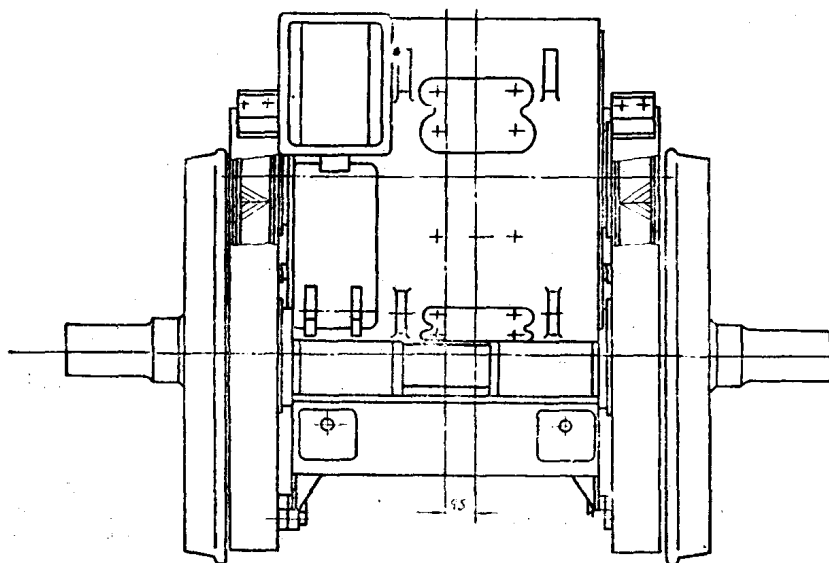


图1—6 韶山1和3型电力机车双边传动装置

双边传动结构，由于同时有两对齿轮参与工作，故可传递较大的旋转力矩。但也因此而多占用了轮对内侧间有限的轴向空间。从而限制了牵引电动机的尺寸，影响其额定功率的提高。此外，为了保证两侧齿轮能同步工作，要求齿轮副有较高的装配精度。韶山1型电力机车两侧从动齿轮套装后相应两齿同一齿面的相位差不得超过 $4'$ ，并对相关零件的相应尺寸有较高的精度要求。这都给加工和装配、拆检和维修等工作增加一定困难。迄今为止，世界上装有半悬挂传动装置的机车动车中采用双边传动结构者除上述例举之外为数极少，而更多的是采用单侧齿轮单边传动。

2. 单边传动

在装有半悬挂传动装置的机车动车上采用单侧齿轮单边传动结构时，几乎无例外地都采用直齿圆柱齿轮。齿轮副安装在牵引电动机的一侧。齿轮可设计成刚性结构的，如东风型内燃机车(图1—7)；然而，更广泛的是采用弹性结构的，以使轮齿不直接承受来自线路的冲击和避免将这冲击传给牵引电动机。在一对牵引齿轮副中，通常把从动齿轮设计成带有弹性元件的弹性结构。弹性元件设置在齿圈和齿轮心之间。一般情况下，单轴电机功率在400kW以下者采用刚性传动结构；400kW以上者采用弹性结构。

