

纺纱锭子的 理论与实践

高等纺织院校教学参考书

纺织工业出版社

高等纺织院校教学参考书

纺纱锭子的理论与实践

陈瑞琪 马淦林 杨正中等 编著

纺织工业出版社

内 容 提 要

本书比较系统、详细地介绍了细纱锭子的结构特点以及振动、噪音、功率、轴承受力、润滑、磨损特性和测试方法等，并对锭子振动进行了理论分析研究，还详细介绍了锭子临界速度及其振型的计算方法。

本书可作为高等纺织院校教学参考书，并可供纺织机械设计人员、纺织工程技术人员阅读。

高等纺织院校教学参考书

纺纱锭子的理论与实践

陈瑞琪 马淦林 杨正中等 编著

纺织工业出版社出版

(北京东长安街17号)

纺织工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

787×1092毫米 1/16 印张：19 4/16 字数：464千字

1990年8月 第一版第一次印刷

印数：1—3,000 定价：5.70元

ISBN 7-5064-0398-6/TS·0389 (课)

前 言

从60年代起,我国就开始了有关高速细纱锭子结构与动力学的研究,在理论和实践方面都取得了显著成效。

本书是作者参加这一系列研究工作时,所作的系统全面的总结。其中很多计算与试验资料是高等学校的教师和锭子制造厂工程师在长期实践中总结出来的。

本书的编写有以下几个特点:一、充分体现了理论与实践的紧密结合,以及学校理论研究与制造厂实践经验的密切配合;二、体现了跨学科的紧密结合,既有详细的力学分析、理论计算,同时也介绍了较多的结构分析、试验结果等;三、介绍了一些先进的测试手段与仪器,使其具有普遍、实用的意义。

本书第一、二章介绍了细纱锭子的结构特点、分类和设计原则,由上海纺织机械专件厂杨正中、邱瑞球编写;第三、四、五、六章介绍了细纱锭子的振动特性,临界速度及力学模型的计算、机械阻抗及模态参数的识别,由中国纺织大学力学组马淦林、俞昊旻、王正奎等编写;第七、八、九、十、十一章介绍了细纱锭子的振动、噪声、功率、失效分析及其测试手段和试验分析,由中国纺织大学纺机研究所陈瑞琪、吴文英、万成林、李金渠,上海纺机专件厂杨正中、邱瑞球参加编写;另外还有沈蕴芳、宋好仕等参加了工作。

本书可作为纺机设计专业的本科生和研究生的教学参考书,对锭子结构设计人员有实际指导意义,对纺织工程技术人员也有参考价值。本书不仅对细纱锭子的设计、制造有直接指导作用,而且也可作为一种方法和手段对其他纺机高速回转部件的研究提供参考。此外,本书所讨论的理论计算方法和测试手段也对所有高速回转轴系的研究具有普遍意义,可起到借鉴的作用。

本书由中国纺织大学陈人哲教授主审,刘裕瑄教授也提出了许多宝贵意见。在撰写和制图过程中,还得到了中国纺织大学纺机研究所、纺机教研室及制图教研室许多同志的帮助,在此表示衷心的感谢。

作 者

封面设计：李 敏

ISBN 7-5064-0398-6/TS·0389 (课)
定 价：5.70 元 (贴塑本)

目 录

第一章 锭子的工作原理及设计原则	(1)
第一节 锭子在纺纱工艺中的作用及地位.....	(1)
第二节 锭子的发展简史.....	(1)
第三节 锭子的组成及其作用.....	(3)
第四节 锭子的设计原则.....	(3)
第二章 锭子结构发展概况	(5)
第一节 双刚性支承锭子.....	(6)
第二节 球面支承锭子.....	(7)
第三节 弹性支承锭子.....	(7)
第四节 双弹性支承锭子.....	(9)
第五节 固定锭杆的锭子.....	(10)
第三章 锭子振动理论分析	(13)
第一节 锭子的回转振动分析.....	(13)
第二节 锭子自激振动及其主要因素.....	(20)
第三节 锭子分谐振动及其主要因素.....	(27)
第四节 锭子振动信号和测试信号的基本分析方法.....	(32)
第四章 锭子临界转速的计算	(56)
第一节 回转效应.....	(56)
第二节 弹性转轴的临界转速.....	(59)
第三节 按传递矩阵法计算锭子的临界转速.....	(71)
第四节 按模态综合法计算锭子的临界转速.....	(82)
第五节 按边界积分方程法计算锭子的临界转速.....	(96)
第六节 用有限单元法计算锭子的临界转速.....	(104)
第五章 锭子的不平衡响应	(116)
第一节 弹性转轴的不平衡响应.....	(116)
第二节 按传递矩阵法计算锭子的不平衡响应.....	(119)
第三节 按模态综合法计算锭子的不平衡响应.....	(126)
第六章 机械阻抗、模态参数分析及其在锭子动力学中的应用	(133)
第一节 转轴系统的机械阻抗.....	(133)
第二节 机械导纳与模态参数识别.....	(150)
第三节 机械阻抗测试系统与测量技术.....	(161)
第四节 频域模态参数识别及其在锭子动力学中的应用.....	(166)
第五节 时域参数识别及其在锭子动力学中的应用.....	(177)

