

最新数控机床加工工艺编程 技术与维护维修实用手册

主编 席文杰

吉林省电子出版社

主编 :席子杰

光盘出版发行 :吉林电子出版社

开本 :787 × 1092 1/16 开

印张 :

版次 2004 年 4 月第一版

印次 2004 年 4 月第一次印刷

光盘出版号 ISBN 7 - 9989 - 0276 - 8

定价 998.00 元(全四卷)

最新数控机床加工工艺编程 技术与维护维修实用手册

主编 席文杰

(第一卷)

吉林省电子出版社

最新数控机床加工工艺编程 技术与维护维修实用手册

主编 席文杰

(第二卷)

吉林省电子出版社

最新数控机床加工工艺编程 技术与维护维修实用手册

主编 席文杰

(第三卷)

吉林省电子出版社

最新数控机床加工工艺编程 技术与维护维修实用手册

主编 席文杰

(第四卷)

吉林省电子出版社

第一编 现代数控机床概述

第一章 数控机床的基本概念	(3)
第一节 数控机床的基本情况	(3)
一、数控机床的定义	(3)
二、数控机床的加工原理	(3)
第二节 数控机床的组成及加工特点	(5)
一、机床数控技术及组成	(5)
二、数控机床的加工特点	(10)
第三节 数控机床的分类	(11)
第四节 数控机床的坐标规定	(14)
第五节 数控机床的最新发展趋势	(16)
一、数字控制技术与数控机床的产生与发展	(16)
二、我国数控机床发展情况	(18)
三、数控机床的技术发展趋势	(21)
第二章 加工中心(MC)	(32)
第一节 概 述	(32)
一、加工中心的定义	(32)
二、加工中心的发展历程	(32)
三、加工中心的工作原理	(33)
四、加工中心的组成及系列型谱	(34)
五、加工中心的分类	(36)
第二节 JCS-018 型立式加工中心	(38)
一、机床用途	(38)
二、主要技术性能	(39)
三、传动系统	(41)
四、典型部件	(42)
第三节 加工中心的结构特点	(53)
一、主传动系统	(54)
二、加工中心进给系统的机械传动机构	(69)
三、自动换刀装置	(98)
第四节 SWORD750 立式加工中心主轴系统简介	(124)
第三章 数控车床	(132)

第一节 CK7815 型数控车床	(132)
一、CK7815 型数控车床的布局及主要部件	(132)
二、主要技术参数	(133)
三、机床传动系统	(139)
四、机床的结构及调整	(140)
第二节 数控车床的结构特点	(149)
一、正艺范围与分类	(149)
二、数控车床的特点与发展	(149)
三、数控车床的布局形式	(150)
四、主传动方式	(154)
五、进给传动系统	(157)
六、刀架系统	(158)
第三节 车削中心	(163)
一、车削中心的工艺范围	(164)
二、车削中心的 C 轴	(164)
三、车削中心的主传动系统	(165)
四、车削中心自驱动力刀具典型结构	(167)
第四章 数控机床的主传动系统设计	(170)
第一节 主传动变速系统的参数	(170)
一、主传动功率	(170)
二、主运动的调速范围	(171)
第二节 主传动系统的设计要求	(171)
第三节 主传动变速系统的设计	(172)
一、交、直流无级调速电机的功率扭矩特性	(172)
二、数控机床分级变速箱的设计	(173)
第四节 主轴组件设计	(183)
一、对主轴组件的性能要求	(183)
二、主轴组件的类型	(185)
三、主轴	(185)
四、主轴轴承	(187)
五、主轴组件的前悬伸和跨距	(197)
六、主轴组件的技术要求	(198)
七、主轴组件的动态特性	(200)
八、主轴组件的平衡	(202)
九、主轴轴承的润滑与密封	(203)
十、主轴组件的刚度计算	(205)

十一、主轴组件径向刚度和转速的参考值	(209)
十二、超高速主轴组件的设计要点、.....	(211)
第五节 齿形带传动设计	(216)
一、多齿形带的强度计算	(216)
二、齿形带传动的设计计算	(217)
第五章 进给伺服系统设计	(220)
第一节 进给伺服系统的设计要求	(220)
一、对进给伺服系统的基本要求	(220)
二、进给伺服系统的设计要求	(221)
第二节 进给伺服系统的组成及其数学模型	(222)
一、进给伺服系统的组成	(222)
二、进给伺服系统的数学模型	(223)
第三节 进给伺服系统的动态响应特性及伺服性能分析	(227)
一、时间响应特性	(227)
二、频率响应特性	(232)
三、稳定性分析	(235)
四、快速性分析	(240)
五、伺服精度	(246)
第四节 系统增益的设计	(248)
一、三阶系统的增益设计	(248)
二、五阶系统的系统增益设计	(250)
三、多坐标系统的系统增益设计	(250)
第五节 电气驱动部件的设计	(252)
第六节 机械传动部件的设计	(261)
二、谐振频率	(272)
三、转动惯量	(273)
四、刚度	(275)
五、阻尼比	(278)
六、非线性因素	(280)
七、工作台导轨	(282)
八、滚珠丝杠螺母传动装置	(283)
九、滚珠丝杠支承专用轴承的选用	(289)
十、同步齿形带传动装置	(291)
十一、回零减速撞块尺寸的计算	(292)
第七节 机械传动部件设计举例	(293)
第六章 床身与导轨	(302)

第一节 闲身结构	(302)
一、对床身结构的基本要求	(302)
二、床身的结构	(303)
三、床身的刚度	(305)
四、床身的结构设计	(306)
第二节 贴塑滑动导轨设计	(307)
一、塑料导轨	(307)
二、导轨结构	(310)
三、贴塑导轨设计	(312)
四、导轨的材料	(317)
第三节 液体静压导轨设计	(318)
一、静压导轨的结构	(318)
二、油腔结构	(319)
三、导轨间隙和节流形式	(321)
四、导轨承载能力	(323)
第四节 滚动导轨设计	(328)
一、直线滚动导轨副	(328)
二、滚动导轨块	(330)
三、滚动导轨设计计算	(331)
第五节 导轨的润滑与防护	(334)
一、导轨的油润滑	(334)
二、导轨的固体润滑	(334)
三、导轨的防护	(334)
第六节 导轨的超声频加热淬火	(336)
一、加热原理	(336)
二、导轨原始状态的要求	(337)
三、淬火设备	(337)
四、工艺参数	(338)
五、床身导轨超声频加热淬火的优点	(338)
第七章 数控机床的总体设计	(339)
第一节 数控机床的结构设计要求	(339)
一、提高机床的结构刚度	(339)
二、提高机床的抗振性	(345)
三、提高低速进给运动的平稳性和运动精度	(347)
第二节 数控机床的总体布局	(350)
一、总体布局与工件形状、尺寸和质量的关系	(351)

二、运动分配与部件的布局	(351)
三、总体布局与机床结构性能	(353)
四、自动换刀数控卧式镗铣床(加工中心)的总布局	(355)
五、机床的使用要求与总布局	(357)
六、数控机床总布局的其他趋向	(357)
第八章 数控机床的计算机辅助设计	(359)
第一节 概 述	(359)
一、数控机床采用计算机辅助设计的意义	(359)
二、CAD 系统的总体描述	(359)
三、数控机床 CAD 系统的主要功能	(362)
四、工程数据管理技术	(365)
五、CAD 系统的工程数据库	(369)
第二节 数控机床总体方案设计	(372)
一、机床总体布局的 CAD	(372)
二、机床整机建模与性能分析	(377)
第三节 主传动系统 CAD	(385)
一、部件装配图 CAD	(385)
二、加工中心和数控机床主轴及主传动系统 CAD	(389)
第四节 伺服进给系统 cAD	(395)
一、伺服进给系统计算机辅助计算与分析(CASS 软件)	(395)
二、伺服进给系统 CAD 数据库子系统	(399)
三、伺服进给系统 O \ D 图形子系统	(400)
四、伺服进给系统设计流程	(400)
第五节 刀库和机械手 CAD	(401)
一、刀库和机械手 CAD 的工作模式	(401)
二、刀库和机械手 CAD 软件的功能组成	(402)
三、刀库和机械手 CAD 的工作流程	(404)
第六节 机床大件及导轨 CAD	(404)
一、建立大件 CAD 的工作模式	(405)
二、建立大件子结构图库	(407)
三、视图的自动生成	(408)
四、剖面的自动生成	(408)
五、提高尺寸标注的效率	(408)
六、计算分析	(409)
七、导轨方案设计和性能分析软件	(409)
第七节 叉架类零件 CAD	(412)

一、叉架类零件以①总框图	(412)
二、三维几何造型	(413)
三、二维工作图生成模块	(417)
第八节 回转体零件 CAD	(418)
一、回转体零件微机智能化 CAD	(418)
二、HZTCAD 软件系统总框图	(420)
三、智能尺寸标注的基本原理	(421)
四、工作图的编辑和完善	(421)
五、软件包的辅助功能	(422)
第九节 数控机床主要零件优化设计分析计算及校核计算	(422)
一、数控机床主要零件优化分析和校核计算软件(MCECAD)	(422)
二、多目标优化程序库和主轴静、动态特性计算及优化模块	(425)

第二编 数控机床加工工艺及设备

第一章 数控加工工艺及设备基础	(431)
第一节 机床数控与数控加工设备概述	(431)
一、机床中有关数控的概念	(431)
二、数控机床的组成	(432)
三、数控机床的分类	(434)
四、数控机床的基本结构特征和主要辅助装置	(436)
五、数控机床的规格、性能和可靠性指标	(437)
六、数控机床的精度项目及检验	(439)
七、数控机床的主要功能	(445)
第二节 数控加工原理与数控加工工艺概述	(448)
一、数控加工原理	(448)
二、数控加工工艺和数控加工工艺过程的概念、主要内容及特点	(450)
三、数控加工工艺与数控编程的关系	(452)
第三节 数控机床的坐标系统	(452)
一、数控机床的坐标系	(452)
二、机床坐标系与工件坐标系	(454)
第四节 插补原理及与加工精度和加工效率的关系	(457)
一、数控加工轨迹控制原理——插补原理	(457)
二、插补原理、进给速度与加工精度和加工效率的关系	(459)

第五节 当今国际数控加工技术的发展趋势 (460)

第二章 数控刀具.....	(463)
第一节 数控刀具的种类及特点.....	(463)
一、数控刀具的种类	(463)
二、数控刀具的特点	(464)
第二节 数控刀具材料.....	(466)
一、切削用刀具材料应具备的性能	(466)
二、各种刀具材料	(466)
第三节 数控刀具的失效形式及可靠性.....	(471)
一、数控刀具的失效形式及对策	(471)
二、刀具失效在线监测方法	(473)
三、数控刀具可靠性	(473)
第四节 数控可转位刀片.....	(474)
一、可转位刀片代码	(474)
二、可转位刀片的断屑槽槽型	(475)
三、可转位刀片的夹紧方式	(475)
四、可转位刀片的选择	(477)
第五节 数控刀具的选择.....	(478)
一、选择数控刀具通常应考虑的因素	(479)
二、数控铣削刀具的选择	(480)
三、加工中心刀具的选择	(482)
四、数控机床刀柄的选择	(487)
第六节 工具系统.....	(490)
一、工具系统的发展	(490)
二、车削类工具系统	(491)
三、镗铣类工具系统	(491)
四、刀具管理系统	(492)
第三章 数控车削加工工艺.....	(496)
第一节 概 述.....	(496)
一、数控车床的组成及布局	(496)
二、数控车床的分类	(498)
三、数控车削的主要加工对象	(498)
第二节 数控车削加工工件的装夹及对刀.....	(500)
一、数控车削加工工件的装夹	(500)
二、数控车削加工的对刀	(503)
第三节 制定数控车削加工工艺要解决的主要问题.....	(512)
一、选择并确定进行数控加工的内容	(513)
二、对零件图进行数控加工工艺分析	(515)
三、零件图形的数学处理及编程尺寸设定值的确定	(518)
四、数控车削加工工艺过程的拟定	(524)
五、数控加工余量、工序尺寸及公差确定.....	(532)

