



数据加载失败，请稍后重试！

高等学校教学参考书

电 传 动 机 车 转 向 架 结 构 与 原 理

(下 册)

卡尔·萨克斯 著

孙 翔 译

李富达 校

中国铁道出版社

1988年·北京

内 容 简 介

本书介绍了电传动机车转向架的结构与原理,对轴重转移、曲线通过、轮轨相互作用等问题作了深入、细致的论述,并附有各种结构实例,对我国当前“重载列车”研究课题具有重要参考价值,是一部在联邦德国机车工程界影响很大、内容丰富的专著。可供从事内燃、电力机车设计、运用、研究的工程技术人员及有关专业师生学习参考。

全书分上、下两册。本书为下册,内容包括驱动装置、车体与转向架间的联接装置、减振器、基础制动装置、辅助装置及转向架的结构型式等。

本书节译自
Elektrische Triebfahrzeuge
Karl Sachs
1973 by Springer-Verlag

• * * * *

高等学校教学参考书

电 传 动 机 车

转向架结构与原理

(下 册)

卡尔·萨克斯著

孙翔 译 李富达 校

中国铁道出版社出版、发行

责任编辑 马时亮 封面设计 安松

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 印张: 15.5 插页: 5 字数: 290 千

1988年9月 第1版 第1次印刷

印数: 0001—1500册 定价: 3.75元

目 录

第六章 驱动装置	1
§ 6.1 概 述	1
§ 6.2 驱动装置中使用的齿轮	3
§ 6.3 轴悬式电动机驱动	18
§ 6.4 弹性轴悬式电动机驱动 (悬浮式电动机驱动)	38
§ 6.5 架悬式电动机驱动	46
第七章 车体与转向架间的联接装置及减振器	96
§ 7.1 中 心 销	96
§ 7.2 旁 承	101
§ 7.3 空气弹簧	110
§ 7.4 阻尼装置	115
第八章 基础制动装置	121
第九章 辅助装置	149
§ 9.1 撒砂装置	149
§ 9.2 轮缘润滑装置	154
§ 9.3 防滑装置	161
§ 9.4 空转制动	170
第十章 转向架的结构型式	179
§ 10.1 二轴转向架	179
§ 10.2 三轴转向架	227
附 图	书末

第六章 驱动装置⁽¹⁾

§ 6.1 概 述

在电驱动机车的机械设备中，将扭矩由电动机轴传给动轴的机构（或这些机构的总和）称为驱动装置。

可以按照不同的观点对现有的各种驱动装置进行分类，其中最方便的是根据电动机驱动动轴时是否通过中间齿轮变速机构来分类。第一种是不采用中间齿轮变速机构，电动机发出的力矩必须与作用于动轴的扭矩相等；第二种是采用中间齿轮变速机构，这时只需产生较小的扭矩，该扭矩再通过中间齿轮变速机构转变为动轴的转矩，也就是说必须经过变速。第一种情况使用低转速电动机，第二种情况可以使用高转速电动机。因此电动机外形尺寸的差别很大，对机车的整个结构有很大影响。

两种驱动装置中的每一种又可以按是否使用连杆进行区分，因此可以对所有的驱动装置按如下方法分类。

不采用中间齿轮变速机构的驱动装置

(a) 不使用连杆，

(b) 使用连杆。

采用中间齿轮变速机构的驱动装置

(a) 不使用连杆，

(b) 使用连杆。

不采用中间齿轮变速机构的驱动装置已经成为历史。在这种驱动装置中，车轴既可以采用单独驱动，也可以采用成组驱动。采用单独驱动时，电动机的电枢支撑在车轴上或一根包在车轴外面的同心空心轴上，空心轴再通过一组可适应各个方向运动的联轴器与车轴相连。这种驱动型式直接利用电动机的回转运动，是一种单轴的驱动装置，即每一轮对上都布置着各自的电动机。电动机的功率通过轮轨的粘着发挥并受到粘着的限制。机车的总功率分配在几台电动机上，相应的车轴即为动轴。采用成组驱动时，机车上只有少量（一台或两台）功率较大的电动机，扭矩通过压在轴端的曲柄及与其相连的斜拉杆（数量不一）经由一根或几根中间轴（特殊情况下也可以不采用中间轴）传给动轮，各动轮则由水平连杆彼此相连。与不采用任何连杆的第一种驱动形式的区别是，电动机的回转运动首先要变为往复运动，再通过中间轴及动轴上相应的曲柄重新转变为回转运动。

机车上首先采用中间齿轮变速机构的驱动装置是使用连杆的驱动装置。直到二十年代初，这种使用连杆的驱动装置仍占据着统治地位。该装置首先用于瑞士，后来也在德国、瑞典、挪威、奥地利和美国的货运及客运机车上应用。在欧洲的允许轴重（ $\leq 200\text{kN}$ ）下，这种驱动装置只能用于调车机车。

(1) 原文本章中有介绍连杆驱动的一节，翻译时略去。

在二轴或三轴转向架中可以用齿轮（更确切地说是用中间齿轮组或双级齿轮传动装置中的齿轮组）代替连杆，发展成在法国应用很多的单电机转向架。在这种转向架中，将两根或三根动轴通过中间齿轮相互联接。

除了这些驱动装置以外，使用最多的还是单轴或单独驱动装置，也就是说每根动轴各由一台高速电动机驱动。其中最老的一种是由本特利—奈特（Bentley—Knight）所提出的轴悬式（又称抱轴式或电车式）电动机驱动装置。这种装置至今仍是最简单及最经济的驱动装置，也是一种比较好的驱动形式。其中电动机的一部分重量在一端通过所谓的抱轴轴承支撑在车轴上，另一端则弹性地悬挂于转向架构架上，弹性悬挂装置用来缓冲簧承部分及非簧承部分间的相对运动。在欧洲，这种驱动装置最初主要用于电车及市区线路的动车。仅偶尔用于机车。在二十年代及三十年代，根据美国的经验，首先在法国，然后在德国创造了采用轴悬式电动机的大功率机车，速度超过100km/h，允许轴重为200kN或更高。

近年来曾进行了不少努力，希望克服这种驱动方式中轮对簧下重量过高的缺点，或至少是通过采用弹性的抱轴轴承结构使之减小，但却没有找到一种令人满意的结构型式。因此这种驱动装置仍限于在最高速度较低的机车（主要是在货运机车）上使用。

在单独驱动装置中还可以把电动机作成所谓的架悬式电动机，固定地支撑在处于簧上的转向架构架上，这时必须用可适应各向运动的联轴器做为中间联接装置，来承担转向架构架与轮对（处于簧下）间的相对运动。联轴器对各向运动的适应性既可以通过弹簧实现，也可以由弹性构件或关节机构达到。因此，这种现代单轴驱动装置的种类很多，目前在整个电驱动机车的制造中已占据了统治地位。在过去的二十年中，关节机构应用得很多，如今仍在大量的机车上使用着，但由于其零部件较多，维修费用较高，目前已退居第二位。