第七章 铨子振动测试分析及消振措施	(186)
第一节 铨子振动的测试仪器	(186)
第二节 铨子结构参数对振动的影响	(193)
第三节 铨子油膜阻尼吸振原理	(198)
第四节 铨子的弹性隔振	(208)
第五节 铨子的动力消振	(214)
第六节 简管对铨子振动的影响	(216)
第八章 铨子噪声的测定与降低噪声对策	(228)
第一节 铨子噪声测定的仪器及方法	(228)
第二节 铨子噪声分析	(232)
第三节 降低铨子噪声的措施	(235)
第九章 铨子功率的测定及节能措施	(238)
第一节 影响铨子功率消耗的各项因素	(238)
第二节 铨子功率测定的方法与仪器	(243)
第三节 铨子的功率试验	(246)
第十章 铨子的失效分析	(253)
第一节 铨子的承载能力	(253)
第二节 铨子的失效分析	(255)
第三节 铨子轴承受力分析与测定	(263)
第四节 铨子的润滑	(274)
第五节 铨子的磨损	(286)
第十一章 铨子的发展趋向	(299)
第一节 国内外铨子的发展趋向	(300)
第二节 铨子存在的问题及研究方向	(301)

第一章 锭子的工作原理 及设计原则

第一节 锭子在纺纱工艺中的 作用及地位

锭子是纺纱工业的象征,通常以拥有的细纱锭子数量来衡量纺纱厂的设备规模。细纱锭子通常是一根带有锭盘的细长轴,由装配在锭脚内的上轴承及锭底(立锥滑动轴承)所支承,可由传动带拖动而作高速回转。细纱是如何纺制成的?细纱锭子在纺纱过程中的作用又是怎样的?这就得从细纱工序谈起。

细纱工序是成纱的最后一道工序,它是将粗纱或条子纺成一定号数且符合国家质量要求的细纱,供捻线、机织或针织使用。细纱机的工艺任务是^[1]:(1)牵伸——将喂入的粗纱或条子均匀地抽长、拉细,达到成纱所要求的号数;(2)加捻——将牵伸后的须条加上适当的捻度,使之具有一定的强力、弹性和光泽等物理机械性能;(3)卷绕成形——将纺成的细纱按一定的成形要求卷绕在筒管上,便于运输储藏和加工。随着纺织技术的发展,各种新型纺纱方法不断出现,但传统的环锭纺纱方法在纺织生产中仍然占有很重要的地位。1987年在意大利米兰举行的国际纺织机械展览会(ITMA87)上,世界各国有八家纺织机械制造公司展出了环锭纺纱设备,展出情况表明,环锭纺将继续占主导地位,环锭纺纱在高质量和细号纱的纱线市场仍独具特点。在我国到1988年为止,新型纺纱头数约只占有纺纱头数的1%。这充分说明,目前环锭纱仍处于统治地位。

目前,我国纺织工业拥有三千多万纱锭,较大规模的锭子制造厂有:上海纺织机械专件厂、上海纺织轴承一厂、山西经纬纺机厂、衡阳纺织机械厂等,每年生产锭子约400万锭,可以满足棉、毛、丝、麻及化纤等各种纤维的加工需要,并提供国内配套与出口的需要。

第二节 锭子的发展简史

纤维加捻成纱方法的发明也正是纺锭的起源,锭子的雏形至少要追溯到五、六千年以前的新石器时代,那时候我们民族的祖先发明了一种纺纱工具,就是现代纺锭的鼻祖——“纺缚”。纺缚是由陶片或石片制作的缚盘及缚杆两部分组成,当人用手使缚盘转动时,缚自身的重力使得一堆乱麻似的纤维得到牵伸,同时又使拉细的纤维丛被加捻成麻花状纱条,并卷绕在缚杆上。西汉时期,冶铁技术得到较大的发展,出现了用铁杆制造的纺缚,杆径上细下粗。陶制的缚盘厚度古代和后世农村妇女沿用的几乎没有两样,杆上有一钩子是用来定捻的,与现代纺纱机上的导纱钩作用相仿。到公元四、五世纪时,通过不断地试验和改进,人