六、切削用量的选择	(536)
七、首件试加工与现场问题处理	(540)
第四节 数控车削加工工艺文件	(540)
第五节 典型数控车削零件的加工工艺分析	(542)
一、轴类零件数控车削加工工艺	(542)
二、轴套类零件数控车削加工工艺	(543)
第六节 难加工材料的数控车削加工	(552)
一、难加工材料的种类和特点	(552)
二、难加工材料的数控车削	(554)
第七节 数控车拉工艺介绍	(556)
一、车拉工艺原理	(556)
二、数控车拉工艺在一汽众公司的应用	(558)
第四章 数控铣削加工工艺	(560)
第一节 概述	(560)
一、数控铣床的分类	(560)
二、数控铣削的主要加工对象	(561)
三、数控铣削加工工件的安装和对刀、换刀	(562)
第二节 制定数控铣削加工工艺要解决的主要问题	(562)
一、选择并确定进行数控铣削加工的内容	(562)
二、数控铣削加工工艺性分析	(563)
三、零件图形的数学处理	(567)
四、与起刀、进刀和退刀有关的工艺问题的处理	(569)
五、逆铣、顺铣及切削方向、切削方式的确定	(572)
六、数控铣削加工工艺参数的确定	(575)
第三节 复杂曲线曲面数控铣削加工的刀具轨迹	(583)
一、二坐标数控铣削加工刀具轨迹生成	(583)
二、多坐标数控铣削加工刀具轨迹生成	(588)
三、数控铣削加工刀具运动轨迹的编辑	(602)
四、数控铣削加工刀具运动轨迹的干涉检查与修正	(605)
第四节 复杂表面自动编程工艺处理	(607)
一、自动编程加工的基本工作原理	(607)
二、自动编程中机床、刀具、毛坯和工件坐标系的设置	(609)
三、自动编程中工艺参数设置	(611)
第五节 汽车覆盖件模具的数控铣削加工	(613)
一、汽车覆盖件模具数控铣削加工工艺主要内容	(613)
二、汽车覆盖件模具数控铣削加工需特殊注意的问题	(618)
第六节 典型数控铣削零件的加工工艺分析	(621)
一、支架零件的数控铣削加工工艺	(621)
二、汽车覆盖件模具数控铣削加工工艺介绍	(627)
第五章 加工中心加工工艺	(634)

第一节 概述.....	(634)
一、加工中心的分类	(634)
二、加工中心的主要加工对象	(635)
第二节 加工中心加工工件的安装及对刀、换刀	(637)
一、加工中心加工工件的安装	(637)
二、加工中心加工的对刀、换刀	(645)
第三节 制定加工中心加工工艺要解决的主要问题.....	(657)
一、零件的工艺分析	(657)
二、加工中心的选用	(658)
三、加工中心加工零件的工艺方案设计	(661)
四、加工中心加工的工步设计	(664)
五、加工中心加工进给路线的确定	(665)
六、加工余量的确定	(667)
七、工序尺寸及公差的确定	(669)
八、加工中心加工切削用量的选择	(669)
第四节 典型加工中心加工零件的工艺分析.....	(673)
一、盖板零件加工中心的加工工艺	(673)
二、支承套零件加工中心的加工工艺	(677)
三、异形支架零件加工中心的加工工艺	(682)
第六章 大量生产典型零件数控加工工艺.....	(687)
第一节 典型轴类零件数控加工工艺.....	(687)
一、典型轴类零件介绍	(687)
二、工艺分析	(687)
三、变速器—轴工艺过程卡和工序卡	(689)
第二节 典型箱体类零件数控加工工艺.....	(704)
一、典型箱体类零件介绍	(704)
二、工艺分析	(704)
三、变速器后壳体工艺过程卡和工序卡	(707)
第一章 数控车床的操作.....	(731)
第一节 概 述.....	(731)
第二节 操作面板功能介绍.....	(731)
第三节 软菜单键操作.....	(738)
一、手动操作	(739)
二、手脉操作	(740)
三、程序编辑操作(见图 12).....	(742)
四、模拟加工	(746)
五、设置参数方式	(748)
六、文件服务	(749)
七、自动操作	(750)
八、单段操作	(753)

九、补偿功能	(753)
第四节 编 程.....	(761)
一、数控编程基础	(763)
二、编程举例(见图 15).....	(773)
第二章 数控铣床的操作.....	(774)
第一节 KND200—M 系统	(774)
一、KND200 数控铣床的结构(见图 2).....	(774)
二、KND 数控铣床的加工范围	(775)
三、数控机床的坐标系和运动方向的确定。	(775)
四、数控铣床控制面板的操作	(776)
五、数控铣床加工实例	(788)
第二节 FANUC 系统	(792)
一、代码功能说明	(792)
二、键盘的说明	(794)
三、键入缓冲区	(796)
四、键入缓冲区的内容变更方法	(797)
五、报警信息	(798)
六、软键	(798)
七、软键不足时	(798)
八、软键的切换方法	(799)
九、其他操作	(800)
十、功能选择键	(800)
十一、子菜单	(801)
十二、操作选择键	(806)
十三、CRT 画面的消除方法	(808)
十四、机械操作面板(见图 22).....	(808)
第三章 VMC800 加工中心的操作	(811)
第一节 VMC800 加工中心的面板	(811)
第二节 加工指令.....	(816)
一、G 代码(见表 3)	(816)
二、T 代码	(816)
三、F 代码	(817)
四、辅助功能	(817)
第三节 加工中心控制器面板.....	(818)
一、屏幕部分(见图 3)	(819)
二、主功能画面	(820)
三、F1 机台设定画面	(820)
四、F2 程序编辑画面(见图 3).....	(822)
五、F4 执行加工画面	(831)
六、F5 警报显示画面(见图 32)	(833)

第四节 新代 MVC800 系统的加工实例.....	(833)
一、原点回归	(834)
二、功能(JOG、INC—JOG、MPG)	(834)
三、开启程序(编辑/软驱/RS232)	(836)
四、刀具设定(G40/G41/G42、G43/G44/G49)	(836)
五、刀具长度测量(G43/G44/G49)步骤	(837)
六、设定工作坐标(G54...G59)(见图 35)	(838)
七、手动程序输入(MDI)方法	(839)
八、自动执行 NC 程序的操作方法	(839)
九、图形模拟的操作方法	(840)
十、新代控制器下检查 NC 程序的操作方法	(840)
第四章 SINUMERIK 840D 加工中心.....	(841)
第一节 操作控制.....	(842)
一、操作面板 OP031 上的键功能	(842)
二、操作键盘的键功能	(842)
三、外部机床控制面板上的键功能(见图 4)	(845)
四、图形用户界面(见图 4)	(848)
五、操作区域	(848)
六、操作方法	(850)
第二节 加工准备.....	(852)
一、开机和回参考点	(852)
二、输入刀具补偿值	(853)
三、计算刀具补偿值	(856)
四、输入/变更零点偏置值.....	(857)
五、确定/计算零点偏置值.....	(858)
六、编制设定数据	(860)
第三节 手动操作.....	(861)
一、手动/点动—增量方式:	(861)
二、MDA 方式	(862)
三、手动主轴控制	(863)
四、手动刀库控制	(864)
第四节 程序管理.....	(865)
一、程序菜单页面	(865)
二、打开/关闭程序.....	(866)
三、建立新的工件/零件程序.....	(867)
四、编辑/修改程序操作步骤.....	(868)
五、复制/粘贴、改名、删除.....	(870)
六、运行工件/零件程序.....	(871)
七、程序的装载/卸载.....	(872)
八、传送数据和程序	(872)

第五节 自动方式.....	(875)
一、选择工件程序	(875)
二、起动/停止/取消程序	(876)
三、中断后的重定位	(877)
四、覆盖存储	(878)
五、显示程序级	(879)
六、程序的纠错	(879)
七、从硬盘中装/卸载程序.....	(880)
八、从硬盘执行程序	(880)
第六节 报警和信息.....	(881)
第五章 线切割加工.....	(883)
第一节 线切割机床的结构、功能及应用	(883)
一、DK7725E 线切割机床的结构及各部分的功能	(883)
二、线切割加工的应用范围	(884)
第二节 线切割加工的程序编制.....	(884)
第三节 BKDC 控制机的屏幕及菜单	(888)
一、控制机的屏幕划分	(888)
二、BKDC 控制机的菜单结构	(889)
三、各项菜单的应用	(889)
四、线切割编程步骤	(894)
五、生成加工工件的切割轨迹	(894)
第四节 线切割加工参数、装夹、调整.....	(897)
一、加工参数的选择	(897)
二、线切割加工的工件装夹	(899)
三、机床的调整	(899)
第五节 一个典型的操作实例.....	(900)
一、开机到加工结束的具体操作步骤	(900)
二、加工要求	(900)
三、加工过程中一些特殊情况的处理	(901)
第六章 电火花加工操作.....	(902)
第一节 概 述.....	(902)
一、机床结构	(902)
二、机床的坐标系和运动方向的确定	(902)
三、系统功能介绍	(902)
四、加工功能	(903)
五、加工指标	(904)
第二节 控制面板的操作.....	(904)
一、控制面板的操作(见图 6)	(905)
二、基本操作	(905)
三、手控盒的操作(见图 6)	(906)

第三节 主功能区的操作.....	(907)
一、主功能画面的介绍(见图 6)	(907)
二、功能操作说明	(908)
第四节 编 程.....	(915)
一、编程指令表(见表 6)	(915)
二、编程的格式	(916)
三、编程的输入	(916)

第一章 数控加工的编程基础.....	(921)
第一节 数控编程概述.....	(921)
一、数控加工的过程.....	(921)
二、数控编程的内容与方法.....	(922)
三、数控编程的种类.....	(922)
第二节 数控机床与刀具运动.....	(923)
一、刀具沿工件的加工轮廓插补.....	(923)
二、数控机床的坐标系和运动方向.....	(926)
第三节 数控系统与加工功能.....	(928)
一、典型数控系统.....	(928)
二、数控系统的主要功能.....	(930)
第四节 数控加工程序的结构与格式.....	(932)
一、程序的结构.....	(932)
二、程序段格式.....	(933)
第五节 数控系统的常用代码.....	(937)
第二章 数控编程中的工艺分析.....	(944)
第一节 概述.....	(944)
一、数控加工工艺的基本特征.....	(944)
二、数控加工工艺分析.....	(944)
第二节 数控加工的工艺分析与工艺设计.....	(945)
一、数控机床的合理选用.....	(945)
二、数控加工零件的工艺性分析.....	(947)
三、加工方法的选择与加工方案的确定.....	(949)
四、工序与工步的划分.....	(952)
五、零件的装卡方法与夹具的选择.....	(954)
六、加工路线的确定.....	(954)
七、刀具的选择.....	(959)
八、切削用量的确定.....	(963)
九、对刀点与换刀点的确定.....	(965)
第三节 数控加工工艺文件.....	(966)
第三章 数控编程中的数学处理.....	(974)
第一节 数值计算.....	(974)
第二节 基点坐标的计算.....	(975)
一、联立方程组法求解基点坐标.....	(976)
二、三角函数法求解基点坐标.....	(979)
三、三角函数法求解刀位点轨迹的基点坐标.....	(980)