采用中间齿轮变速机构时的几何关系

这种驱动装置的特点是在动轮和电动机之间有齿轮变速机构，因此电动机只需发出动轮所需扭矩的一部分。不言而喻，就几何关系来讲，采用这种驱动装置时可以减小电动机的外形尺寸。

显然，电动机的最大半径 $D/2$ 至少应比齿轮中心距小一个齿轮轴的半径（包括齿轮轴支座所要求的结构尺寸）。如果用 b 表示这一半径， R 及 r 表示两个齿轮的半径， a 表示大齿轮距轨道上平面的距离， D_1 表示动轮直径，那么：

$$2R + 2r \geq D + 2b$$

由于

$$D_1 = 2R + 2a$$

所以

$$D \leq D_1 + 2r - 2(a + b) \quad (6.1)$$

由方程 (6.1) 可以直接看出车轮直径、齿轮轴直径及大齿轮距轨道上平面的距离对电机外径的影响。计算中也可以用电枢直径 D_a 代替 D_1 ，一般取 $D = \xi \cdot D_a$ ，其中对直流的电车电动机取 $\xi = 1.3$ ，对直流的机车电动机和单相及三相交流电动机取 1.4 到 1.5。分别用 v_g 、 v_1 和 v_a 表示齿轮、动轮及电枢的圆围速度 (m/s)，同时考虑到以下的关系：

$$\frac{2R}{D_1} = \frac{v_g}{v_1} \quad \frac{2r}{D_a} = \frac{v_g}{v_a}$$

那么

$$\frac{v_g}{v_1} D_1 + \frac{v_g}{v_a} D_a \geq \xi D_a + 2b$$

(1) 原文为 $D = D_1 + 2r - 2(a + b)$

即,

$$D_a \leq \frac{\frac{v_z}{v_t} D_t - 2b}{\xi - \frac{v_z}{v_a}} \quad (6.2)$$

由此可见, 电枢的直径随齿轮速度 v_z 及动轮直径 D_t 的增大而增加, 随运行速度 v_t 及电枢转数⁽¹⁾ 的增加而减小。对应于齿轮的每一速度, 大齿轮直径都有一个极限值, 因此电枢直径及电机的功率也有一个极限值。

目前, 最高运行速度下的齿轮最高速度已超过了 40m/s。如果在同样的条件下进一步假定 v_a 为 60m/s, 同时选 b 及 ξ 为适当的常数值, 那么据方程 (6.2) 可以做出一条极限曲线, 由该曲线可以得出相应于最高速度的最大电枢直径和最大电机直径。

方程 (6.2) 适用于齿轮轴和车轴重合 (轴悬式电动机驱动) 或同心 (其它型式的单独驱动装置), 以及齿轮轴 (作为中间轴) 与动轴处于同一水平面内 (一般情况) 的齿轮传动装置。当齿轮轴支撑于构架上并比动轴高出 e 时, 影响电动机直径的因素就更多, 这时,

$$R + a - e = \frac{D_t}{2}$$

及

$$\frac{v_z}{v_t} = \frac{2R}{D_t} = 1 - 2 \frac{a - e}{D_t}$$

同样存在着以下的关系式:

$$2R + 2r \geq D + 2b \quad (3)$$

由此得出:

$$D_a \leq \frac{D_t - 2(d - e + b)}{\xi - \frac{v_z}{v_a}} \quad (3)$$

在同样的条件下, 这时的电枢直径可以选得比中间齿轮轴无超高时稍大, 但齿轮速度的影响大致相同。

§ 6.2 驱动装置中使用的齿轮

大量文献对齿轮的制造与结构作了介绍, 本书仅对专门用于电驱动车轮的齿轮传动装置进行比较详细的阐述。

多年来, 齿轮的材料、工艺及结构都有了很大的发展。在德国, 齿轮啮合的基本数据及精度等级根据标准 DIN3960 到 3967 的规定确定, 一般应采用 7 级和 8 级精度, 高速齿轮也可选用 6 级精度。欧洲其它国家则根据各铁路部门自己制定的类似规定进行。由于目前已能制出与理论齿形精确符合的齿轮, 其传动效率已达到 99%。

牵引大齿轮可以做成组合式及整体式的, 但组合式齿轮目前使用的比较少。负荷大时 (例如重载矿山机车及干线机车上的传动装置和城市快速铁路的传动装置), 无疑应尽量将

(1) 原文为动轮转数。

(2) 原文为

(3) 原文为

$$D_a = \frac{2R + 2r = D + 2b}{\xi - \frac{v_z}{v_a}}$$

——译者注

——译者注

——译者注

大齿轮套装在动轮的加长轮毂上。与动轮及齿轮并排装于车轴时相比,这种方法可以避免车轴应力的剧烈增大和过大的应力集中。采用这种结构形式时车轴应具有大的过渡半径和圆角半径。如果由于特殊原因而不能实现这种安装方式时,应将直接座在车轴上的大齿轮内孔边缘很好倒圆。车轴较弱时,动轮轮毂与齿轮轮毂间应留有一定的距离,以避免弯曲时造成车轴的附加伸长及危险应力。车轴上应开有减载槽,可以有效地防止边缘挤压及车轴的表面损伤。

整体大齿轮通过承压座面压装在车轴或动轮的加长轮毂上,它们之间的配合关系应根据情况确定。润滑材料对压入压力有很大的影响,采用不同润滑材料时的压入压力差别很大。在某一次试验中,座面经过了磨削,轴径为125.15mm,孔径为125.015mm,测出的最大压力为:采用油脂或菜油时大致为140kN,采用轻机油时大致为250kN。采用亚麻子油时大致为500kN。由于接触面不容易咬死,所以一般倾向于采用油脂。使用不同的润滑材料时,联接转矩的实际差别并未予以测定。

目前,已越来越多地在大齿轮的压力联接中使用油压法,采用这种方法,在退齿轮时不会损伤轴座。

干线的齿轮传动装置必须采用特殊的结构型式,电传动的高速内燃动车主要采用整体的模锻齿轮,同样由轴悬式电动机驱动的高速交流动车则必须使用弹性大齿轮。在大齿轮座于空心轴上的驱动装置中,齿圈由特种钢制成并经过渗碳淬火,该齿圈既可以热套在空心轴的法兰上,也可以与法兰间用螺栓紧固(图6.1),

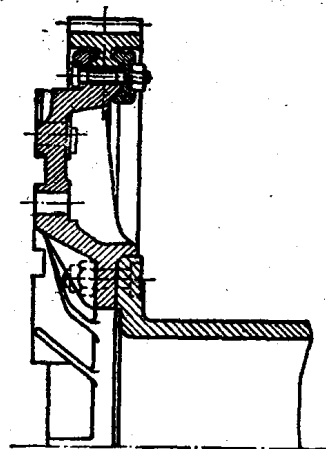


图6.1 大齿轮的齿圈在空心轴法兰上的固定

在整体大齿轮中,还可以将经过淬火处理的齿圈与轮心,以及轮心与轮毂焊在一起。

在标准的铁路齿轮箱中,将小齿轮组装时的轴颈锥度取为10%。只有在利用程度高的齿轮轴(例如重量轻的电动机)上才选用较大的锥度(可达15%)。这样可以使小齿轮内端面处的轴颈加强,而且不会使电枢轴的三次抛物线形状被键切断。同时还能避免峰值应力及应力集中,这时,大多将键布置得与锥面平行。除此情况以外,为了便于加工,应使键与轴线平行。采用10%的锥度时可以不使用键,这种做法将有利于排除应力集中。