们又将手摇式单锭纺车改造成脚踏式三锭纺车。到了18世纪,工业革命大大促进了生产的发展,古老的手工纺纱逐渐被机器纺纱所代替^[2]。1765年英国工人詹姆斯·哈尔格里夫斯(James Hargreaves)发明了一种手摇纺纱机——珍妮纺纱机(Spinning Jenny),它由一个木架、滚筒、手轮及16~18个锭子组成,这一发明是纺纱技术上的一大进步。1769年钟表匠阿尔克莱特(Arkwright)制成了水力转动的纺纱机,从此,机器转动不再依靠人力,这种纺纱机牵伸由三对罗拉完成,加捻则用锭翼,所用的锭子就是翼锭。翼锭的缺点是不适宜于高速,因为速度提高后,离心力会使锭臂发生很大的变形,影响转动,同时,空气阻力大,使机器的功率消耗过大。1779年克隆普顿(Crompton)改进了珍妮机和水力纺纱机,设计成走锭纺纱机(Mule),理查德·罗伯特(Richard Roberts)又将它改造成自动走锭纺纱机(Self acting mule),这种纺纱方法的纱线在加捻过程中承受张力小,纺出的纱细而结实,比环锭纱丰满,手感柔软,整齐度、均匀性好。走锭纺的加捻和卷绕过程是先后分别完成的,也就是依次进行的,因此机器生产率和劳动生产率都较低。

到了十九世纪中叶^[3],美国发明家费尔斯(Fales)和詹克斯(Jenks)设计了一种平面轴承锭子,当时锭速约为6000r/min左右,锭子的上下轴承均用滑动轴承,而且是不封闭的,由于不能储油防尘,因而每天要加油,且易油污机器及纱线。接着美国的拉贝思(Rab-beth)对锭子作了重要改进,他把锭底与轴承封闭在一个壳体内。尔后,锭子发展为由锭杆、锭盘、支承件、锭脚、锭钩、制动器等零部件组成的综合体。

随着纺织工业不断发展,为了适应提高锭速、加大卷装的需要,锭子的结构也在不断改进。20世纪初期(1921年)德国SKF公司开始制造滚柱轴承锭子,上支承为滚柱轴承,承受径向负荷,下支承为锭底,以承托锭子的重量,两者是刚性连接,锭速为8000~12000r/min。50年代该公司又首创了弹性锭子。近几十年来锭子改革的中心内容主要是研究高速锭子的支承结构,至今棉纺锭速已能够达到18000r/min以上。目前,提高环锭纺纱的单产水平,其关键已不再是单纯提高锭速,因为锭子高速后所产生的噪声对人体非常有害,并且功率消耗也将迅速增加,又将引起机件的剧烈磨损,因此必须研究高速低噪声低功耗的锭子结构。

在我国,随着纺织工业的飞速发展,纺纱锭子的品种、规格、数量需要日益增多,生产规模也逐步扩大。目前锭子的结构形式以弹性锭子为主,低噪音低功耗锭子也正在研制之中。建国三十多年来,我国锭子的性能水平明显提高,纺纱速度可高达18000r/min,部分指标接近了国际现有水平。其发展过程大体上有几个阶段:在本世纪50年代以测绘仿造国外锭子为主,1956年前仿造日本三社式平面锭子,国内编号为TA011。以后仿造瑞士的HM型滚柱轴承刚性锭子,其编号为TA03X等,当时最高锭速为12000r/min。50年代后期由上海第二纺织机械厂与华东纺织工学院(现中国纺织大学)合作,分析了当时细纱锭子存在的问题,开始着手新锭子设计的研究工作;到60年代中,即由上海纺织机械专件厂(原上海第二纺机厂三大件车间)与华东纺织工学院共同研究成功具有我国独特风格的回转自定中心弹性分离式阻尼锭子,就是现今全国大量生产的D12、DFG系列锭子,其锭速可达18000r/min左右,最高锭速可达21000r/min,使棉纺单产水平从原来32kg每千锭小时增加到42~45kg,跃居世界领先行列。

第三节 锭子的组成及其作用

细纱锭子的主体是锭杆与锭盘，两者结合成回转体，由上轴承与下部锭底二者支承，带动纱管回转，完成加捻卷绕作用。锭杆因其高速回转，故必须挺直、坚韧而有弹性，偏心必须控制在允许范围内，锭杆材料为滚柱轴承钢（GCr15），制作时先车制或热轧成细长杆坯，再经热处理后磨削成形。其轴承档与锭尖处要有较高的制造精度、光洁度、硬度与耐磨的金相组织，锭杆上部第一段锥度是用来插放筒管的，这一部分的直径和锥度大小应考虑到既要有足够的摩擦力来带动筒管，又要便于拔管。锭杆中部的圆锥是用来压配锭盘的，锥度大小要能保证锭盘压配牢固。