第三节 非圆曲线节点坐标的计算	(986)
一、非圆曲线节点坐标的计算步骤	(986)
二、常用的计算方法	(987)
第四节 列表曲线型值点坐标的计算	(993)
第五节 数控车床使用假想刀尖点时偏置计算	(994)
第六节 简单立体型面零件的数值计算	(996)
第四章 数控车削加工编程	(998)
第一节 数控车削编程概述	(998)
一、数控车削的编程特点	(998)
二、车床数控系统的功能与指令代码	(999)
三、数控车削编程中的有关问题	(1003)
第二节 基本功能及其指令的编程	(1006)
一、尺寸系统	(1007)
二、刀具功能 T 、主轴转速功能 S 和进给功能 F	(1009)
三、常用的辅助功能	(1010)
第三节 插补指令的编程	(1011)
一、快速线性移动指令 $G00$	(1011)
二、带进给率的线性插补指令 $C01$	(1013)
三、螺纹车削加工指令	(1017)
四、暂停指令 $G04$	(1020)
第四节 刀具补偿指令及其编程	(1020)
一、不具备刀具半径补偿功能时的编程	(1021)
二、具备刀具半径补偿功能时的刀具半径补偿	(1023)
第五节 固定循环	(1025)
一、 $FANUC0iA$ 系统的固定循环	(1025)
二、华中数控 $HNC 21/22T$ 的固定循环	(1037)
第六节 综合实例	(1038)
第五章 数控铣削加工编程	(1042)
第一节 数控铣削编程概述	(1042)
一、数控铣床的编程特点	(1042)
二、和控铣削编程中的坐标系	(1043)
三、典型数控系统的指令代码	(1044)
第二节 常用指令的编程方法	(1052)
一、坐标系统与尺寸的编程	(1052)
二、刀具功能 T 、主轴转速功能 S 和进给功能 F	(1054)
三、常用的辅助功能	(1054)

第三节 运动路径控制指令的编程	(1055)
一、快速线性移动指令 G00	(1055)
二、带进给率的线性插补指令 G01	(1055)
三、圆弧插补指令 G02/G03	(1055)
四、暂停指令 G04	(1059)
第四节 刀具补偿指令及其编程	(1060)
一、铣削加工时的刀具路径	(1060)
二、刀具半径补偿	(1061)
三、刀具长度补偿	(1063)
第五节 FANUC 固定循环	(1065)
一、固定循环的动作	(1066)
二、常用的固定循环	(1067)
第六节 SIEMENS 固定循环功能	(1076)
一、钻削镗孔加工 LCYC82	(1077)
二、深孔钻削加工 LCYC83	(1078)
三、镗削循环 LCYC85	(1079)
四、槽型铣削循环 LCYC75	(1080)
第七节 子程序及其调用	(1085)
第八节 铣削编程综合实例	(1088)
第六章 加工中心编程	(1095)
第一节 加工中心编程概述	(1095)
一、加工中心的特点	(1095)
二、加工中心的主要加工对象	(1095)
三、加工中心的指令与代码	(1097)
四、加工中心的主要参数	(1098)
第二节 加工中心基本指令的编程	(1099)
一、换刀指令	(1099)
二、参考点操作指令的编程	(1100)
三、常用指令的编程	(1101)
第三节 FANUC 数控系统宏指令编程	(1102)
一、宏变量及常量	(1102)
二、宏程序调用	(1104)
三、算术与逻辑运算指令	(1104)
四、控制类指令	(1107)
五、用户宏程序应用实例	(1110)
第四节 SIEMENS 系统宏程序应用	(1113)

第五节	FAGOR 高级语言编程简介	(1115)
一、	词汇描述	(1115)
二、	流控制语句	(1115)
三、	子程序语句	(1117)
第六节	加工中心编程综合实例	(1121)
第七章	电火花线切割加工编程	(1139)
第一节	电火花线切割加工概述	(1139)
一、	电火花线切割的基本原理	(1139)
二、	电火花线切割的特点电火花线切割具有电火花加工的共性 ,金属材料 ...	(1139)
第二节	电火花线切割机床的基本结构	(1140)
第三节	电火花线切割的工艺与工装	(1143)
第四节	电火花线切割编程方法	(1147)
一、	3B 代码编程	(1147)
二、	4B 代码编程	(1151)
三、	ISO 代码数控程序编制	(1153)
第五节	电火花线切割编程综合举例	(1161)
第八章	自动编程技术	(1166)
第一节	数控编程软件概述	(1166)
一、	CAD/CAM 集成数控编程系统的基本原理	(1166)
二、	CAD/CAM 集成数控编程系统的应用	(1167)
三、	常用的 CAD/CAM 集成数控编程系统简介	(1169)
第二节	CAD/CAM 集成数控编程系统的加工造型.....	(1171)
一、	CAXA 制造工程师 XP 造型功能	(1171)
二、	CAXA 制造工程师 XP 界面介绍	(1172)
三、	零件的加工造型	(1173)
第三节	CAXA 制造工程师的数控加工.....	(1175)
一、	刀具路径的生成	(1175)
二、	知识库加工	(1180)
三、	刀具路径编辑	(1181)
四、	后置处理与加工代码	(1181)

第六编 数控机床故障诊断及维护维修

第一章 数控机床维护及数控系统故障诊断	(1543)
第一节 数控机床维护	(1543)
一、点检	(1543)
二、数控系统日常维护	(1546)
三、诊断用仪器仪表	(1547)
四、技术资料	(1548)
第二节 故障处理	(1548)
一、检查机床的运行状态	(1549)
二、检查加工程序及操作情况	(1549)
三、检查故障的出现率和重要性	(1549)
四、检查系统的输入电压	(1549)
五、检查环境状况	(1550)
六、外部因素	(1550)
七、检查运行情况	(1550)
八、检查机床状况	(1550)
九、检查接口情况	(1551)
第三节 数控系统故障诊断的方法	(1551)
一、直观法	(1551)
二、CNC 系统的自诊断功能	(1551)
三、数控和状态检查	(1552)
四、报警指示灯显示故障	(1552)
五、备板置换法	(1552)
六、交换法	(1553)
七、敲击法	(1553)
八、测量比较法	(1553)
第四节 电源维护及故障诊断	(1554)
一、电源配置	(1554)
二、通过电气原理图诊断故障	(1555)
三、负载对地短路的故障诊断	(1556)
第五节 数控机床的抗干扰	(1557)
一、电磁波干扰	(1557)

二、供电线路干扰	(1557)
三、信号传输干扰	(1558)
四、抗干扰的措施	(1559)
第二章 数控机床精度及性能检验	(1563)
第一节 精度检验	(1563)
一、几何精度检验	(1563)
二、定位精度的检验	(1569)
三、切削精度检验	(1572)
第二节 机床性能及数控功能检验	(1577)
一、机床性能	(1577)
二、数控功能	(1578)
三、连续空载运行	(1579)
第三节 数控系统的验收	(1579)
一、数控系统外观检查	(1579)
二、控制柜内元器件的紧固检查	(1579)
三、输入电源电压、相序的确认	(1580)
四、检查直流电流输出	(1580)
五、确认数控系统与机床侧的接口	(1580)
六、确认数控系统各参数的设定	(1581)
七、接通电源检查机床状态	(1581)
八、用手轮进给检查各轴运转情况	(1581)
九、用准停功能来检查主轴的定位情况	(1581)
第三章 数控机床机械结构故障诊断及维护	(1582)
第一节 数控机床机械故障诊断的方法	(1582)
一、实用诊断技术的应用	(1582)
二、机床异响的诊断	(1585)
三、现代诊断技术的应用	(1588)
第二节 主轴部件	(1591)
一、维护特点	(1591)
二、主传动链的维护	(1593)
三、主传动链的故障诊断	(1594)
第三节 滚珠丝杠螺母副	(1595)
一、滚珠丝杠螺母副的维护	(1595)
二、滚珠丝杠副的故障诊断	(1596)
第四节 导轨副	(1597)
一、导轨副的维护	(1597)

二、导轨的故障诊断	(1600)
第五节 刀库及换刀装置	(1601)
一、刀库与换刀机械手的维护要点	(1601)
二、刀库与换刀机械手的故障诊断	(1602)
第六节 液压与气压传动系统	(1602)
一、液压传动系统	(1602)
二、气动系统	(1604)
第四章 数控系统操作功能	(1607)
第一节 SIEMENS 数控系统操作面板	(1607)
一、系统操作面板	(1607)
第二节 FANUCO 数控系统操作面板	(1613)
一、系统面板	(1613)
二、机床操作面板	(1614)
第三节 三菱 MELDAS50 数控系统诊断页面	(1617)
一、诊断功能	(1617)
二、其他功能	(1619)
第四节 数控机床回参考点的故障诊断	(1620)
一、回参考点的方式	(1620)
二、回参考点的故障诊断	(1622)
三、数控车床参考点的设定	(1623)
第五章 伺服系统故障诊断	(1627)
第一节 主轴驱动系统	(1627)
一、常用主轴驱动系统介绍	(1628)
二、主轴伺服系统的故障形式及诊断方法	(1628)
三、直流主轴驱动的故障诊断	(1630)
四、主轴交流驱动的故障诊断	(1634)
第二节 进给伺服系统	(1645)
一、常见进给驱动系统介绍	(1645)
二、伺服系统结构形式	(1646)
三、进给伺服系统的故障形式及诊断方法	(1648)
四、伺服电动机的维护	(1653)
五、进给驱动的故障诊断	(1655)
第三节 位置检测装置	(1664)
一、故障形式	(1664)
二、位置检测元件的维护	(1665)
三、位置检测的故障诊断	(1667)

第四节 伺服系统参数	(1670)
一、速度环调整	(1670)
二、位置环调整	(1670)
三、调试和诊断显示	(1677)
第六章 数控机床输入/输出(I/O)控制的故障诊断	(1681)
第一节 数控机床 PLC 的功能	(1681)
一、PLC 与外部信息的交换	(1681)
二、数控机床 PLC 的功能	(1682)
第二节 PLC 输入/输出元件	(1683)
一、输入元件、I 控制开关	(1684)
二、输出元件	(1691)
第三节 数控机床 PLC 控制的故障诊断	(1694)
一、PLC 故障的表现形式	(1694)
二、数控机床 PLC 故障诊断的方法	(1696)
第七章 维修的基本要求和故障常规处理方法	(1705)
第一节 维修的基本要求	(1705)
一、对维修人员的素质要求	(1705)
二、必要的维修用器具	(1706)
三、必要的技术资料和技术准备	(1710)
四、必要的备件	(1711)
第二节 常见故障分类	(1711)
一、按数控机床发生故障的部件分类	(1711)
二、按数控机床发生的故障性质分类	(1712)
三、按故障发生后有无报警显示分类	(1713)
四、按故障发生的原因分类	(1714)
第三节 故障的常规处理方法	(1714)
一、调查故障现场,充分掌握故障信息	(1714)
二、分析故障原因,确定检查的方法和步骤	(1715)
三、故障的检测和排除	(1715)
第八章 预防性维护方法	(1717)
第一节 预防性维护的重要性	(1717)
第二节 预防性维护工作的主要内容	(1717)
第九章 常用的片级维修方法	(1720)
第一节 外观法	(1720)
第二节 电源检查法	(1721)
第三节 静态测量法	(1723)

第四节	动态测量法	(1725)
第五节	在线测试法	(1726)
第六节	汇编语言测试法	(1732)
第七节	模拟台测试法	(1737)
第十章	数控机床开机调试	(1738)
第一节	通电前的外观检查	(1738)
第二节	机床总电源接通后的检查	(1739)
第三节	CNC 电器箱通电检查	(1739)
第四节	手动数据输入(MDI)试验	(1740)
第五节	编辑(EDIT)功能试验	(1741)
第六节	自动状态(AUTO)试验	(1741)
第七节	外围设备试验	(1742)

第七编 数控机床维修实例

第一章	数控车床维修实例	(1745)
第一节	概述	(1745)
第二节	CNC 系统故障实例与诊断	(1745)
第三节	伺服系统故障实例与诊断	(1762)
第四节	刀架系统的故障实例与诊断	(1780)
第五节	其它部位故障实例与诊断	(1793)
第二章	数控铣床维修实例	(1800)
第一节	概述	(1800)
第二节	CNC 系统故障实例与诊断	(1800)
第三节	伺服系统故障实例与诊断	(1814)
第四节	主轴系统故障实例与诊断	(1830)
第五节	工作台系统故障实例与诊断	(1839)
第六节	液压、气动系统故障实例与诊断	(1843)
第七节	其它类型故障实例与诊断	(1846)
第三章	加工中心维修实例	(1863)
第一节	CNC 系统故障实例与诊断	(1863)
第二节	伺服系统故障实例与诊断	(1869)
第三节	刀库、机械手部分故障实例与诊断	(1883)
第四节	工作台部分故障实例与诊断	(1907)