随着对现代铁路电动机使用要求的提高,必须对小齿轮的安装方法给予充分的重视,与大齿轮一样,联接力矩也是十分重要的因素。在足够强的热压配合下,不用键就能传递最大的扭转力矩,同时还能消除小齿轮及电枢轴上因键槽而造成的应力集中(图6.2),但最好还是在小齿轮的孔中沿轴向开一个深度与宽度都较小的键槽。在实际应用中,有意识地使已用通常方法淬了火的小齿轮在热套到锥形轴上的过程中回火。为此,可以将小齿轮用热套的方法固定,并将其加热到180~200℃左右的退火温度,用这种方法热套在锥形轴(锥度10%)上的小齿轮能够可靠地传递7~8倍的小时力矩。热套时,小齿轮可以重新得到回火,并在短时间内加热到完全或接近完全的回火温度。这样可以使小齿轮的安装与前面回火工序进行的好坏无关。如果在热套前已进行了完整的回火过程,那么在为热套而进行的第二次短时间加热过程中(加热到回火温度),就可以消除材料的内应力并提高其冲击韧性。

小齿轮安装中的困难可以用以下的方法解决,即在轴端直接加工出齿形,但只能用于较

小的功率。

制造齿轮时普遍采用优质的锻造材料，即使用于齿圈，也不再使用轧制材料，因为轮齿会切断纤维，而无法达到足够的抗断裂强度。对这种锻件的强度研究说明，可以按照表中给定的沿纤维轴向、径向及切向的数值进行计算，同时不能超过某一最低数值。铸钢齿轮目前只用于老式电机，这种齿轮在啮合中只能承受很小的负荷。

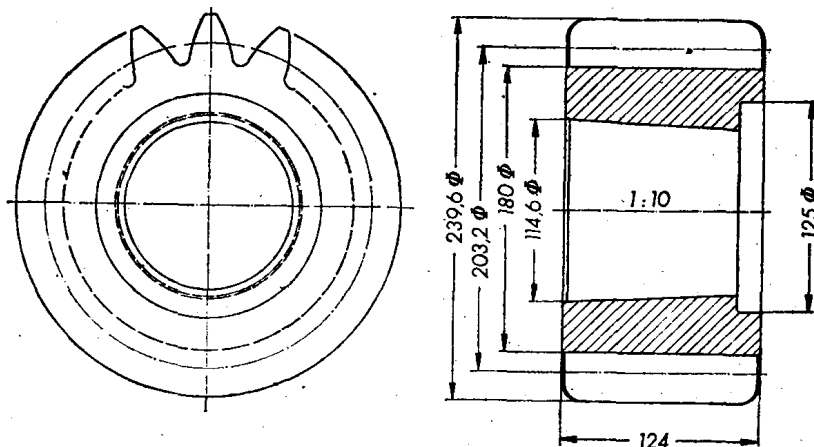


图6.2 非弹性的小齿轮

(模数12.7，齿数10，啮合角20°，装在锥形轴端，由法国阿尔斯通公司及联邦德国海因里希—莱宁公司制造)

在大多数欧洲铁路及一部分欧洲以外的铁路中越来越多地使用渗碳结构钢。德国的齿轮产品根据的是DIN标准，有些情况下还根据老标准采用高含镍量的铬镍钢。目前小齿轮大多使用18CrNi8，大齿轮大多使用15CrNi6，特殊情况下还使用含镍量更高的材料，如14NiCr18及14NiCr14。在少数应力很高的情况下，大齿轮还使用16MnCr8。铁路上使用的少量调质齿轮大多用牌号为34CrNiMo6及34CrNiMo4的优质调质结构钢制造。

根据比较简单的老计算方法，确定牵引齿轮的负荷主要有以下几个方面：

- (a) 齿根的弯曲应力；
- (b) 齿面宽度上的齿线压力 (10N/cm) ；
- (c) 齿轮速度及滑动速度；
- (d) 根据赫兹硬度公式确定的接触面压力；
- (e) 齿面的抗磨损强度。

弯曲应力主要受齿形的尺寸和基本参数的影响。根据通常的计算方法，轴向长度为 b （齿面宽度），高度为 l ，厚度为 h （在齿根处测量）的齿可以看成是一根悬臂梁，并认为全部圆周力 P 均作用于齿顶，而以齿根处出现的最大弯曲应力作为计算的根据，因此

$$\sigma_b = \frac{6pl}{bh^2}$$

判断应力的数值时还应当考虑到因圆角影响及热套变形造成的齿根应力提高。通过合理选择啮合角。采用适当断面移位以及使用有利的齿根圆角，可以使应力大大降低。以一台电车的齿轮装置为例，由图6.3可以看出，通过改变啮合角可以使弯曲应力减小。研究断面移位的影响时也得到了类似的结果。如果考虑到电阻制动时牵引齿轮中出现很大的应力（主要发生在抱轴瓦已磨损的情况下），就可以认识到提高抗断裂强度对实际运用的意义。

此外，通过加粗齿的办法达到强化也很有效，目前在重量轻的电车电动机上已使用了十

及十一个齿的小齿轮。二十年以前，由于担心运行不平稳及噪声过大，使用这种齿轮装置还是不可想象的。通过采用磨削过的斜齿轮以及提高齿轮的制造精度，可以使啮合条件大大改善。因此，在今天的条件下，选择模数和最小齿数已不再作为起决定性作用的限制因素。

在临界状况下还推荐采用与标准结构不同的齿高。采用齿高较小的齿时，可以缩短对应力影响很大的力臂，从而使应力减小。

线压力也是确定牵引齿轮尺寸的一个重要因素，一般均以电动机的小时功率做为比较的基础。图6.4是单位齿宽的齿线压力⁽¹⁾ ($10\text{N}/\text{cm}$) 与相应牵引电动机齿轮分度圆圆周速度的关系。采用不淬火小齿轮及不淬火铸钢齿轮的老结构根据曲线 *a* 制造，采用淬火或优质的调质结构材料以后，应力可以相应地提高到曲线 *b*。在特殊情况下，例如在高速电力机车上，由于认真地解决了润滑问题，还可以大大超过这一数值。