单边传动结构，由于少了一对齿轮，轮对内侧轴向空间比双边传动稍大些。在保证牵引

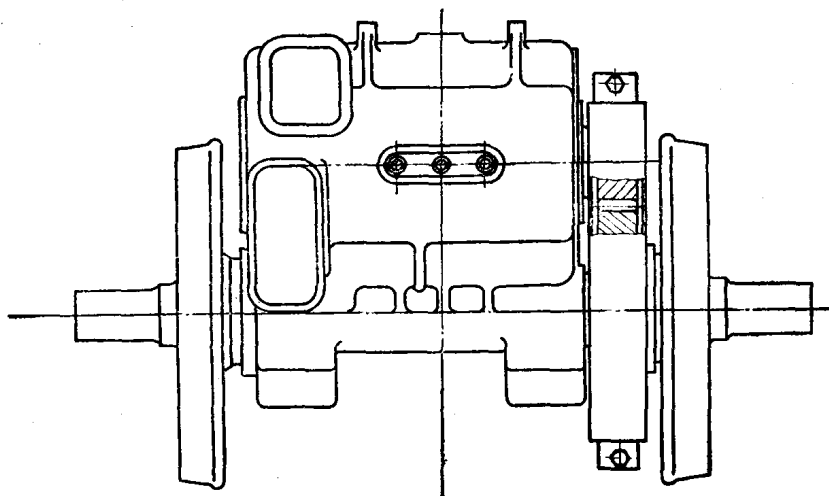


图 1—7 东风₄型内燃机车单边刚性齿轮传动装置

齿轮的强度和使用寿命的前提下，可装置功率较大的牵引电动机。现今，电传动机车单轴电动机功率已达 1000kW。这种结构相对双边传动还有簧下重量略轻，加工和组装工艺较简单等优点。在机车运行过程中牵引电动机抱轴承所承受的载荷是不均匀的，牵引齿轮对抱轴承间隙的变化较敏感。由于抱轴承间隙、车轴受载后变形和悬臂装置主动齿轮的电枢轴受牵引力后发生变形等影响，牵引齿轮副沿齿长方向发生偏载和端部啮合，齿轮使用寿命大为缩短。为此，必须采取适当措施，如齿向修正即鼓形齿或斜边齿、抱轴承用滚动轴承等，使齿轮副保持有一定的啮合区和确当的啮合位置，以保证齿轮的使用寿命达到设计预期的要求。

（二）轴支承式传动装置的组成

半悬挂传动装置由主动齿轮（小齿轮）、从动齿轮（大齿轮）和齿轮箱等组成。装有轴支承式传动装置的各型机车牵引传动齿轮的主要参数列于表 1—1。

1. 主动齿轮（小齿轮）

主动齿轮，俗称小齿轮，是整体刚性圆柱齿轮。根据结构要求，它可设计成直齿或斜齿齿轮。小齿轮内孔是一个有一定锥度的锥孔，一般取 1:10。它与牵引电动机电枢轴热套相配。为了能够可靠地传递旋转力矩，要求两者配合锥面至少有 75% 的接触面积，且应均匀分布于整个圆锥面上。加热套装小齿轮前必须检查这一要求。热套时小齿轮用油浴法或感应法加热至 160~180℃，然后套装在电枢轴上。齿侧隙在组装电机轮对组件时检查。在双边斜齿轮传动装置中，小齿轮用工艺轮对套装，以控制侧隙。要求两边齿轮侧隙之差不大于 0.2mm。

小齿轮套装后在端部装以挡板，并用三个 M20 螺栓紧固，有些机车还外加键加固之。为了便于拆卸小齿轮，在牵引电动机电枢轴上旋有一条油沟。在沟内沿径向钻一个小孔与轴端螺孔之一相通。退卸小齿轮时，将专用油泵旋装在该螺孔上，油泵加压使小齿轮自动退下。这样，可以防止电枢轴和齿轮孔拉伤。

2. 从动齿轮（大齿轮）

从动齿轮，俗称大齿轮，由齿圈和齿轮心组成。部分刚性传动的大齿轮，两者做成一个整体。齿轮心用优质碳素钢铸成，与齿圈组装后用热套或压装在车轮轮心的轮毂上或车轴上。双边传动的大齿轮压装时还应保证两边齿轮轮齿的相对位置，以使两对齿轮同步啮合。为了便于退卸齿轮心和避免退齿轮心时拉伤配合表面，在齿轮心内孔旋有油槽。在其轮毂上设