第五节 主轴系统故障实例与诊断	(1915)
第四章 数控镗铣床维修实例	(1936)
第一节 伺服系统故障实例与诊断	(1936)
第二节 主轴系统故障实例与诊断	(1946)
第三节 其它部分故障实例与诊断	(1951)
第五章 数控电加工机床维修实例	(1957)
第一节 概述	(1957)
第二节 CNC 系统故障实例与诊断	(1957)
第三节 脉冲电源系统故障实例与诊断	(1962)
第四节 其它机电故障实例与诊断	(1965)
第六章 其它数控加工设备维修实例	(1970)
第一节 数控磨床故障实例与诊断	(1970)
第二节 其它数控加工设备的故障实例与诊断	(1980)

前 言

现代数控技术集机械制造技术、计算机技术、成组技术与现代控制技术、传感检测技术、信息处理技术、网络通讯技术、液压气动技术、光机电技术于一体,是现代制造技术的基础,它的发展和运用,开创了制造业的新时代,使世界制造业的格局发生了巨大变化。

数控技术是提高产品质量、提高劳动生产率必不可少的物质手段,它的广泛使用给机械制造业生产方式、产业结构、管理方式带来深刻的变化,它的关联效益和辐射能力更是难以估计,数控技术是制造业实现自动化、柔性化、集成化生产的基础,现代的CAD/CAM、FMS、CIMS等,都是建立在数控技术之上。数控技术是国际商业贸易的重要构成,发达国家把数控机床视为具有高技术附加值、高利润的重要出口产品,世界贸易额逐年增加。

因此,数控技术是关系到国家战略地位和体现国家综合国力水平的重要基础性产业,其水平高低是衡量一个国家制造业现代化程度的核心标志,实现加工机床及生产过程数控化,是当今制造业的发展方向。专家们曾预言,机械制造的竞争,其实是数控的竞争。

有鉴于此,发达国家把提高数控技术水平作为提高制造业水平的重要基础,竞相发展本国的数控产业。日本由于数控技术高度发展使其制造业迅速崛起,美国要挽回其失去的地位,欧洲要适应市场竞争的需求,从而以数控技术为主要标志的现代制造技术成了美国、日本和欧洲等工业国家竞争的焦点之一。日本、美国、意大利、西班牙、印度等国,都采用了一些扶植本国数控产业发展的政策措施。中国政府正积极采取各种有效措施大力发展中国的数控产业,把发展数控技术作为振兴机械工业的重中之重。数控技术在制造业的扩展与延伸所产生的辐射作用和波及效果对机械制造业的产业结构、产品结构、专业化分工方式、机械加工方式及管理模式、社会的生产分工、企业的运行机制等正带来深刻的变化,对国民经济的发展起着重要的促进作用。

现代机械加工业逐步向柔性化、集成化、智能化方向发展,需要将不断飞速发展的通用计算机技术及其体系结构、现代自动控制理论及现代蹬电力电子技术应用于新一代数控机床并突出其“开放式”及“智能化”的特征。

我国从发展数控技术的战略高度结合国民经济发展的特点对数控技术进行创新性研究,重点开发“开放式”、“智能化”的数控字床、数控加工中心及数控电加工机床系列产品。

本书是在作者多年从事现代数控技术方面的教学、科研、基础理论研究和在工作实践的基础上总结深化撰写成的。本书系统地分专题详细论述了现代数控技术的有关理论,内容充实,重点突出,同时尽可能地反映数控技术领域内的新成就和新的应用经验,在注重理论系统性的同时,强调如何应用理论分析解决实际问题,如数控编程实例及故障诊断实例等。作为大型工具书,内容深入浅出,图文并茂,条理清楚,便于自学。

相信这套书能够有益于我国数控技术领域人才的培养,有益于我国数控技术的发展,有益于我国立足世界数控技术之林。



**第一编 现代数控
机床概述**

第一章 数控机床的基本概念

第一节 数控机床的基本情况

一、数控机床的定义

数字控制(Numerical Control)是用数字化信号对机床的运动及其加工过程进行控制的一种控制方法。

数控技术是用数字信息对机械运动和工作过程进行控制的技术,是现代化工业生产中的一门新型的,发展十分迅速的高新技术。数控装备是以数控技术为代表的新技术对传统制造产业和新兴制造业的渗透形成的机电一体化产品,即所谓的数字化装备,其技术范围所覆盖的领域有机械制造技术、微电子技术、信息处理、加工、传输技术、自动控制技术、伺服驱动技术、检测监控技术、传感器技术、软件技术等。数控技术及装备是发展新兴高新技术产业和尖端工业(如信息技术及其产业、生物技术及其产业、航空、航天等国防工业产业)的使能技术和最基本的装备。在提高生产率、降低成本、保证加工质量及改善工人劳动强度等方面,都有突出的优点,特别是在适应机械产品迅速更新换代、小批量、多品种生产方面,各类数控装备是实现先进制造技术的关键。

数控机床是采用了数控技术的机床,或者说是装备了数控系统的机床。国际信息处理联盟(International Federation of Information Processing,IFIP)第五技术委员会,对数控机床作了如下定义:数控机床是一种装了程序控制系统的机床。该系统能逻辑地处理具有使用号码或其他符号编码指令规定的程序。

二、数控机床的加工原理

金属切削机床加工零件,是操作者依据工程图样的要求,不断改变刀具与工件之间相对运动的参数(位置、速度等),使刀具对工件进行切削加工,最终得到所需要的合格零件。

数控机床的加工,是把刀具与工件的运动坐标分割成一些最小的单位量,即最小位移量,由数控系统按照零件程序的要求,使坐标移动若干个最小位移量(即控制刀具运动轨

迹),从而实现刀具与工件的相对运动,完成对零件加工。

刀具沿各坐标轴的相对运动,是以脉冲当量 δ 为单位的(mm/脉冲)。

当走刀轨迹为直线或圆弧时,数控装置则在线段的起点和终点坐标值之间进行“数据点的密化”,求出一系列中间点的坐标值,然后按中间点的坐标值,向各坐标输出脉冲数,保证加工出需要的直线或圆弧轮廓。

数控装置进行的这种“数据点的密化”称做插补,一般数控装置都具有对基本函数(如直线函数和圆函数)进行插补的功能。

对任意曲面零件的加工,必须使刀具运动的轨迹与该曲面完全吻合,才能加工出所需的零件。

例如,欲加工轮廓为任意曲线 L 的零件,如图 1-1 所示,可将曲线 L 分成 $\Delta L_0, \Delta L_1, \Delta L_2, \dots, \Delta L_i$ 等线段,设切削 ΔL_i 的时间为 Δt_i ,当 $\Delta L_i \rightarrow 0$,即把曲线划分的段数越小,则刀具运动的轨迹越逼近曲线 L ,即

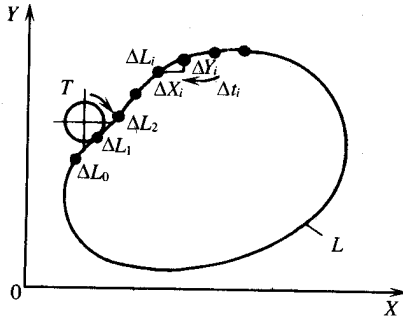


图 1-1 数控机床加工原理

$$\lim_{\Delta L_i \rightarrow 0} \sum_{i=0}^{\infty} \Delta L_i = L$$

在 Δt_i 时间内,刀具在各坐标的位移量为 ΔX_i 和 ΔY_i 即

$\Delta L_i = \sqrt{\Delta X_i^2 + \Delta Y_i^2}$ 进给速度:

$$v_i = \sqrt{\left(\frac{\Delta X_i}{\Delta t_i}\right)^2 + \left(\frac{\Delta Y_i}{\Delta t_i}\right)^2} = \sqrt{\Delta v_{X_i}^2 + \Delta v_{Y_i}^2}$$

当加工直线时 ΔL_i 的斜率不变,各坐标轴速度分量的比值 $\frac{\Delta v_{Y_i}}{\Delta v_{X_i}}$ 不变,因此进给速度 v_i 可保持常量。

当加工任意曲线时 ΔL_i 的斜率不断变化, $\frac{\Delta v_{Y_i}}{\Delta v_{X_i}}$ 的比值也不断变化。只要能连续地自动控制两坐标方向运动速度的比值,便可实现任意曲线零件的加工。

实际上,在数控机床上加工任意曲线 L 的零件,是由该数控装置所能处理的基本数学

函数来逼近的,例如用直线、圆等。自然,逼近误差必须满足零件图样的要求。

图 1-2 示出用直线逼近一任意曲线 L 的情况。只要求出节点 a 、 b 、 c ……的坐标值,按节点写出直线插补程序,数控装置则进行节点间“数据点的密化”,并向各坐标轴分配脉冲数,控制刀具完成该直线段的加工。逼近误差 δ 应满足零件公差要求,即 $\delta_{\max} < \delta_0$ 。

目前,国际上趋向采用 ISO 编码,1982 年 4 月 28 日,我国第一机械工业部发布了《数字控制机床用七单位编码字符》部颁标准 JB3050-82,它与 ISO 标准相同,见表 1-1。

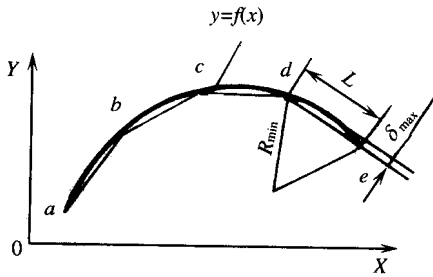


图 1-2 用直线逼近曲线

第二节 数控机床的组成及加工特点

一、机床数控技术及组成

机床的数控技术包括机床、数控系统和外围技术,其组成见表 1-1。

数控机床一般由控制介质、数控装置、伺服系统、测量反馈装置和机床主机组成(见图 1-3)。现对各组成部分简介如下:

1. 控制介质

数控机床加工时,所需的各种控制信息要靠某种中间载体携带和传输,这种载体称作“控制介质”。控制介质是存储数控加工所需要的全部动作和刀具相对于工件位置信息的媒介物,它记载着零件的加工程序。

控制介质有多种,如穿孔带、穿孔卡、磁带及磁盘等,也可通过通信接口直接输入所需各种信息,采用何种控制介质则取决于数控装置的类型。

常用的控制介质是八单位标准穿孔带。如图 1-4 所示,每一行可有 9 个孔,其中 8 个 $\phi 1.33\text{mm}$ 的孔为信息孔,一个 $\phi 1.17\text{mm}$ 的孔为同步孔。穿孔带上的孔与二进制的数字“1”和“0”相对应。每一行都由孔和非孔按有关标准表示一个代码。所谓信息,就是被称作代码的阿拉伯数字、文字和符号等。