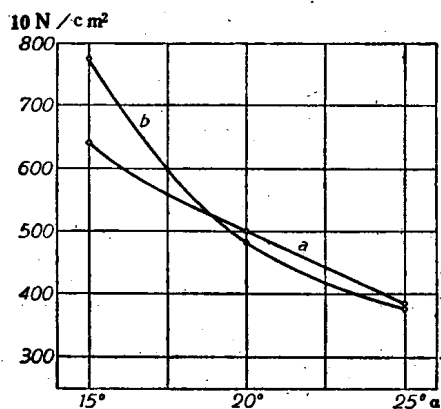


图6.3 啮合角改变造成的弯曲应力下降
(*a*) 小齿轮；(*b*) 大齿轮。

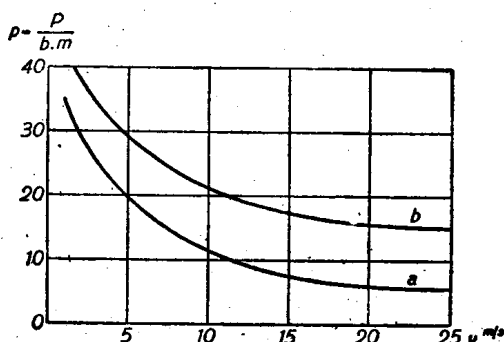


图6.4 在小时功率下每毫米模数的齿面线压力 ($10\text{N}/\text{cm}^2$) 与相应牵引电动机齿轮圆周速度的关系
(*a*) 未淬火的齿轮；(*b*) 淬火或调质的齿轮。

通过采用特殊型式的齿轮箱箱体，可以得到良好的润滑和热传导条件。图6.5上是一个由铝硅合金铸成的齿轮箱体，大齿轮在齿轮箱中用一个类似齿轮泵外壳的特殊隔板罩住，由大齿轮本身将润滑油带到啮合部位，并不断地用润滑油冷却及冲洗齿轮的工作表面，油从侧面流回油槽。用这种方法实现了对齿面的可靠润滑，对于确保昂贵的牵引齿轮的寿命十分重要。除此而外，润滑油还要完成下面的两个任务：第一是避免工作齿面的直接接触，第二是有可能通过液压方式传递很高的齿压力。显然，只有采用最好的及经过检验的润滑油，才有可能达到最大的功率。

在图6.6所示的齿轮箱中，油槽上方布置着刮油板11和12，内部有两块导板14和15，其中板14靠近外壁13，另一块板15处于小齿轮和大小齿轮啮合部位的上方。小齿轮下方的变速

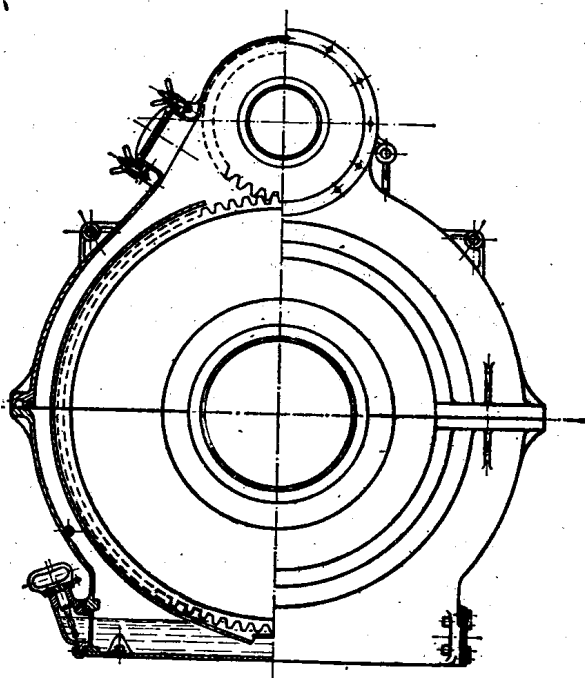


图6.5 干线铁路用的齿轮箱

(1) 图6.4的纵坐标是每毫米模数的单位齿宽齿线压力。

箱底板大致是平的，一直延伸到小齿轮前方的垂直外壁 8。齿轮箱上部有两个与大齿轮 5 密封装置同心的挡油环 21 及 22，其中的外环 22 超出了齿轮箱的分箱面。

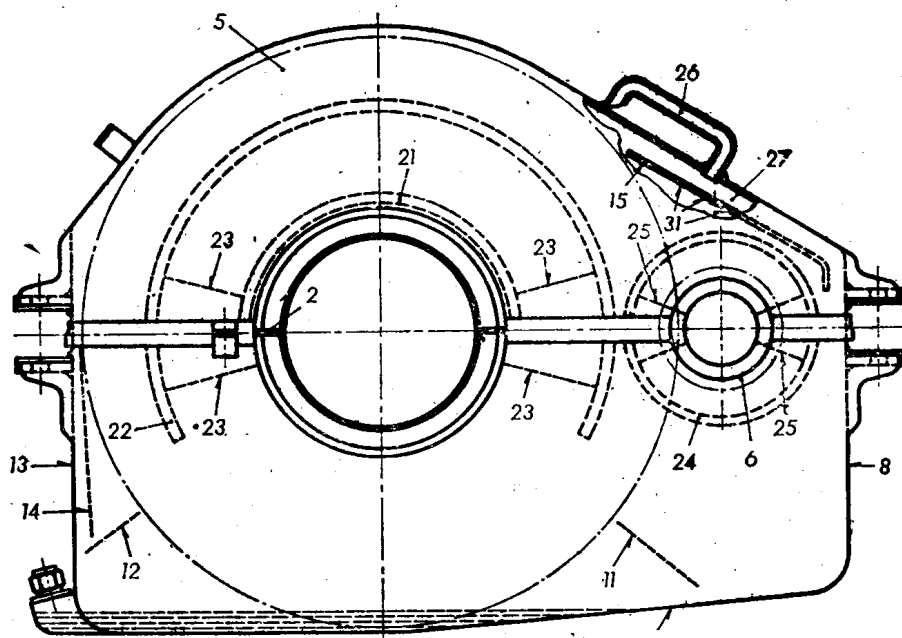


图6.6 轴悬式电动机驱动装置的两体式齿轮箱体

在分箱面上方的内外挡油环间以及分箱面下方的外挡油环与大齿轮轴密封装置的定位环间布置着径向的加强筋 23。

除此而外，齿轮箱壁上还布置着与小齿轮孔同心的挡油环 24，也同样备有径向的加强筋。

与小齿轮及大小齿轮啮合部位上方的导板相对，在齿轮箱外表面上安装着排气管 26，排气管与导板 15 及外壁 13 间的通道 27 相连，并且做成了手把形状，向齿轮箱体外表面较高的一边弯曲，排气管开口的一端固定在外表面上。

在小齿轮和大小齿轮啮合部位上方的导板 15 上开了一些与排气管进口相对的通孔 31。

齿轮箱箱体和电机机壳可以组成为一个固定的机械单元，它的一端弹性地支撑在动轴或包围动轴的空心轴上。与动轴相对的另一端则弹性地悬挂于转向架构架上。

评价走行性能时还应当考虑到齿面间的滑动率。牵引齿轮的速比一般都比较小，所以除了滚动以外齿面间还会发生相对滑动。齿面的滑动速度（即齿之间的相对运动速度）对磨损也有很大影响。

从开始啮合到节点啮合的过程中，滑动速度逐渐降低，并在节圆与啮合线的交点（节点）处达到零，从节点到啮合结束时滑动速度又重新增大。因为向啮合点运动时的齿面磨损比背离啮合点时的磨损大⁽¹⁾，所以应采用齿廓变位的方法尽量缩短啮合点以前的啮合线长度（见图 6.7），以减少滑动速度及齿面的摩擦，使齿面磨损减轻。