表 1—1

各型机车轴式牵引电动机齿轮传动装置的主要参数

机车型号	制造国家	机车功率 (kW)	结构 速度 (km/h)	牵引电动机 功率 (kW)	传动方式	齿数 (mm)	传动比	刀具 压力角	变位系数	中心距 (mm)	齿宽 (mm)	注
东风	中国	1323	100	204	单边刚性直齿	10	75/17=4.41	20°	$\xi_1 = +0.505$ $\xi_2 = +0.437$ $\xi_3 = +0.505$ $\xi_4 = +0.437$ $\xi_5 = +0.571$ $\xi_6 = +0.6$ $\xi_7 = +0.487$ $\xi_8 = +0.11$ $\xi_9 = +0.3645$ $\xi_{10} = +0.25$ $\xi_{11} = +0.524$ $\xi_{12} = +0.4$ $\xi_{13} = +0.3645$ $\xi_{14} = +0.25$ $\xi_{15} = -0.433$ $\xi_{16} = +0.1$ $\xi_{17} = +0.3973$ $\xi_{18} = +0.433$ $\xi_{19} = -0.433$ $\xi_{20} = +0.5886$ $\xi_{21} = -0.3333$	468.8	140	客运
东风 ₁	中国	1323	120	204	单边刚性直齿	10	75/21=3.57	20°			140	
东风 ₂	中国	2940	120	410	单边刚性直齿	12	80/16=3.57	20°			140	
	中国	2940	100	410	单边刚性直齿	12	63/14=4.5	20°			140	货运
韶山1	中国	3960	100	650	双边刚性斜齿	10/11	88/19=4.63	20°		595.04	100	$\beta = 24^\circ 37' 12''$
韶山2	中国	4800	100	800	单边弹性直齿	12	75/17=4.41	20°		562.4	120	
韶山3	中国	4800	100	800	双边刚性斜齿	10/11	87/20=4.35	20°		595.04	100	$\beta = 24^\circ 37' 12''$
6Y ₁	法国	4620	100	790	单边弹性直齿	12.7	71/16=4.44	20°		552.45	120	
6G ₁	法国	5640	112	940	单边弹性直齿	13	67/17=3.94	20°		552.45	120	
Φ	法国	4620	100	790	单边弹性直齿	12.7	71/16=4.44	20°		552.45	120	
ED75	日本	1900	100	475	单边弹性直齿	12	71/16=4.44	20°	角度变位	598	120	$\beta = 21^\circ$
86	英国	2670	160	670	单边弹性直齿	12/12.85	79/18=4.39	20°		468.8		
Kestrel	英国	2940	180	380	单边弹性直齿	11	65/22=2.95	20°				
U50	美国	3675	120	736	单边刚性直齿	11	69/19=3.16	20°				
DD40X	美国	4850	145	550	单边刚性直齿	10	81/22=3.68	20°				
GM6C	美国	4200	113	700	单边刚性直齿	10	62/15=4.13	20°				
E60CP	美国	7460	193	780	双边弹性斜齿	12/12.85	76/18=4.22	20°				
K	联邦德国	4820	100	825	双边弹性斜齿	12/12.85	79/18=4.39	20°				
T93	苏联	2 × 1470	100	206	单边刚性直齿	10	75/17=4.41	20°				
2T910H	苏联	2 × 2205	100	305	单边刚性直齿	11	68/15=4.53	20°				
M62	苏联	1470	100	192	单边刚性直齿	11	68/15=4.53	20°				
2T9116	苏联	2 × 2205	100	192	单边弹性直齿	11	75/17=4.41	20°				
BJ61	苏联	2460	85	425	双边弹性斜齿	10	4.45	20°				
BJ8	苏联	4086	100	525	双边刚性斜齿	10/11	82/21=3.9	20°	$\xi_1 = +0.345$ $\xi_2 = -0.345$ $\xi_3 = +0.35$ $\xi_4 = -0.35$ $\xi_5 = +0.558$ $\xi_6 = +1.0$ $\xi_7 = +0.318$ $\xi_8 = +0.1$ $\xi_9 = +0.462$ $\xi_{10} = +0.1$ 高度变位	591.5	100	$\beta = 24^\circ 37' 12''$
BJ22 ^M	苏联	2340	75	390	双边刚性斜齿	10/10.9	82/18=4.55	20°		545	100	$\beta = 23^\circ 26' 48''$
BJ60 ^K	苏联	4140	100	690	双边刚性斜齿	10/11	88/23=3.83	20°		617.5	100	$\beta = 24^\circ 37' 12''$
BJ80 ^K	苏联	2 × 3160	110	790	双边刚性斜齿	10/11	88/21=4.19	20°		604	100	$\beta = 24^\circ 37' 12''$
BJ80 ^F	苏联	6308	110	788	双边刚性斜齿	10/11	88/21=4.19	20°		600	100	$\beta = 24^\circ 37' 12''$
C _N	意大利				双边弹性直齿	10.275	89/20=4.49	18.5°			130	