表 1-1 机床数控技术的组成

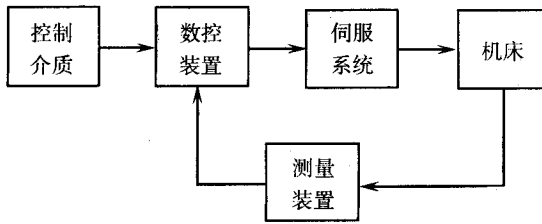
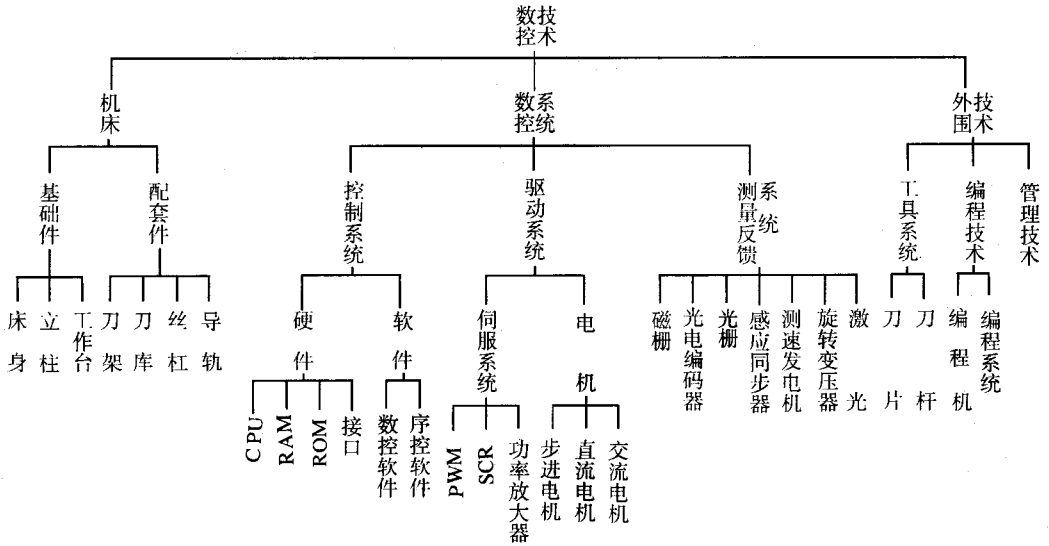


图 1-3 数控机床的组成

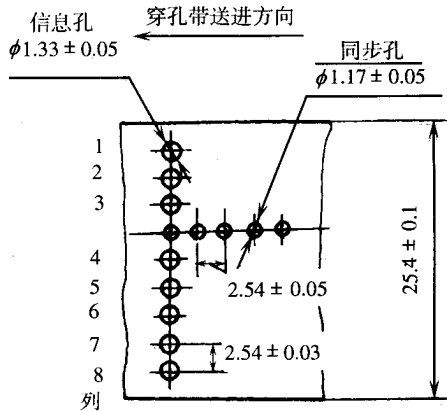


图 1-4 八单位标准穿孔带

国际上采用的八单位穿孔带有两种标准代码,一种是 EIA(美国电子工业协会)代码,另一种是 ISO(国际标准化组织)代码(见表 1-2)。ISO 为补偶代码,其第八列为补偶列,即每行孔的

个数必然是偶数个 若为奇数个 则在第八列补一个孔凑成偶数个。其余七列为编码列 所以可表示 $2^7 = 128$ 个不同的二进制信息。而 EIA 为补奇代码 第五列为补奇列。

表 1-2 数控机床 ISO 编码表

代 码 孔							代 码 符 号	定 义	
8	7	6	5	4	3	2	1		
		0	0	0				数字 0	0
0		0	0	0	0		0	1	数字 1
0		0	0	0		0		2	数字 2
		0	0	0		0	0	3	数字 3
0		0	0	0	0		0	4	数字 4
		0	0	0		0	0	5	数字 5
		0	0	0	0	0		6	数字 6
0		0	0	0	0	0	0	7	数字 7
0		0	0	0	0		0	8	数字 8
		0	0	0			0	9	数字 9
	0							A	绕着 X 坐标的角度
	0						0	B	绕着 Y 坐标的角度
0	0						0	C	绕着 Z 坐标的角度
	0				0			D	特殊坐标的角度尺寸;或第二进给速度功能
0	0				0	0		E	特殊坐标的角度尺寸;或第二进给速度功能
0	0				0	0	0	F	进给速度功能
	0				0	0	0	G	准备功能
	0		0					H	永不指定(可作特殊用途)
0	0		0				0	I	沿 X 坐标圆弧起点对圆心值
0	0		0				0	J	沿 Y 坐标圆弧起点对圆心值
	0		0				0	K	沿 Z 坐标圆弧起点对圆心值
0			0		0			L	永不指定
			0		0		0	M	辅助功能
			0		0	0		N	序号
0			0		0	0	0	O	不用
		0						P	平行于 X 坐标的第三坐标
0		0					0	Q	平行于 Y 坐标的第三坐标
0		0				0		R	平行于 Z 坐标的第三坐标
		0				0	0	S	主轴速度功能
0		0				0		T	刀具功能
		0				0	0	U	平行于 X 坐标的第二坐标
		0				0	0	V	平行于 Y 坐标的第二坐标
0		0				0	0	W	平行于 Z 坐标的第二坐标
0		0	0					X	X 坐标方向的主运动
		0	0				0	Y	Y 坐标方向的主运动
		0	0				0	Z	Z 坐标方向的主运动
		0	0	0			0	.	小数点 ^①
		0	0	0			0	+	加/正
		0	0	0			0	-	减/负
0		0	0	0			0	*	星号/乘号 ^①
0		0	0	0		0	0	/	跳过任选程序段(省略)/除
0		0	0	0		0		,	逗号 ^①
0		0	0	0		0	0	=	等号 ^①
		0	0	0				(左圆括号/控制暂停
0		0	0	0			0)	右圆括号/控制恢复
		0	0	0			0	.	单无符号 ^①
		0	0	0			0	:	对准功能/选择(或计划)倒带停止
		0	0	0			0	NL or LF	程序段结束, 新行或换行
0		0					0	%	程序开始
		0					0	FT	制表(或分隔符号)
0		0					0	CR	滑座返回(仅对打印机适用)
0	0	0	0	0			0	DEL	注销
0		0						SP	空格
0				0				BS	反绕(退格)
0		0	0				0	NUL	空白纸带
								EM	载体终了

①表示补充的不常用。

目前,国际上趋向采用 ISO 编码,1982 年 4 月 28 日,我国第一机械工业部发布了《数字控制机床用七单位编号字符》部颁标准 JB3050-82,它与 ISO 标准相同,见表 1-3。

表 1-3 七单位字符编码表

				b ₇	0	0	0	0	1	1	1	1
				b ₆	0	0	1	1	0	0	1	1
				b ₅	0	1	0	1	0	1	0	1
b ₄	b ₃	b ₂	b ₁	列 行	0	1	2	3	4	5	6	7
0	0	0	0	0	NUL		SP	0		P		
0	0	0	1	1				1	A	Q		
0	0	1	0	2				2	B	R		
0	0	1	1	3				3	C	S		
0	1	0	0	4				4	D	T		
0	1	0	1	5			%	5	E	U		
0	1	1	0	6				6	F	V		
0	1	1	1	7				7	G	W		
1	0	0	0	8	BS		(8	H	X		
1	0	0	1	9	HT	EM)	9	I	Y		
1	0	1	0	10	LF(NL)		*	:	J	Z		
1	0	1	1	11			+	;	K			
1	1	0	0	12			,		L			
1	1	0	1	13	CR		-	=	M			
1	1	1	0	14			.		N			
1	1	1	1	15			/		O			

尽管穿孔纸带趋于淘汰,但是规定的标准信息代码仍是数控程序编制和制备控制介质唯一遵守的标准。

2. 数控装置

数控装置是数控机床的核心,是高新技术密集型产品。它集成了微电子技术、信息技术、自动控制技术、驱动技术、监控检测技术、软件工程技术和机械加工工艺知识。数控机床正是在它的控制下,按照给定的程序自动地对机械零件进行加工。自 20 世纪 50 年代数控机床问世以来,数控装置已由 NC 发展到 CNC(Computer Numerical Control,计算机数控)。特别是微处理机和微型计算机在数控装置上成功地应用后,使计算机数控装置的性能和可靠性不断提高,成本不断下降,其高性能价格比促进了数控机床的迅速发展。

CNC 装置由硬件和软件组成。CNC 的硬件为一专用计算机,由软件来实现部分或全部数控功能,通过改变软件很容易更改或扩展其功能。其硬件结构如图 1-5 所示,软件结构如图 1-6 所示。

CNC 装置的基本工作有:输入、译码、刀具补偿、进给速度处理、插补、位置控制、I/O 处理、显示和诊断等,它具备的主要功能如下:

(1)多坐标控制(多轴联动);

- (2)实现多种函数的插补(直线、圆弧、抛物线等);
- (3)多种程序输入(入机对话、手动数据输入,由上级计算机及其他计算机输入设备的接口输入),以及编辑和修改;
- (4)信息转换(EIA/ISO 代码转换,英制/米制转换,坐标转换,绝对值/增量值转换,计数制转换等);

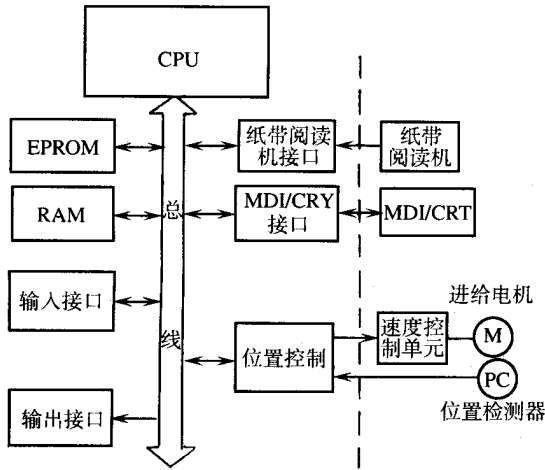


图 1-5 CNC 装置的硬件结构

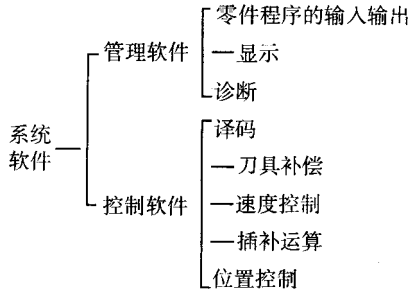


图 1-6 CNC 装置的软件结构

- (5)补偿(刀具半径补偿,刀具长度补偿,传动间隙补偿,螺距误差补偿等);
- (6)多种加工方式选择(可实现各种加工循环,重复加工,凹凸面加工和镜像加工等);
- (7)故障自诊断;
- (8)显示,用 CRT 可显示字符、轨迹、平面图形和动态三维图形;
- (9)通信和联网。

3. 伺服系统

机床伺服系统是数控装置与机床的联接环节,它是以机床移动部件(工作台)的位置和速度作为控制量的自动控制系统,用来接受数控装置(或计算机)插补生成的进给脉冲或进给位移量,驱动机床执行机构运动。它包括主轴驱动单元(主要是速度控制)、进给驱

动单元(主要是速度控制和位置控制)、主轴电机和进给电机等。一般来说,数控机床的伺服系统要求有良好的快速响应性能,进给速度范围要大,灵敏而准确地跟踪指令功能和转速,在较大范围内有良好的工作稳定性。现在常用的是直流伺服系统和交流伺服系统,且交流伺服系统正在取代直流伺服系统。

4. 测量反馈装置

该装置可以包括在伺服系统中。它由检测元件和相应的电路组成,其作用主要是检测速度和位移,并将信息反馈回控制系统,构成闭环控制。无测量反馈装置的系统称为开环系统。常用的测量元件有脉冲编码器、旋转变压器、感应同步器、光栅、磁尺及激光位移检测系统等。

5. 机床主机

主机是数控机床的主体,包括床身、箱体、导轨、主轴、进给机构等机械部件。数控机床主机的结构有下面几个特点:

(1)由于采用了高性能的主轴及进给伺服驱动装置,简化了数控机床的机械传动结构,传动链较短;

(2)数控机床的机械结构具有较高的动态特性,动态刚度、阻尼精度、耐磨性以及抗热变形性能,适应连续自动化加工;

(3)较多地采用高效传动件,如滚珠丝杠副、直线滚动导轨、静压导轨等。

此外,为保证数控机床功能的充分发挥,还有一些配套部件(如冷却、排屑、防护、润滑、照明、储运等一系列装置)和附属设备(程编机和对刀仪等等)。

二、数控机床的加工特点

数控机床是新型的自动化机床,它具有广泛通用性和很高的自动化程度。数控机床是实现柔性自动化最重要的环节,是发展柔性生产的基础。数控机床在加工下面一些零件中更能显示出它的优越性。它们是:①批量小(200件以下)而又多次生产的零件;②几何形状复杂的零件;③在加工过程中必须进行多种加工的零件;④切削余量大的零件;⑤必须严格控制公差(即公差带范围小)的零件;⑥工艺设计经常变化的零件;⑦加工过程中的错误会造成严重浪费的贵重零件;⑧需全部检测的零件,等等。