在节圆速度很高的特殊情况下，（例如高速机车上的齿轮传动装置），传动比较小，大小齿轮齿面的曲率相差不大，所以滑动也比较小。尽管如此，在这种结构中采取较小的齿廓

（1）实际应指小齿轮的磨损。

变位还是有利的。为了达到最有利的走行性能,在这一考虑中显然也应当正确地选择啮合角。

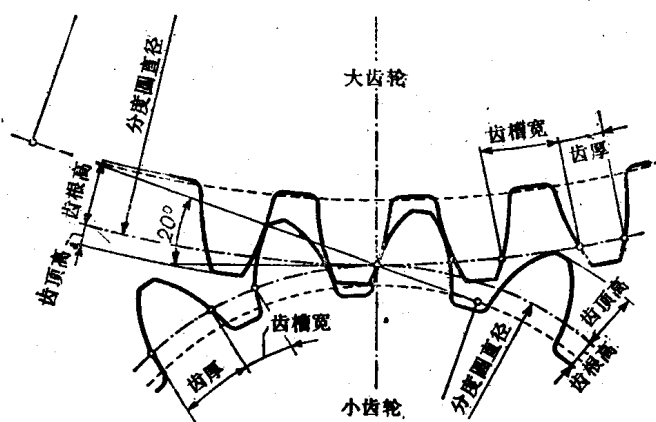


图6.7 电车电动机齿轮的渐开线啮合
(根据DIN - VDE3226)

中心距 = $\frac{z_1 + z_2}{2} \times \text{端面模数}$

小 齿 轮	大 齿 轮
齿数 = z_1	齿数 = z_2
采用斜齿轮时 (螺旋角 $\beta > 0^\circ$) , 端面模数 = $\frac{\text{法向模数}}{\cos \beta}$	
采用直齿时, 端面模数 = 法向模数	
端面齿距 = $\pi \cdot \text{端面模数}$, 法向齿距 = $\pi \cdot \text{法向模数}$	
分度圆直径 = $z_1 \cdot \text{端面模数}$	分度圆直径 = $z_2 \cdot \text{端面模数}$
齿顶高 = $1.5 \times \text{法向模数}$	齿顶高 = $0.5 \times \text{法向模数}$
齿根高 = $0.7 \times \text{法向模数}$	齿根高 = $1.7 \times \text{法向模数}$
齿厚 = $0.615 \times \text{端面齿距}$	齿厚 = $0.385 \times \text{端面齿距}$
齿槽宽 = $0.385 \times \text{端面齿距}$	齿槽宽 = $0.615 \times \text{端面齿距}$

为了确定高负荷牵引齿轮的基本参数,还必须研究压应力或齿面接触区的表面压力,特别是机车齿轮的齿宽一般都比较小,所以这一计算显得更为重要。使用的 润 滑 剂 不 当 或 不 足,都可能造成应力过大,导致齿面表层的破坏。由于认真地选择材料和润滑剂,特别是由于实现了正确的啮合,齿面表层的损伤目前已很少发生。齿面压力应使用赫兹的硬度公式计算,该公式的根据是当两个圆柱体上相互作用着压力 P_0 时,由于弹性变形而使原来的接触线扩展为一个面,压力 越 大,接触面也越大。表面压力在这种承压面上的分布是不均匀的,弹性变形最大处 (即初始接触线处) 的表面压力最大。比压力以近似于抛物线的规律向接触面的边缘处逐渐减小到零。如果以两个圆柱体初始接触点处的切线在压力 P_0 作用下形成的割线做底,则抛物线所围弓形的高就是最大的比压力,抛物线弓形的面积与所传递的总压力成正比。

如果用 r_1 及 r_2 表示圆柱体的半径, l 表示其长度, E_1 及 E_2 表示圆柱体所用材料的弹性模数,则

$$f_{max}^2 = \frac{0.35 P_0 \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)}{\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)}$$

若以 $p_0 = P_0/l$ 表示单位长度的比压力,并假定两个圆柱体使用相同的材料,即 $E_1 = E_2 = E$,那么:

$$f_{max} = 0.418 \sqrt{\frac{p_0 E (r_1 + r_2)}{r_1 r_2}}$$

用 $f_{平均}$ 表示与高为 f_{max} 的抛物线弓形面积相等的矩形的高,则

$$f_{平均} = 0.329 \sqrt{\frac{p_0 E (r_1 + r_2)}{r_1 r_2}}$$

如果将两个齿面的圆弧半径代入 r_1 及 r_2 ,以每毫米齿宽的负荷代入 p 。则由上式可直接得出

齿面压力。

啮合过程中压应力变化很大，因为使用的材料不同，确定极限情况下的应力数值也相当困难。从理论上讲，扭矩应在整个齿宽上完全接触地传递，但在实际运用中（特别是在单边驱动中）却很难实现，位置发生偏斜时就有可能造成压力大大提高。这一点实际上与动轴的弯曲、抱轴承的轴瓦间隙、电枢轴的弯曲以及电枢轴滚动轴承的轴承间隙等有关，所有这些因素都有可能造成齿面边缘应力的显著提高。为此，西柏林的AEG公司采用了“负荷磨削”的方法，即将齿面磨成很小的锥度，用这种方法对齿轮传动装置中的齿面负荷予以适当均衡。最后，制造中还必须为齿轮留有间隙，以避免实际运用中由于轴的弯曲而使齿轮卡死及发生过大的磨损。

如果前面讲到的确保齿轮足够使用寿命的所有因素都能很好地考虑，设计传动装置中剩下的最后问题就是选择恰当的材料。根据热处理工艺实际上将材料分为两大类，即调质材料及渗碳淬火材料。实验说明，齿轮的抗磨损强度与齿面硬度密切相关，但由于配对齿轮的材料及加工精度也有很大的影响，所以不可能进行简单判断。为了提高使用寿命，有的企业乐于采用调质材料，而另一些企业则寄希望于渗碳淬火的钢。为了弄清这个问题，AEG公司在一条电车线路上进行了实际运用试验，在完全相同的条件下用以下材料制成了大齿轮：

(a) 大齿轮，材料“S”，不淬火，强度为500到600N/mm²，布氏硬度大致为1600N/mm²。

(b) 大齿轮，硅锰特种钢，调质处理，材料“LV”，强度为800到900N/mm²，布氏硬度大致为2200N/mm²。

(c) 大齿轮，模锻的渗碳淬火特种电炉钢，材料“EG”，芯部强度为600到700N/mm²，齿面的布氏硬度大致为6800N/mm²。

驱动大齿轮的是经过渗碳淬火的铬镍钢小齿轮，齿面经过磨削。试验结果示于图6.8，由图上又一次看出了渗碳淬火齿轮的明显优越性，这一点也可以通过经验数据予以证明。

应当尽量使抱轴轴承的磨损在运用中保持在允许的限度以内，并尽可能地采用双边驱动，这时渗碳淬火的齿轮就能达到很高的使用寿命。电车及窄轨工业铁路上的电动机大多只能采用单边驱动，难以完全避免启动