锭盘呈钟鼓形，紧套于锭杆的中部，由铸铁或易切削钢制成。锭子轴承罩于锭盘中，能防止飞花尘埃侵入轴承。锭盘是锭子的传动件，应使锭带（或龙带）张力的作用线与上轴承相接近，以减小弯矩作用。锭盘钟形部分的锥度宜小，这有利于减小跳筒管现象，但太小则回丝不易取下，一般在0.025~0.01范围内，筒管底孔与锭盘锥体之间的间隙取0.05~0.25mm，如间隙太大，振动时筒管与锭盘的冲击力矩大，也会使筒管上跳，并使振动加剧，而且轴承受力也显著增加。

锭脚是整套锭子的支座，兼作贮油之用。

锭钩用以挡住锭盘，以防止在拔管时锭盘锭杆一起被带出或剧烈窜动。

制动器用于接头操作时制动高速回转的锭子与筒管，在棉纺大卷装，毛和化纤纺纱及捻线时均需采用。

锭子的支承部件结构形式将在下章详述。锭底和上轴承是锭子支承部件，锭子运转时锭杆与上轴承、锭尖与锭底的球半径相互配合而形成两对摩擦副，故轴承与锭底同样也要求足够的硬度以及保持较高的光洁度和制造精度。

第四节 锭子的设计原则

锭子是加捻卷绕的主要元件，其系列规格大体上按所要求承受的负荷（与管纱卷装直径、筒管长度、纱重、筒管质量、纺纱号数、卷绕张力的大小、锭速高低等因素有关）进行分类，滚柱轴承锭子是以轴承孔径的代号表示，由于纺纱原料及品种的多样性，锭子的规格也随之不断增多。

锭子的运转情况良好与否直接影响细纱的产量和质量，因此，对锭子的性能要求主要是：

（1）运转平稳。细纱锭子的工作转速介于第一、第二阶临界转速之间，当锭子刚越过第一临界转速后再继续加速时其运转应趋向稳定（见图1-1），

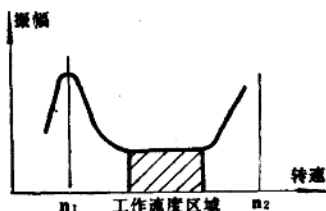


图1-1 锭子振动特性曲线

所以锭子的临界转速应远离工作转速范围,而且锭子的振幅在越过“共振”区域后就要迅速降低。在较宽的锭速范围内锭端的振动要小,空锭振幅值要求低于0.08mm,满纱管振幅值要求小于0.30mm,且无异常振动或自激振动现象。

(2) 机件耐磨,润滑良好,使用寿命长。

(3) 功率消耗低,棉纺锭子空锭运转功率要求不大于8W/锭。

(4) 运转噪声低,棉纺锭子空锭单锭噪声要求不大于70dB(A) (在距离1m处)。

(5) 承载能力足够大;适应卷装范围比较广。

(6) 结构简单,便于制造与维护保养。

从经济角度来看,锭子的设计在满足必要功能的前提下应考虑尽量降低成本及减小使用中的消耗。在纺纱生产中,任何锭子回转时由于纱管不平衡量与纺纱张力的作用,都难免加大振动和磨损,剧烈的振动会引起筒管窜动、纱线断头并造成管纱成形不良,机件的磨损也会因此而加快。通常由于锭子振动而引起的纱线断头,在满管负载较大时更为显著。

锭子的功耗指标是纺织生产中众所关心的问题,锭子及满管传动用电占细纱机电耗的60%以上,而细纱机电耗又占整个纺纱厂用电的40%以上。显然,降低锭子的功率消耗便成为纺纱厂节能的主要着眼点,一些纺织厂选择合适的卷装容量,采用小直径锭盘以降低滚盘功率,效果较为明显。根据我国国情,加大卷装的程度要适当掌握,目前有向小卷装,小锭盘发展的趋势。

从锭子整个系统功耗的比例分配来看,引起功耗的外部因素是:(1)整个气圈纱在空气中高速回转时的空气阻力;(2)钢丝圈与纱线、钢领之间的摩擦阻力;(3)锭带拖动阻力损失。锭脚内部功耗也可分为两部分:(1)轴承摩擦损耗的能量,(2)阻尼损耗的能量。据瑞士SMM公司来华介绍,高速条件下锭脚内部的功耗要大于15%^[4]。因此,改进现有锭子的结构设计,选择合适的阻尼用油等都会带来节电效果。

运转中的纱锭是细纱车间的主要噪声源,由于噪声对环境的污染十分严重,所以目前国际上已把噪声作为一种公害,而把降低噪声提到相当重要的地位。我国也已对降低噪声问题逐渐重视起来。锭子的噪声由三部分组成:旋转纱管表面空气涡流所形成的空气动力学噪声;与锭速相对应的频率组成部分的噪声以及锭子的振动摩擦噪声。振动噪声的产生主要是由于阻尼系统的固体摩擦,滚柱轴承的振动和撞击,传动带的摩擦,筒管的不平衡及其对锭子的撞击,还有由于锭子引起的龙筋振动等等。近年来从事锭子研究的工作人员,已在着手研究如何减少锭子的振动与摩擦,对降低锭子的噪声取得较好的效果。