数控机床的优点:

(1)提高生产率。数控机床能缩短生产准备时间,增加切削加工时间的比率。采用最佳切削参数和最佳走刀路线,缩短加工时间,从而提高生产率。

(2)数控机床可以提高零件的加工精度,稳定产品质量。由于它是按照程序自动加工,不需要人工干预,其加工精度还可以利用软件进行校正及补偿,故可以获得比机床本身精度还要高的加工精度和重复精度。

(3)有广泛的适应性和较大的灵活性。通过改变程序,就可以加工新产品的零件,能够完成很多普通机床难以完成或者根本不能加工的复杂型面零件的加工。

(4)可以实现一机多用。一些数控机床,例如加工中心,可以自动换刀。一次装卡后,几乎能完成零件的全部加工部位的加工,节省了设备和厂房面积。

(5)可以进行精确的成本计算和生产进度安排,减少在制品,加速资金周转,提高经济效益。

(6)不需要专用夹具。采用普通的通用夹具就能满足数控加工的要求,节省了专用夹具设计制造和存放的费用。

(7)大大减轻了工人的劳动强度。

数控机床是具有广泛的通用性又具有很高自动化程度的机床。它的控制系统不仅能控制机床各种动作的先后顺序,还能控制机床运动部件的运动速度,以及刀具相对工件的运动轨迹。数控机床是计算机辅助设计与制造(CAD/CAM)、柔性制造系统(FMS)、计算机集成制造系统(CIMS)等柔性加工和柔性制造系统的基础。

但是,数控机床的初投资及技术维修等费用较高,要求管理及操作人员的素质也较高。合理地选择及使用数控机床,可以降低企业的生产成本,提高经济效益和竞争能力。

第三节 数控机床的分类

目前,数控机床品种齐全,规格繁多,可从不同角度和按照多种原则进行分类。

1. 按工艺用途分类

(1)金属切削类数控机床 这类机床和传统的通用机床品种一样,有数控车床、数控铣床、数控钻床、数控磨床、数控镗床以及加工中心等。加工中心是带有自动换刀装置,在一次装卡后可以进行多种工序加工的数控机床。

(2)金属成型类数控机床 如数控折弯机、数控弯管机、数控回转头压力机等。

(3)数控特种加工及其他类型数控机床 如数控线切割机床、数控电火花加工机床、数控激光切割机床、数控火焰切割机床等。

2. 按控制运动的方式分类

(1)点位控制数控机床 点位控制(Positioning Control)又称点到点控制(Point to Point Control)。这类数控机床的数控装置只要求精确地控制一个坐标点到另一坐标点的定位精度,见图1-7,而不管一点到另一点是按照什么轨迹运动。在移动过程中不进行任何加工。为了精确定位和提高生产率,首先系统高速运行,然后进行1级~3级减速,使之慢速趋近定位点,减小定位误差。这类数控机床主要有数控钻床、数控坐标镗床、数控冲剪床和数控测量机等。使用数控钻镗加工零件可以省去钻模、镗模等工装,又能保证加工精度。

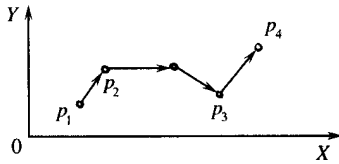


图 1-7 数控机床的点位加工

(2) 直线控制数控机床 直线切削控制(Straight Cut Control)又称平行切削控制(Parallel Cut Control)。这类数控机床不仅要求具有准确的定位功能 ,而且还要保证从一点到另一点之间移动的轨迹是一条直线。其路线和移动速度是可以控制的。对于不同的刀具和工件 ,可以选择不同的切削用量。这一类数控机床包括 :数控车床、数控镗铣床、加工中心等 ,如图 1-8 所示。

(3) 轮廓控制数控机床 - 轮廓控制(Contouring Control)又称为连续轨迹控制(Continuous Path Control)。这类数控机床的数控装置能同时控制两个或两个以上坐标轴 ,并具有插补功能。对位移和速度进行严格的不间断的控制 ,即可以加工曲线或者曲面零件 ,如凸轮及叶片等。轮廓控制数控机床有两坐标及两坐标以上的数控铣床、可加工曲面的数控车床、加工中心等(见图 1-9)。

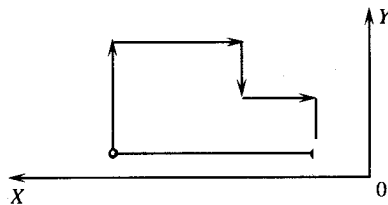


图 1-8 点位直线加工

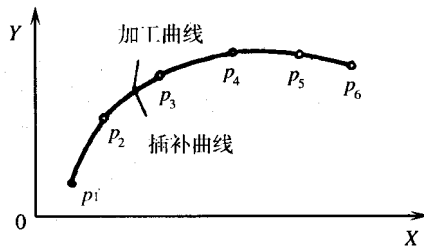


图 1-9 轮廓控制加工

按照联动(同时控制)轴数分 ,可以分为 2 轴联动、2.5 轴联动、3 轴联动、4 轴联动、5 轴联动等数控机床。2.5 轴联动是三个坐标轴(X、Y、Z)中任意两轴联动 ,另一个是点位或直线控制。

3. 按伺服系统的类型分类

根据有无检测反馈元件及其检测装置 ,机床的伺服系统可分为开环伺服、闭环伺服和

半闭环伺服。

(1)开环控制数控机床 这类数控机床没有检测反馈装置(见图1-10),数控装置发出的指令信号的流程是单向的,其精度主要取决于驱动器件和电机(如步进电机)的性能。工作台的移动速度和位移量是由输入脉冲的频率和脉冲数决定的。这类数控机床结构简单、成本低、工作比较稳定、调试方便。它适用于精度、速度要求不高的场合,如经济型、中小型机床。

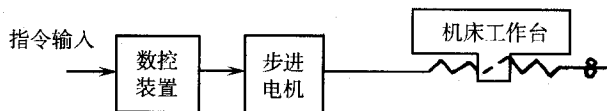


图 1-10 开环伺服系统

(2)闭环控制数控机床 这类机床数控装置中插补器发出的指令信号与工作台末端测得的实际位置反馈信号进行比较,根据其差值不断控制运动,进行误差修正,直至差值在误差允许的范围内为止。采用闭环控制的数控机床(见图1-11(a))可以消除由于传动部件制造中存在的精度误差给工件加工带来的影响,从而得到很高的加工精度。但是,由于很多机械传动环节(尤其是惯量较大的工作台等)包括在闭环控制的环路内,各部件的摩擦特性、刚性及间隙等都是非线性量,直接影响伺服系统的调节参数,故闭环系统的设计和调整都有较大的难度,设计和调整得不好,很容易造成系统的不稳定。

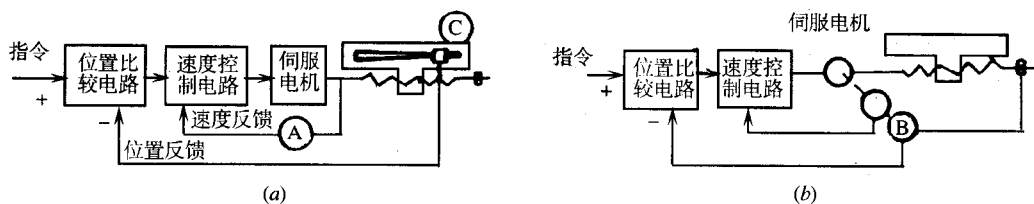


图 1-11 闭环和半闭环伺服系统

所以,闭环控制数控机床主要用于一些精度要求高和速度高的精密大型数控机床,如镗铣床、超精车床、超精磨床等。

(3)半闭环控制数控机床 大多数数控机床采用半闭环控制系统,它的检测元件装在电机或丝杠的端头,如图1-11(b)所示。这种系统的闭环路内不包括机械传动环节,因此,可获得稳定的控制特性。由于采用高分辨率的测量元件(如脉冲编码器),又可以获得比较满意的精度和速度。半闭环系统的控制精度介于开环与闭环之间。

4. 按照功能水平分类

可将数控机床分为高、中、低档三类。这种分类方法没有一个确切定义,但可以给人们一个清晰的一般水平概念。数控机床水平高低由主要技术参数、功能指标和关键部件的功能水平决定。下列几个方面可作为评价数控机床档次的参考条件。

(1)分辨率和进给速度 分辨率为 $10\mu\text{m}$,进给速度为 $8\text{m}/\text{min} \sim 15\text{m}/\text{min}$ 为低档,分辨

率为 $1\mu\text{m}$,进给速度为 $15\text{m}/\text{min} \sim 24\text{m}/\text{min}$ 为中档 ;分辨率为 $0.1\mu\text{m}$,进给速度为 $15\text{m}/\text{min} \sim 100\text{m}/\text{min}$ 为高档。

(2)多坐标联动功能 低档数控机床最多联动轴数为 2 轴—3 轴 ,中、高档则为 3 轴—5 轴以上。

(3)显示功能 低档数控机床一般只有简单的数码管显示或简单的 CRT 字符显示 (Cathode Ray Tube ,阴极射线管) 。而中档的有较齐全的 CRT 显示 ,不仅有字符 ,而且还有图形、人机对话、自诊断等功能。高档的还有三维动态图形显示。

(4)通信功能 低档数控机床无通信功能。中档数控机床有 RS232 或 DNC (Direct Numerical Control ,直接数控或称群控) 接口。高档的有 MAP (Manufacturing Automatically Protocol ,制造自动化协议) 等高性能通信接口 ,具有联网功能。

(5)主 CPU (Control Processing Unit ,中央处理单元) 低档数控机床一般采用 8 位 CPU ,中、高档的已经由 16 位 CPU 发展到 32 位、64 位 CPU ,并具有精简指令集的 RISC (Reduced Instruction Set Computer) 中央处理单元。

此处 ,进给伺服水平以及 PC (Programmable Controller ,可编程控制器) 功能也是衡量数控档次的标准。

在我国还有经济型数控机床的提法 ,所谓经济型数控机床是相对于标准型数控机床而言的 ,一般均属低档数控机床 ,是指由单板机、单片机和步进电机组成的数控系统及其他功能简单、价格低的数控系统。区别于经济型数控机床 ,把功能较齐全的数控系统称为全功能数控机床 ,或称为标准型数控机床。

第四节 数控机床的坐标规定

在数控机床上加工零件时 ,刀具与工件的相对运动 ,必须在确定的坐标系中才能按规定的程序进行加工。

为了编程时描述机床的运动 ,简化程序的编制方法 ,保证记录数据的互换性和穿孔纸带的通用性 ,数控机床的坐标轴和运动方向均已标准化。我国 JB3051—82 数控机床坐标和运动方向的命名标准 ,与 ISO841 等效。该标准的主要内容如下 :

1. 刀具相对于静止的工件运动原则

即在考虑机床坐标命名时 ,被加工件的坐标系均看作是相对静止的 ,而刀具是运动的。该原则是为了编程人员在不知道是刀具移近工件 ,还是工件移近刀具的情况下 ,可以根据零件图样 ,确定机床的加工过程。

2. 标准坐标系的规定

一个直线进给运动或一个圆周进给运动定义一个坐标轴。标准坐标系是一个用 X 、 Y 、 Z 表示的直线进给运动的直角坐标系 ,用右手法则判定。大拇指指向 X 轴的正方向 ,食指指向 Y 轴的正方向 ,中指指向 Z 轴的正方向。这个坐标系的各个坐标轴通常与机床