和电阻制动时出现的齿根过载应力。为此，发展了一种专门的热处理方法，加工前先将材料调质，形成了颗粒很细的均匀组织，这种组织在渗碳淬火后仍保持不变，从而保证了芯部的很高韧性。在称为Th法的有名制造方法中，对渗碳齿轮的芯部还要进行一次非常仔细的中间调质，最后，这种经渗碳淬火的工件（其成分与高强度的工具钢相近）就象经过了回火处理一样，渗碳层也达到了很高的韧性，因此可以避免轮齿的断裂。与过去采用的激冷淬火方法相比，齿轮用Th方法处理后，芯部及硬化层间的韧性和强度都有显著提高。这种方法已用于电车，并且经受住了运用考验。

高速运转及负荷大的齿轮应当用铬镍渗碳钢制造。最近以来，铬钼钢及铬锰钢对齿轮制

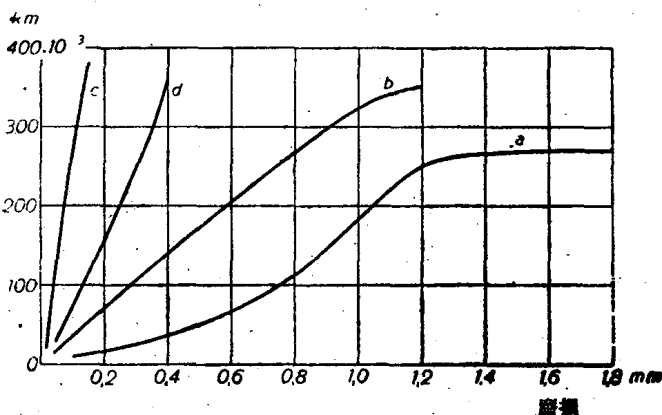


图6.8 不同齿轮材料磨损试验的结果
a——铸钢（未淬火），b——硅锰钢，c——特种电炉钢，d——小齿轮（铬镍钢淬火）。

造也逐渐显得重要起来。在三十年代中期，第一套用铬钼钢制成的齿轮传动装置投入了运用，其中采用了渗碳淬火的小齿轮和调质处理的大齿轮齿圈，效果良好。使用这些钢种时应当注意到大断面的铬锰钢达不到铬镍钢那样细密的组织及韧性，所以应当按较低的冲击韧性计算。出于这一原因，对渗碳淬火的大齿圈（例如用于货运机车的齿轮传动装置）必须采用专门的措施，以免发生断裂及出现淬火裂纹。铬和钼这两种合金成分是形成碳化物的元素，所以必须使用作用缓和的渗碳材料并对渗碳温度及保持时间进行精确的监视，以尽量防止硬化层变脆。由于淬火铬镍钢的硬度比铬镍钢要高2~3个洛氏单位，所以其耐磨性一点也不差。根据到目前为止所得到的经验，应当发挥铬钼钢的优点，并通过适当的热处理回避它的弱点。在淬火前的加工及小齿轮或大齿轮齿圈的热套中，还应当考虑到铬钼钢的收缩量比铬镍钢大。为能消除附加应力和变形，以及达到尽可能好的特性，对材料性质必须有准确的认识。

早在二十年代初期就已出现了斜齿轮，它的齿只能用滚切法加工。这种齿轮的出现是由于考虑到在直齿啮合及速比较大的情况下，整个啮合时间的30%到50%中只有大小齿轮的一对齿啮合，其它时间内也只有两对齿相互啮合。直齿轮啮合中的各种不均匀性会在齿面上造成不同的应力，齿轮很容易发生振动。而且这种振动会由于组装中的误差（例如齿轮发生很小的扭曲）而强化，有可能使电机的其它部件受到强烈的冲击并发生颤振。采用斜齿轮时，在整个啮合过程中有三对齿同时啮合，可以使工作状况大大改善。斜齿轮的齿面连续进入啮合，从啮合开始到終了，齿压力都可以无冲击、无振动地均匀传递。当齿压力还分布在一个齿的整个齿面时，第二个齿便已进入啮合。显然，排除振动后必然还会导致噪声的下降。

斜齿大齿轮既可以做成整体的，也可以做成组合的。电车、高架铁路和地铁动车上使用的组合式齿轮很多，其中每半个齿轮的接合面都按照啮合螺旋角制造，而且处在齿槽内。通过这种结构型式使轮齿不会被接合面减弱及切断。为了防止齿轮的错位，既可以在联接处安装定位环，也可以使用键。对斜齿轮有时也有不同的看法，即认为齿压力的轴向分力会使轴承端面受力，有可能导致提前磨损。但通过合理地选择轮齿螺旋角、实现各种匹配关系，在电车及城市间铁道的实际运用中，事实上并没有出现轴承的剧烈磨损。单边驱动的斜齿轮采用7~12°的螺旋角，双边驱动时，由于轴向力相互抵消，螺旋角可以用到30°。螺旋角的选择应与模数配合进行，使重叠系数成为整数。二十年代初期出现了第一台斜齿轮的磨齿机，后来又有了很大的改进。这种磨齿机同样根据范成原理工作，并采用直线齿形的砂轮，通过砂轮与工件间的相对运动形成渐开线齿形。目前，这种齿轮太多要经过淬火及磨削。

速比较大、单边驱动的齿轮有时也做成人字齿轮，螺旋角为12~30°。使用人字齿轮的好处是既可以利用斜齿轮的运行平稳性，又可以避免轴向力，因为人字齿轮可以看成是两个并列在一起的、螺旋角方向相反的齿轮。进一步的比较说明，加大小齿轮的齿厚还可以提高齿根抗断裂的可靠性。

近来，在齿轮的制造中除了全部齿倒角以外，还常常根据啮合特性在齿的顶部进行齿面修缘或进一步将齿做成鼓形，使啮合中从中间部分开始承载。对齿面的这种修整既可以在磨齿工作中进行，也可以采用新的电解方法加工。但采取这一措施时应注意保持足够的重叠系数（>1.1）。

在驱动装置中也有可能使用锥齿轮及蜗轮传动装置。

为了防止齿轮传动装置中发生共振，常将传动齿轮做成弹性齿轮。加入弹性的更主要目的是为了使直齿轮的齿容易在整个宽度上贴靠。出于这一原因，有时人们认为齿轮的弹性对

于斜齿轮是多余的。而且如有可能，总希望把弹性放在小齿轮上，这时可以根据不同的传动力矩来确定弹簧尺寸，但小齿轮直径较小时，就不得不把弹簧装在大齿轮上。

弹性大齿轮第一次是用在过去的瑞士BLS铁路的Be5/7 151系列机车上，实际上是阿伯特（Abt）在其齿轨机车⁽¹⁾上所用齿轮的一种改型结构。轮毂上的开孔中装有双重弹簧，弹簧的自由端伸入齿圈上的对应凹槽中，同时允许齿圈在弹性范围内与轮毂间存在自由间隙。弹簧破坏时，由止挡带动齿圈。