参 考 文 献

- [1] 刘裕璋,陈人哲主编,“纺织机械设计原理”,上册,纺织工业出版社,1982。
- [2] 上海纺织科学研究院《纺织史话》编写组,《纺织史话》,1978。
- [3] A Summary by Dipl-Ing. G. Werdel and Dipl-Ing. G. Gutmann read at the All India Seminar, Bombay, “Spindle for Spinning and Doubling on Cotton and Worsted Machines” (联邦德国SKF公司来华交流资料), 1972。
- [4] D. Widmer, R. Von Euw Lecture of SMM on SPINDLES (瑞士SMM公司来华交流资料), 1982。

第二章 锭子结构发展概况

自从美国费尔斯(Fales)和詹克斯(Jenks)首创的机械锭子问世以来,至今已有一百多年的历史,经过不断改革,其工作原理及结构都发生了很大的变化。按筒管的支承方式来划分,锭子杆盘结构的发展有下列三种类型(见图2-1): (1)光杆锭子。塑料(或木质)筒管插在细长的光锭杆上,一般适用于棉纺卷装。(2)铝套管锭子。短锭杆上镶有铝质套管,薄壁纸质(塑料或铝合金)筒管则套在铝套管上,由弹性支承器带动筒管回转,这种结构以往本应用于毛纺或化纤长丝小卷装卷绕,近年来转用于棉纺大卷装,能适应高速纺纱。(3)带缺口的有边筒管藉镶在锭盘上的键或销形凸棒而带动回转,适用于化纤长丝大卷装卷绕。

按锭子的转动方式来划分,有锭带传动、龙带传动或单独电动机积极传动等。

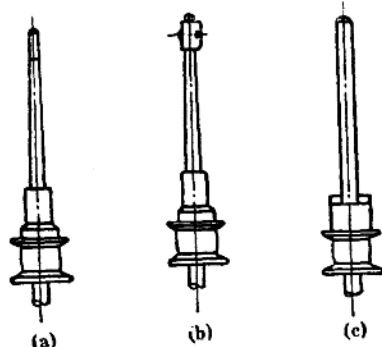


图2-1 不同筒管支承方式的锭子

近几十年来,锭子改革的中心内容主要是研究锭子的支承方式,为了满足高速回转的要求,出现了许多不同型式的支承结构,大体上可分为以下几种类型,如图2-2所示。

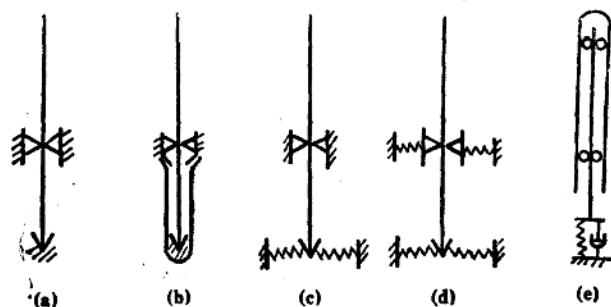


图2-2 锭子的支承形式

(a)双弹性支承 (b)球面支承 (c)下弹性支承 (d)双弹性支承 (e)固定锭杆锭子

第一节 双刚性支承锭子

早期的HM2-18型锭子属于此类,如图2-3(a)所示,其主要特点是上下支承由锭胆连成一体,锭胆肩部则悬挂在锭脚端面上;肩部之下的锭胆外表面上有槽,槽内嵌有弓形弹簧,起定位作用并略有弹性。这种刚性支承的锭子因锭胆与锭脚之间的间隙较大,高速后沿此方向的振幅会有所增加,造成各部位的磨损增多;在大纱重载时则因支承浮动又易随锭胆弓形弹簧的作用方向而倾斜,形成锭子与钢领不同心,使纱的张力波动增加,断头率上升。