的主要导轨相平行。

围绕 X 、 Y 、 Z 轴旋转的圆周进给运动坐标轴分别用 A 、 B 、 C 表示 根据右手定则判定，以大拇指指向 $+X$ 、 $+Y$ 、 $+Z$ 方向，则食指、中指等指向是圆周进给运动的 $+A$ 、 $+B$ 、 $+C$ 方向，如图 1-12 所示。

3. 运动部件方向的规定

机床某一运动部件的正方向，规定为增大刀具与工件距离的方向，而对钻、镗加工，钻入或镗入工件的方向是负方向。

(1) Z 坐标轴的确定 通常把传递切削力的主轴定为 Z 轴。对刀具旋转的铣床、钻床、镗床、攻丝机等来说，转动刀具的轴为 Z 轴；对工件旋转的车床、磨床和其他成形旋转表面的机床来说，转动工件的轴则为 Z 轴；如果机床上有几个主轴，则选一垂直于工件装夹面的主轴为 Z 轴；对无主轴的机床（如刨床、插床），则 Z 坐标垂直于工件装夹面；如主轴能摆动，在摆动范围内主轴只有平行于直角坐标系中的一个坐标为 Z 坐标；在摆动范围内主轴平行于直角坐标系中的二个或三个坐标时，则取垂直于机床工作台装夹面的坐标为 Z 坐标。 Z 轴的正方向规定为增大工件和刀具距离的方向。

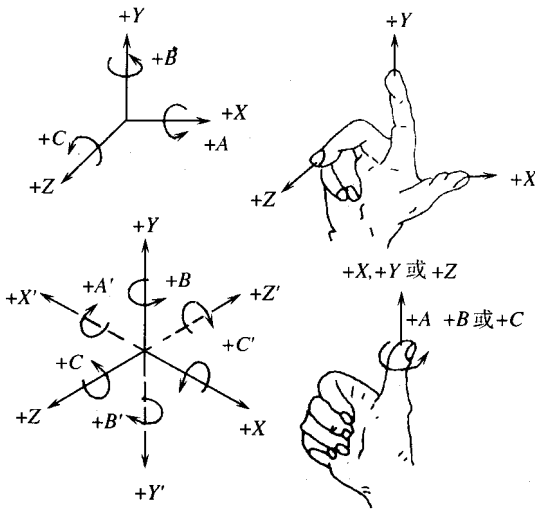


图 1-12 右手坐标系

(2) X 坐标轴的确定 X 坐标是水平的，一般平行于工件装卡面且与 Z 轴垂直，它是刀具或工件定位平面内运动的主要坐标。对于工件旋转的机床（如车床、磨床等）， X 坐标是沿工件的径向且平行于横向导轨。刀具离开工件旋转中心的方向是 X 轴的正方向。对刀具旋转的机床，如 Z 轴为水平（卧铣、卧镗等），则从主轴向工件主轴看时， X 的正方向指向右方；如 Z 轴是垂直的，则从主轴向立柱看时， X 轴的正方向指向右边；对双立柱机床，当从主轴向左侧立柱看时， X 轴的正方向指向右边。对刀具和工件都不能转的机床， X 轴与主切削方向平行且切削运动方向为正。

(3) Y 坐标轴的确定 Y 坐标轴垂直于 X 坐标轴和 Z 坐标轴， Y 运动正方向应根据

X 、 Z 轴的正方向按右手定则确定。

(4) 回转或摆动轴 回转或摆动运动 A 、 B 、 C 的正向分别沿 X 、 Y 、 Z 轴右旋前进方向。

4. 附加坐标

上述 X 、 F 、 Z 轴通常称为第一坐标系 ;若有与这些轴平行的第二直线运动时为第二坐标系 ,对应地命名为 U 、 V 、 W 轴 ;若有第三直线运动时 ,则对应地命名为 P 、 Q 、 R 轴或称第三坐标系。如有不平行 X 、 Y 、 Z 轴的直线运动时 ,可根据使用方便的原则确定 U 、 V 、 W 和 P 、 Q 、 R 轴。当有两个以上相同方向的直线运动轴时 ,可按靠近第一坐标轴的顺序确定 U 、 V 、 W 、 P 、 Q 、 R 轴。例如转塔车床 ,刀架的滑移运动为 Z 轴 ,而转塔的滑移运动为 W 轴。

对旋转轴除 A 、 B 、 C 外 ,可根据使用要求继续命名为 D 、 E 轴。

5. 标准坐标系的原点

(1) 标准坐标系的原点($X=0$, $Y=0$, $Z=0$)位置是任意的。

(2) A 、 B 、 C 的旋转运动(0° 位置)也是任意的 ,选择时 ,原点(0° 位置)最好选择为相应于平行 X 、 Y 和 Z 坐标。

6. 对于工件运动时的相反方向

数控机床的进给运动 ,有的由刀具运动来实现 ;有的由工作台带着工件运动来实现。前述坐标的正方向 ,是假定工件不动 ,刀具相对于工件作进给运动的方向。如果是工件移动则用加' ' 的字母表示 ,按相对运动关系 ,工件运动的正方向恰好与刀具运动的正方向相反 ,即有

$$\begin{aligned} +X &= -X' & +Y &= -Y' & +Z &= -Z' \\ +A &= -A' & +B &= -B' & +C &= -C' \end{aligned}$$

同样 ,两者运动的负方向也彼此相反。注意 :实际编程时 ,正号可省略 ,负号不可省。

第五节 数控机床的最新发展趋势

一、数字控制技术与数控机床的产生与发展

微电子技术 ,自动信息处理 ,数据处理以及电子计算机的发展 ,给自动化带来了新的概念 ,推动了机械制造自动化的发展。

采用数字控制技术进行机械加工的思想 ,最早是在 20 世纪 40 年代初提出的。当时 ,美国北密执安的一个小型飞机工业承包商帕森公司(Parsons Co.)在制造飞机框架及直升机叶片轮廓用样板时 ,利用全数字电子计算机对轮廓路径进行数据处理 ,并考虑了刀具直径对加工路径的影响 ,提高了加工精度。1949 年帕森公司正式接受美空军委托 ,在麻省

理工学院伺服机构试验室的协助下,开始从事数控机床的研制工作。经过三年时间的研究,于1952年试制成功世界第一台数控机床试验性样机。这是一台采用脉冲乘法器原理的直线插补三坐标连续控制铣床,这便是数控机床的第一代。

1953年,美空军与麻省理工学院协作,开始从事计算机自动编程的研究,这就是创制APT(Automatically Programmed Tools)自动编程系统的开始。

1955年,美空军花费巨额经费订购了大约100台数控机床,此后两年,数控机床在美国进入迅速发展阶段,市场上出现了商品化数控机床。1958年,美国克耐·杜列克公司(Keaney & Trecker Co.)在世界上首先研制成功带自动换刀装置的数控机床,称为“加工中心”。

1959年,计算机行业研制出晶体管元器件,因而数控装置中广泛采用晶体管和印制电路板,从而跨入第二代数控时代。同时美国航空工业协会(AIA)和麻省理工学院发展APT程序语言。

1960年以后,点位控制机床在美国得到迅速发展,数控技术不仅在机床上得到了实际应用,而且逐步推广到冲压机、绕线机、焊接机、火焰切割机、包装机和坐标测量机等,在程序编制方面,已由手工编程逐步发展到采用计算机自动编程。除了APT数控语言外,又发展了许多自动编程语言。

从1960年开始,德国、日本等先进工业国家都陆续开发、生产及使用了数控机床。

1965年,出现了小规模集成电路。由于它体积小、功耗低,使数控系统的可靠性得以进一步提高,数控系统发展到第三代。

以上三代,都是采用专用控制计算机的硬逻辑数控系统。装有这类数控系统的机床为普通数控机床(简称NC机床)。

1967年,英国首先把几台数控机床联接成具有柔性的加工系统,这就是最初的FMS(Flexible Manufacturing System,柔性制造系统)。之后,美、欧、日也相继进行开发与应用。

随着计算机技术的发展,小型计算机的价格急剧下降。小型计算机开始取代专用数控计算机,数控的许多功能由软件程序实现。这样组成的数控系统称为计算机数控系统(CNC)。1970年,在美国芝加哥国际机床展览会上,首次展出了这种系统,称为第四代数控。而由计算机直接对许多机床进行控制的控制系统,称为直接数控系统(DNC)。

1970年前后,美国英特尔公司开发和使用了微处理器。1974年,美、日等国首先研制出以微处理器为核心的数控系统。近20年来,微处理器数控系统的数控机床得到了飞速发展和广泛应用,这就是第五代数控系统(MNC)。

20世纪80年代初,国际上又出现了柔性制造单元FMC(Flexible Manufacturing Cell)。

FMC和FMS被认为是实现CIMS(Computer Integrated Manufacturing System,计算机集成制造系统)的必经阶段和基础。

二、我国数控机床发展情况

我国从 1958 年开始研究数控机床,一直到 20 世纪 60 年代中期还处于研制、开发时期。当时,一些高等院校、科研单位研制出试验性样机,是从电子管起步的。

1965 年,国内开始研制晶体管数控系统。20 世纪 60 年代末至 70 年代初研制成了劈锥数控铣床、数控非圆齿轮插齿机、CIL—18 晶体管数控系统及 Z53K—1G 立式数控铣床。

从 20 世纪 70 年代开始,数控技术在车、铣、镗、磨、齿轮加工、电加工等领域全面展开,数控加工中心在上海、北京研制成功。但由于电子元器件的质量和制造工艺水平差,致使数控系统的可靠性、稳定性未得到解决,因此未能广泛推广。在这一时期,数控线切割机由于结构简单,使用方便,价格低廉,在模具加工中得到了推广。数控车削加工、点位加工和加工中心及三坐标数控加工的自动编程系统和语言也研制成功,有的已在生产中应用。

20 世纪 80 年代,我国从日本发那科公司引进了 3、5、6、7 等系列的数控系统和直流伺服电机,直流主轴电机等制造技术,以及引进美国 GE 公司的 MCI 系统和交流伺服系统,德国西门子 VS 系列可控硅调速装置,并进行了商品化生产。这些系统可靠性高,功能齐全。与此同时,还自行开发了 3、4、5 轴联动的数控系统以及双电机驱动的同步数控系统(用于火焰切割机)和新品种的伺服电机,推动了我国数控机床稳定发展,使我国数控机床在性能和质量上产生了一个质的飞跃。

1985 年,我国数控机床的品种有了新的发展。数控机床品种不断增多,规格齐全。许多技术复杂的大型数控机床、重型数控机床都相继研制出来。为了跟踪国外现代制造技术的发展,北京机床研究所研制出了 JCS—FMS—1 型和 2 型的柔性制造单元和柔性制造系统。这个时期,我国在引进、消化国外技术的基础上,进行了大量开发工作。一些较高档次的数控系统(5 轴联动)、分辨率为 $0.02\mu\text{m}$ 的高精度数控系统、数字仿型数控系统、为柔性单元配套的数控系统都开发出来了,并造出样机。

目前我国数控机床生产厂有 100 多家,生产数控机床配套产品的企业有 300 余家,产品品种包括八大类 2000 种以上。目前已新开发出数控系统 80 余种,分为 3 种型级,即经济型、普及型和高级型。“九五”期间数控机床发展已进入实现产业化阶段,数控机床新开发品种 300 余种,已有一定的覆盖面。新开发的国产数控机床产品大部分达到国际上 20 世纪 80 年代中期水平,部分达到 90 年代水平,为国家重点建设提供了一批高水平数控机床。

数控机床市场消费量从 1990 年的 2588 台增长至 1996 年的 18000 台;目前已是世界数控机床第三进口大国。进入 20 世纪 90 年代以来,我国数控机床生产企业都经历了结构调整、转变机制的艰苦磨砺过程。由于市场结构的变化,使得 1997 年数控机床市场消费量下降到 14329 台。同时由于进口减少,国产数控机床市场占有率上升到 45.9%;1998 年数控机床市场消费量下降到 11528 台,国产数控机床市场占有率达到 53%。1994 年—