图6.9所示结构型式的特点是弹簧封闭在齿轮的十字形槽孔的两壁之间，为此在可拆卸的安全环上也开有缺口。

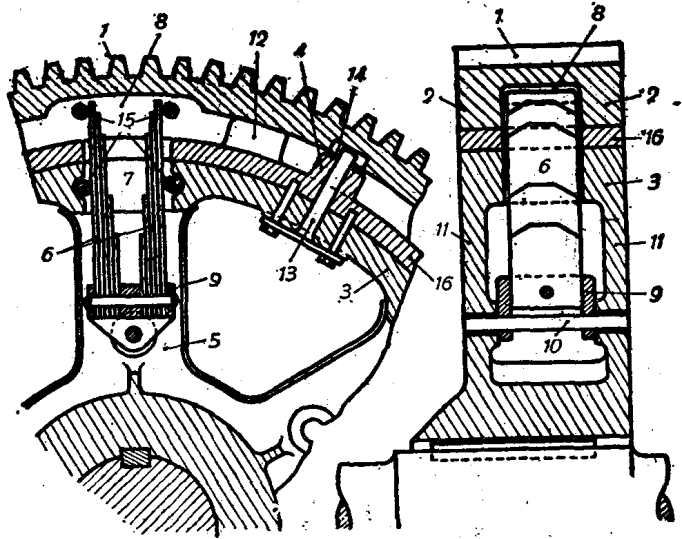


图6.9 弹性大齿轮

图6.10的上半部分是SAAS型组合式弹性大齿轮使用板弹簧时的情况，其优点是簧片间存在着内摩擦，所以对振动有较好的阻尼作用。板弹簧组装在钢制的

弹簧箱内，每个弹簧箱由两个弹簧托1组成，其中各装着数量已调整好的簧片组2，每个弹簧托的簧片组之间嵌入了中间元件3，用这种方法组成的弹性元件在预紧的状态下安装在半个齿轮的相应空隙中，并用很强的定位板5防止轴向移动。弹性作用是通过以下途径达到的，即簧片的一边以其边缘支撑在中间元件的边缘，另一边则通过中间部分压在装于弹簧托底部的压板上。半个齿圈以简单的方式套在齿轮的轮毂支架8上，不采用会削弱轮轴强度的传动键就可以直接把力矩传给动轴。传递的方式为：由与弹簧托中部接触的球头6将力通过板弹簧组及轮毂支架8的压块7传递。也可以在弹簧箱中用螺旋弹簧代替板弹簧（图6.10的下半部），而不必改变结构。

图6.11是瑞士玛格齿轮公司的“普罗特克斯传动装置”。该轮的基本部分实际上是一个T型断面的整体齿圈。齿圈包围着毂圈1及顶圈2，毂圈和顶圈由配合螺栓相互联接，形成齿轮的第二部分。力矩由齿圈3通过弹簧5和柱销4（这两部分装在8个均布在圆周上并涂有润滑脂的空腔中）传到毂圈1，再由此传到齿轮轴。

图6.12及6.13是现代结构的大功率弹性大齿轮。用板弹簧产生弹性的好处是有较大的阻尼，但由于结构上的原因一般只适用于大齿轮。如果想使小齿轮具有弹性，那么只有在能将弹簧装在一个紧靠小齿轮的盘形体中时，才能使用板弹簧。

比较简单的办法是用圆柱螺旋弹簧形成小齿轮的弹性，弹簧轴线大致处在齿圈和轮毂部分的结合面上。

为了避免离心力造成弹簧及其支座的磨损，瑞士机车及机械工厂（SLM）将弹簧支座

（1）齿轨机车是在欧洲阿尔卑斯山区使用的一种山区专用机车，两根轨道中间铺有一根齿轨，通过机车上的齿轮与齿轨啮合产生牵引力，车轮仅起支撑机车重量和导向的作用。

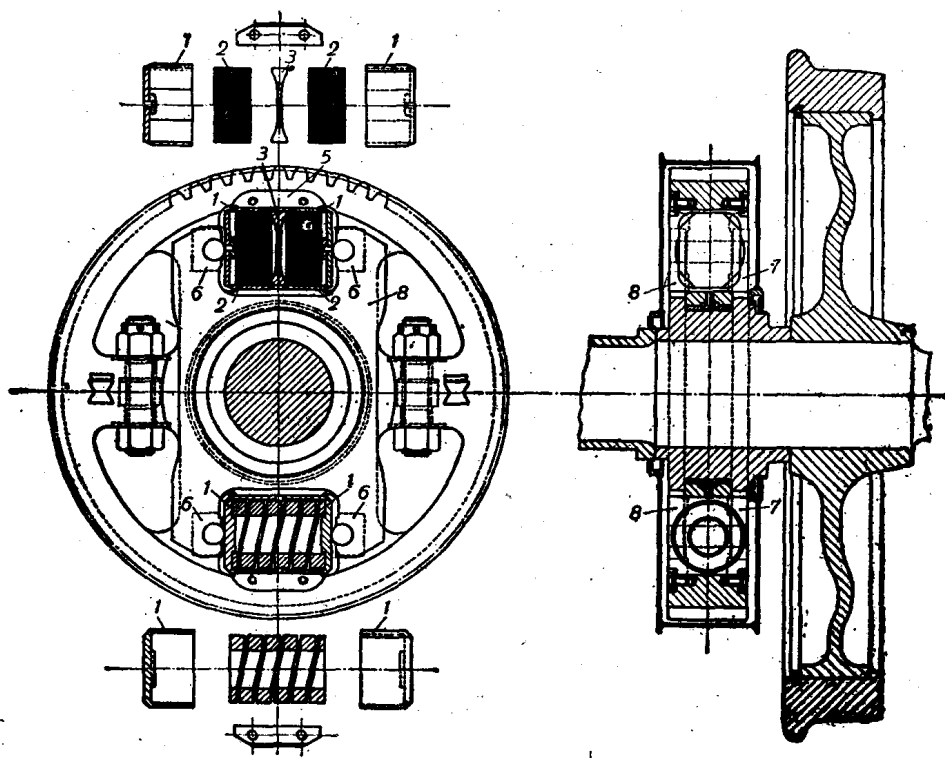


图6.10 使用螺旋弹簧或板弹簧的弹性大齿轮
(由瑞士SAAS公司制造)