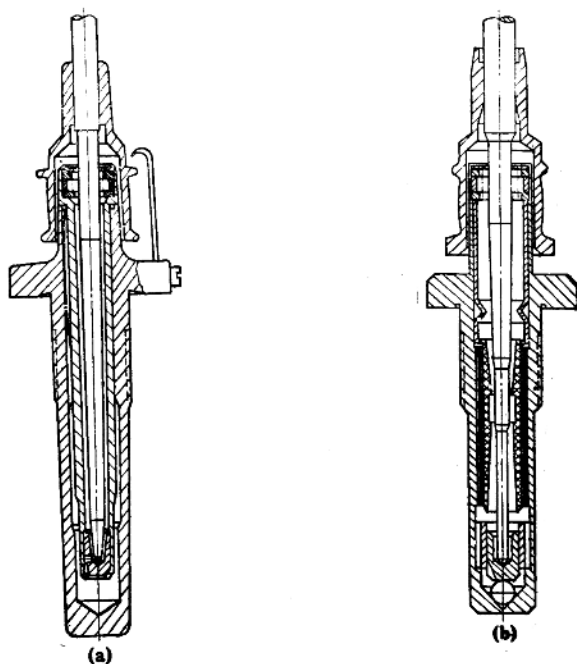


图2-3 刚性支承锭子
(a) HM2-18 (b) Verti-Flex

特别是轴承挡与锭底之间的同心度要求很高,当精度达不到要求时,就将使振幅增加,锭尖磨损加剧,在转速为二倍自然频率以上时将出现自激振动。这种锭子不能满足进一步的高速要求,故已基本淘汰。

另一种刚性支承锭子是瑞士SMM公司的Verti-Flex型锭子,如图2-3(b)所示。上轴承与锭底分别固定在锭脚两端,使锭杆在运转中能保持垂直。它的另一特点是中间有一塑料套筒,套筒中镶有一滑动轴承搁置在隔距套筒上,锭杆下部较细,并做成台阶状,锭尖部位做成 60° 锥体带球面顶尖,这是一种三支承锭子,利用锭杆下部的柔性改变锭子的动力学特性,使其运转稳定,但功率消耗有所增加,据称由于锭子对龙筋面的垂直度较好,因而对高速纺

制纯棉产品较为适应。

第二节 球面支承铰子

联邦德国、日本的HM-3、苏联的BH、BHT,美国的HTR型铰子等均属此类。这种铰子的特点是铰胆以球面支承于铰脚上,并可绕球心作摆动。铰胆上有突头嵌在套筒的槽中,因而使铰胆只能作摆动而不能作转动。铰胆本身弹性较小,可看作刚性支承,铰胆中段套有螺旋压缩弹簧,下段套有防振圈及止推环,防振圈与铰脚之间的间隙为 $0.1\sim 0.2\text{mm}$,铰胆与防振圈之间的间隙为 $0.8\sim 1.2\text{mm}$ 。当铰杆摆动时,首先是外层间隙的油膜阻尼起消振作用,然后止推环与防振圈的锥面产生相对摩擦而消除振动能量。这种铰子适宜于大卷装,但工作速度不宜过高,一般铰速为 12000r/min ,此结构的缺点是摆动时球面和锥面之间由于金属摩擦而有磨屑产生,会进一步造成铰底和铰尖的磨粒磨损,又因只有单层防振圈,故阻尼吸振作用也不够好。

第三节 弹性支承铰子

这类铰子的上轴承连同轴承座一起(或直接)压配在铰脚上,而铰底则是由弹性元件连接装配在铰脚内,成为弹性下支承,铰底可以作纵向与横向摆动。每当铰子与纱管的不平衡量或纺纱张力变化而造成铰子振动时,铰子可自调中心,使铰尖与铰底保持良好的接触。在铰底外围紧套吸振卷簧,并浸没在油浴中,弹性元件的刚度与油膜阻尼系数匹配良好,所组成的弹性阻尼系统具有较好的吸振效果。

按照上轴承与铰底的连接方式,这种支承的结构形式有整体式和分离式两种,前者的上轴承与铰底是由弹性管连接成整体,后者则是分离的。

整体式弹性铰子是目前世界上使用最多的一种,如联邦德国SKF公司的HF、HZ系列铰子,日本NSK公司的HA、HD系列铰子^{[1][2]},瑞士Rieter公司的M型系列铰子,国产D3系列铰子等。这种铰子要求有较高的制造精度,特别是铰底与上轴承间的同轴度,否则会产生分谐振动。结构如图2-4所示。

分离式弹性铰子上下轴承间有较好的自调中心作用,国内大量使用的D1系列铰子及联邦德国Sussen公司的SH、SX型均属此类,如图2-5所示。

尽管这些铰子的设计构思基本相同,然而具体结构各有所异:HF、HA、D3型铰子的弹性管因受过度冲击而易产生永久变形^[3]。M型铰子[见图2-4(c)]的上轴承与铰底是由铜质波纹管连成一体的,利用波纹管及铰脚内贮油的动力学特性,对铰子振动产生阻尼作用;铰底的下部有螺旋圈簧以缓冲纵向振动,因而铰子的振动性能良好,且具有较大的承载能力。M型铰子的另一特点为波纹管底部是封闭的,能使润滑油与阻尼油隔离开来,这样就可按不同的作用要求分别选择合适的油品,且能保持润滑油清洁。

D1型铰子是我国自行设计的分离式铰子,如图2-5(a)所示,其上支承(轴承连座)采用固定形式压配在铰脚中,这样可以使轴承座不易因受到外力干扰而浮动,同时也可防止轴承座与铰脚之间的相对滑动和摩擦,有利于减少磨料磨损。其下支承是弹性的,铰杆下端的铰

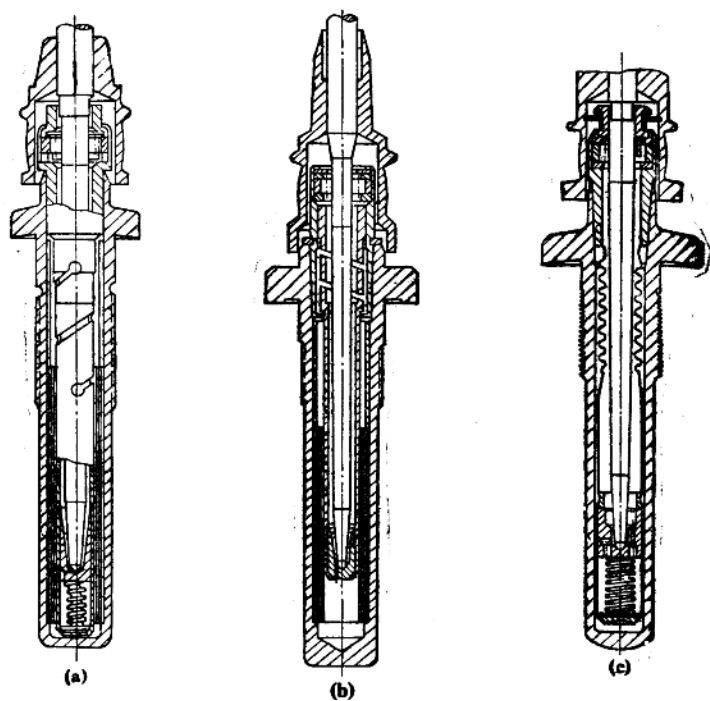


图2-4 整体式弹性旋子
(a) HF2 (b) D3203 (c) M2

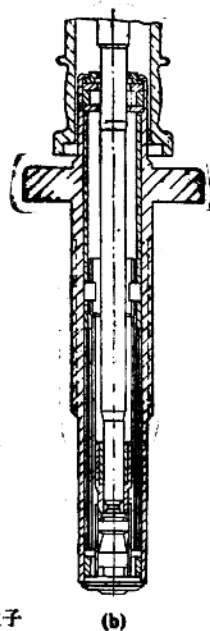
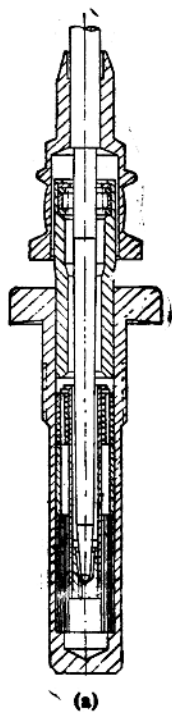


图2-5 分离式弹性旋子
(a) D1203 (b) SH

尖支承于中心套管内的铰底上,中心套管通过尼龙圈、定位套管和卷簧安装在铰脚中。尼龙圈的内圈与中心套管紧密压配,其外圈与铰脚保持较小的间隙,主要起定中心作用以及对下支承的横向、纵向支承作用;定位套管可防止整个支承的转动;圈簧为一吸振元件,共六至七圈,其内圈与中心套管夹紧,外圈与铰脚撑紧,铰杆下端振动时,由于圈簧各层间隙内油的粘性阻尼而达到吸振作用,能有效地减小铰子振幅;又由于回转体的陀螺效应,上下支承(在一定同心度范围内)能自定中心,使铰尖磨损明显改善,故能适应高速要求。

第四节 双弹性支承铰子

这类铰子是比较新型的,始于70年代。如前所述,弹性铰子的使用虽然基本上能满足纺织厂的要求,但是由于铰子的高速回转而导致噪声、功率增加,使用寿命缩短,于是从事铰子研究工作者继续进行新的探讨,根据对铰子的噪声源及工况条件下的使用分析,着手就上轴承的支承方式进行了多方面的研究,提出了上弹性支承的设计思想。当铰子由于质量不平衡而引起振动时,上轴承可随铰杆的弯曲而摆动,使轴承的滚柱与铰杆保持良好的接触状态。从而改善了轴承的受力情况,以延长铰子的使用寿命,亦可降低铰子的噪声与功耗。