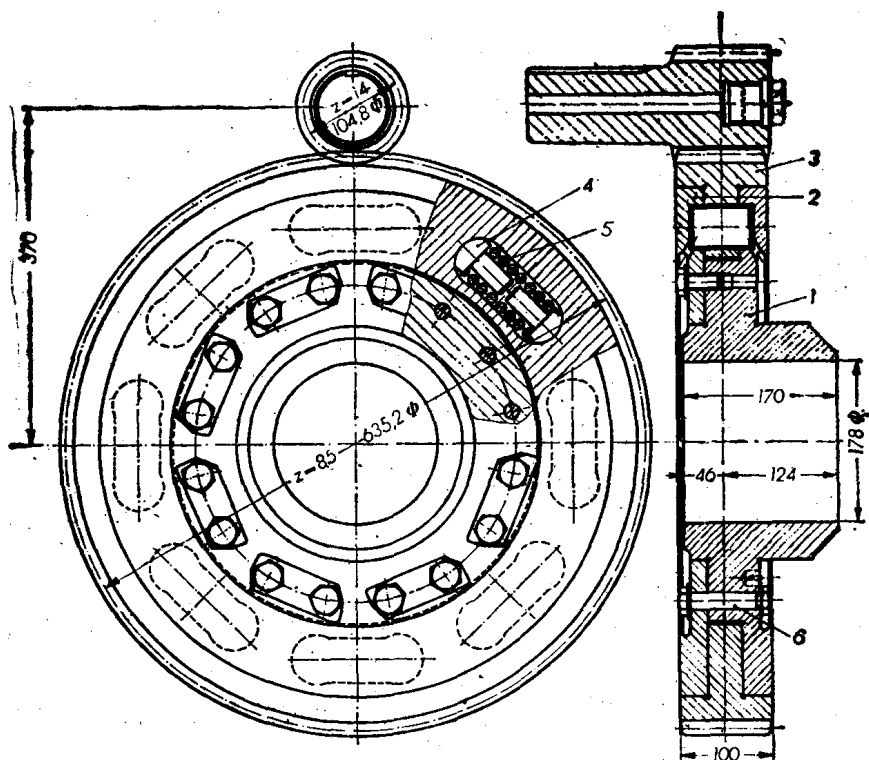


图6.11 普洛特克斯型弹性大齿轮
(由瑞士玛格齿轮公司制造)

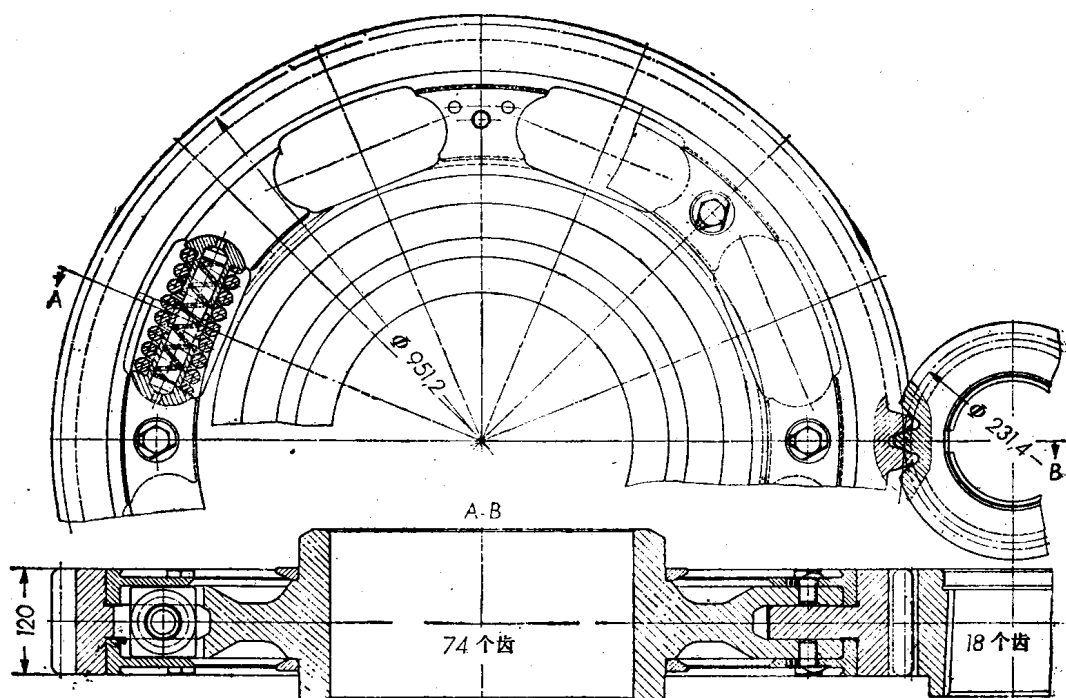


图6.12 采用斜齿轮 ($\alpha = 21^\circ$) 的弹性大齿轮和小齿轮
(小齿轮齿数18, 大齿轮齿数74)

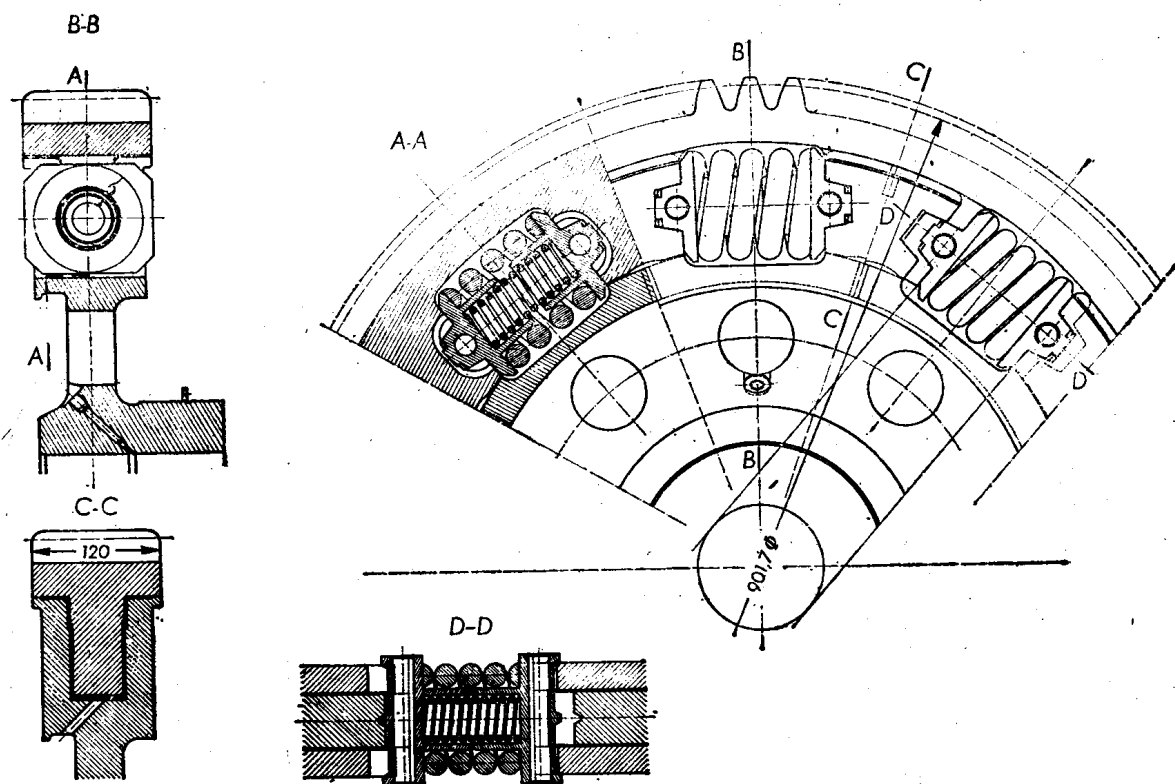


图6.13 弹性大齿轮
(齿数70, 模数12.7, 啮合角 20°)