目前通称的双弹性支承铰子中,有的是整体式弹性(或刚性)铰胆通过弹性元件支承于铰脚中,也有的设想采用分离式的双弹性支承结构。

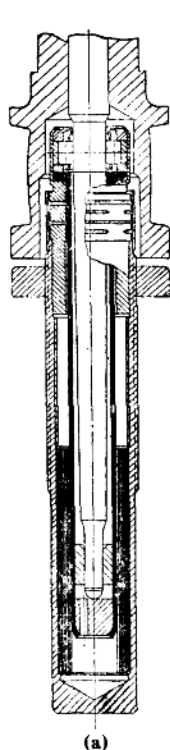
近年来,市场上销售的双弹性支承铰子,有瑞士SMM公司的Mono-Flex、Bi-Flex;Rietter公司的SW、SG型等。其结构简介如下:

一、SMM公司的Mono-Flex与Bi-Flex型铰子

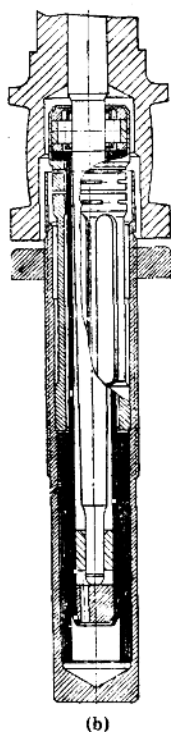
Mono-Flex铰子[见图2-6(a)]的上轴承座的中部在露出铰脚的部位开有相互交叉的横向槽,使上轴承具有弹性,铰杆回转的陀螺运动所产生的振动可以由上轴承的横向位移和下部的吸振卷簧的油膜阻尼所吸收。Bi-Flex型铰子如图2-6(b)所示,是Mono-Flex铰子的改进型式,它的上轴承座下部铣有纵向、横向交叉槽,使铰杆可以摆动或平移,以保证铰子运动稳定,轴承受力小,噪声低。据样本介绍,Bi-Flex型铰子的噪声最多可降低10dB(A),振动比其它类型的铰子降低10倍,功耗降低15~20%,铰速最高可达22000r/min。

二、SW与SG型铰子

这两种铰子的主要区别在于SW型的上轴承是滚柱轴承,如图2-7所示,而SG型上轴承为滑动轴承。这两种铰子的上轴承与铰底均由薄壁金属套连成一体,然后通过铣有螺旋槽的金属弹簧片安装在铰脚上,铰底的下部还有螺旋弹簧承托,套筒外紧套较长的吸振卷簧,利用油膜阻尼吸振。据介绍,金属管的厚度有特殊要求,其刚度系数与支承弹簧的参数是据根负载大小进行合理匹配的,以构成良好的弹性阻尼系统;该厂认为采用金属的弹性元件较橡胶类制品更为可靠。据报道[4],SW型铰子比M型铰子噪声可降低1.5~4dB(A),SG型铰子可降低6~9dB(A)。然而由于滑动轴承的采用使铰子的功耗有所增加,通过在细纱机上采取相应的节电措施来作一定的弥补。



(a)



(b)

图2-6 SMM公司的双弹性锭子
(a) Mono-Flex (b) Bi-Flex

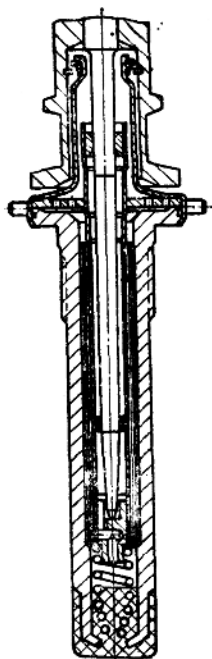


图2-7 SW双弹性锭子

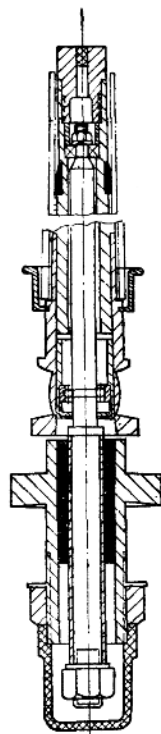


图2-8 New Era锭子

第五节 固定锭杆的锭子^[5]

这类锭子曾使用于美国，主要的型式有新世纪锭子 (New Era) 如图2-8所示，其结构特点是，锭杆通过弹性元件固定于机架上，金属筒管则通过上下两个滚动轴承安装于固定锭杆上，纺纱时用纸管套在金属筒管上进行纺纱生产。

金属筒管连同轴承及固定锭杆一起相对于机架是一个独立的振动系统，故必须选择好连接的弹性元件，以防止振幅过大。

实际使用时，此种锭子存在一些问题。

- 1) 在通过临界速度时间内振幅较大，噪声也大。
- 2) 滚珠轴承的润滑条件不够理想，有时会发生油脂流出的现象。
- 3) 只适应于低速大卷装，故目前即使在美国此种类型的锭子也已被淘汰。

国内外锭子主要型号及规格见表2-1、表2-2。