1998年,我国机床工具行业的产值持续滑坡,由于市场变化和结构调整,市场容量减少到原来的75%,总产值为149.6亿元,其中金属加工机床约为90多亿元,市场占有率达到47%。机床(金切和锻压)总产量只有10万台,而在10万台机床的销售额中,数控机床自动化生产线及各种先进量刃具达到27.7%。近期,国家为扩大内需,通过加大技改投资和基础设施建设投资的措施来拉动国内市场消费。正在执行中的“国家财政技改专项”和“高新技术产业化项目”,都将形成对数控机床新的市场需求。这将为我国数控产业发展带来新的市场机遇。

我国的数控技术经过“六五”、“七五”、“八五”到“九五”的近20年的发展,基本上掌握了关键技术,建立了数控开发、生产基地,培养了一批数控人才,初步形成了自己的数控产业。“八五”攻关开发的成果:华中I号、中华I号、航天I号和蓝天I号4种基本系统建立了具有中国自主知识产权的数控技术平台。具有中国特色的经济型数控系统经过这些年来的发展,有了较大的改观。产品的性能和可靠性有了较大的提高,它们逐渐被用户认可,在市场上站住了脚。如上海开通数控有限公司的KT系列数控系统和步进驱动系统、北京凯恩帝数控技术有限公司的KND系列数控系统、广州数控设备厂的GSK系列数控系统等。这些产品的共同特点是数控功能较齐全,价格低,可靠性较好。以上海开通数控有限公司近年来数控产品发展概况为例,经过“七五”、“八五”数控技术引进消化吸收和技术改造,初步建立了数控系统和交流伺服驱动系统的开发、生产基地,具有一套较完整的生产试验设备和质量保证体系。近年来,在数控产品的开发、生产上做了一些工作,取得了一些成绩。目前,提供给市场的主要产品有以下几种:

(1)MTC系列普及型数控系统和AC200交流伺服驱动系统 这是在引进美国GE公司数控技术和交流伺服驱动技术的基础上,经消化吸收,再开发的产品。数控系统是一个由3个CPU组成的分布式控制系统。适用于数控车床、铣床、加工中心、磨床、冲床、火焰/等离子切割机、折弯机、绕簧机等。数控系统的主要技术性能如下:

- 系统分辨率 0.001mm
- 控制轴数 2轴~5轴+主轴+手脉
- 插补方式:直线、圆弧、螺旋线、螺纹
- 最大快速 30m/min
- 闭环/半闭环控制
- 加工轨迹动态图形显示

(2)KT400系列经济型数控系统 该产品是在MTC普及型数控系统的基础上开发的,用于控制步进电机的经济型数控系统,它保留了原系统的几乎全部功能,操作使用方便,具有较高的性能价格比,适用于经济型数控车床、铣床、火焰切割机、轧辊磨床等。其主要技术性能如下:

- 最小脉冲当量 0.01mm
- 控制轴数 2轴~3轴+主轴
- 插补方式:直线、圆弧、螺旋线、螺纹

- 最大快速 6m/min
- 自动换刀控制(车床)
- 加工轨迹动态图形显示(M/C)

(3)KT700 单轴数控系统 该产品可控制步进驱动器和数字化交流伺服驱动器,广泛用于磨床、剪板机、组合机床等各种工业自动化设备的定位控制。其主要技术性能如下:

- 最高脉冲输出频率 500kHz
- 8 点光耦输入/8 点继电器输出
- 编程指令:速度、位置、延时、程序流控制、I/O 控制、SKIP 控制等

(4)混合式步进电机驱动器系列 KT300 系列驱动五相/三相步进电机,KT350 系列驱动五相独立绕组步进电机 该产品性能好,可靠性高,尤其是 KT350,具有低噪声、低振动、高突跳频率和运行频率。其主要技术性能如下:

- 扭矩范围:1.5N·m ~ 35N·m
- 断电相位记忆
- 电气循环原点信号输出
- 自检

(5)KT210/KT220 单/双轴交流伺服驱动系统系列 该新产品是在引进技术基础上采用 FPGA 门阵列芯片和 IPM 智能功率模块新技术开发而成的。产品具有结构紧凑、体积小、动静态特性好、响应快、调速范围宽、可靠性好等特点。其主要技术性能如下:

- 额定输出功率 0.4kW ~ 4.4kW
- 调速范围:1 3000
- 控制方式:矢量控制 IPM 正弦波 PWM
- 保护功能:过流、过速、过热、过压、欠压、短路

(6)KT230 大功率交流伺服/主轴驱动系统 该产品采用矢量控制原理,运用了可编程门阵列芯片(FPGA)。产品具有结构简单、体积较小、动静态特性好、调速范围宽、输出功率大(达 22kW)等特点。主轴系统已用于车床、铣床、加工中心。伺服系统已用于钢带横切机定长传动、纺织印染机械传动等。其主要技术性能如下:

- 额定输出功率 3.7kW ~ 22kW
- 调速范围:1 3000(伺服)
1 200(主轴)
- 控制方式:矢量控制正弦波 PWM
- 保护功能:过流、过速、过热、过压、欠压、短路

(7)PC 平台开放式数控系统应用开发研究采用“NC 嵌入 PC”的方式来构造开放式数控系统 NC 采用美国 DeltaTau 公司的 PMAC 开放式运动控制卡。PMAC 卡具有多通道多轴联动功能,最多可控制 32 根轴,最小分辨率可达 2.5mm。此外,直线、圆弧插补、S 曲线加减速、伺服 PID 控制、PLC 控制和各种控制命令、函数给数控系统的设计开发提供了很大的方便。我们只要根据被控对象的要求,在 Windows 环境下设计符合用户操作的人机

界面和功能,达到控制目的。如此构造的数控系统具有可靠性高、功能强、性能好、操作简单方便,开发周期短,成本低等优点。这种方法适宜各种类型数控系统的开发。今后数控技术将不再被少数制造商垄断,而是可作为一种应用技术在各行业推广使用。现已应用 PMAC 卡成功地开发了等离子/火焰切割机、弯管机、弯板机、绕簧机等数控系统产品,并在生产实际中经受了考验。

(8)KT580-T 全功能车床数控系统 该产品是一种普及型数控系统。由于采用了 FPGA 门阵列芯片和 SMT 制造工艺,大大降低了生产成本,提高了产品的可靠性,因而具有较高的性能价格比,该系统的主要技术性能指标如下:

- 最小分辨率 0.001mm
- 控制轴数 2 轴 + 主轴 + 手脉
- 插补方式:直线、圆弧、螺纹
- 最大 转速 65m/min
- 刀具半径补偿、长度偏置
- 恒表面速度控制
- 参数编程、算术、逻辑、三角函数运算
- 自动换刀控制
- 车削固定循环
- RS232 接口
- 9"CRT 显示
- $\pm 10V$ 模拟量输出和编码器反馈

三、数控机床的技术发展趋势

数控技术的应用不但给传统制造业带来了革命性的变化,使制造业成为工业化的象征,而且随着数控技术的不断发展和应用领域的扩大,它对国计民生的一些重要行业(IT、汽车、轻工、医疗等)的发展起着越来越重要的作用,因为这些行业所需装备的数控化已是现代发展的大趋势。当前世界上数控技术及其装备的发展呈现如下发展趋势:

1. 高速、高精密化

新一代数控机床(含加工中心)只有通过高速化大幅缩短切削工时才可能进一步提高其生产率。超高速加工特别是超高速铣削与新一代高速数控机床特别是高速加工中心的开发应用紧密相关。20 世纪 90 年代以来,欧、美、日各国争相开发应用新一代高速数控机床,加快机床高速化发展步伐。高速主轴单元(电主轴,转速 15000r/min ~ 100000r/min)高速且高加/减速度的进给运动部件(快移速度 60m/min ~ 120m/min,切削进给速度高达 60m/min)高性能数控和伺服系统以及数控工具系统都出现了新的突破,达到了新的技术水平。随着超高速切削机理、超硬耐磨长寿命刀具材料和磨料磨具、大功率高速电主轴、高加/减速度直线电机驱动进给部件以及高性能控制系统(含监控系统)和防护装置

等一系列技术领域关键技术的解决,应不失时机地开发应用新一代高速数控机床。为了实现高速、高精加工,与之配套的功能部件如电主轴、直线电机得到了快速的发展,应用领域进一步扩大。

依靠快速、准确的数字量传递技术对高性能的机床执行部件进行高精度、高响应速度的实时处理,由于采用了新型刀具,车削和铣削的切削速度已达到 $5000\text{m}/\text{min} \sim 8000\text{m}/\text{min}$ 以上;主轴转数在 $30000\text{r}/\text{min}$ (有的高达 $100000\text{r}/\text{min}$)以上;工作台的移动速度(进给速度):分辨率为 $1/\mu\text{m}$ 时在 $100\text{m}/\text{min}$ (有的到 $200\text{m}/\text{min}$)以上,分辨率为 $0.1\mu\text{m}$ 时在 $24\text{m}/\text{min}$ 以上;自动换刀速度在 1s 以内;小线段插补进给速度达到 $12\text{m}/\text{min}$ 。根据高效率、大批量生产需求和电子驱动技术的飞速发展,高速直线电机的推广应用,已开发出一批高速、高效的高速响应的数控机床。

从精密加工发展到超精密加工(特高精度加工),是世界各工业强国致力发展的方向。其精度从微米级到亚微米级,乃至纳米级($<10\text{nm}$),其应用范围日趋广泛。超精密加工主要包括超精密切削(车、铣)、超精密磨削、超精密磨研磨抛光以及超精密特种加工(三束加工及微细电火花加工、微细电解加工和各种复合加工等)。随着现代科学技术的发展,对超精密加工技术不断提出了新的要求。新材料及新零件的出现,更高精度要求的提出等都需要超精密加工工艺,发展新型超精密加工机床,完善现代超精密加工技术,以适应现代科技的发展。

现代科学技术与生产的发展,对机械加工与测量提出了越来越高的精度要求。加工精密化不只是由于发展高新技术的需要,也是为了提高普通机电产品的性能质量、寿命和可靠性的需要,同时还是为了减少机械产品装配时的修配工作量,提高装配效率的需要。故机床的加工精度有提高的趋势。如近10年来,普通级数控机床的加工精度已由原来的 $\pm 10\mu\text{m}$ 提高到 $\pm 5\mu\text{m}$ 和 $\pm 2\mu\text{m}$;精密级从 $\pm 5\mu\text{m}$ 提高到 $\pm 1.5\mu\text{m}$,最高可达 $\pm 1\mu\text{m}$ 以内。主轴回转精度为 $0.02\mu\text{m} \sim 0.0\mu\text{m}$ 、加工圆度为 $0.1\mu\text{m}$,表面粗糙度 R_a 为 $0.003\mu\text{m}$ 的超精密车床,已有多种产品在市场上出现。2000年,普通加工和精密加工的精度与1980年比,分别提高了4倍~5倍,定位精度达到微米级、纳米级。

效率、质量是先进制造技术的主体。高速、高精度加工技术可极大地提高效率,提高产品的质量和档次,缩短生产周期和提高市场竞争能力。为此日本先端技术研究会将其列为5大现代制造技术之一,国际生产工程学会(CIRP)将其确定为21世纪的中心研究方向之一。

如在轿车工业领域,年产30万辆的生产节拍是40秒/辆,而且多品种加工是轿车装备必须解决的重点问题之一;在航空和宇航工业领域,其加工的零部件多为薄壁和薄筋,刚度很差,材料为铝或铝合金,只有在高切削速度和切削力很小的情况下,才能对这些零部件进行加工。近来采用对大型整体铝合金坯料“掏空”的方法来制造机翼、机身等大型零件,以替代多个零件通过众多的铆钉、螺钉和其他联结方式拼装大型零部件,使构件的强度、刚度和可靠性得到提高,这些都对加工装备提出了高速、高精度和高柔性的要求。

从EMO2001展会情况来看,高速加工中心进给速度可达 $80\text{m}/\text{min}$,甚至更高,空运行

速度可达 $100\text{m}/\text{min}$ 左右。目前世界上许多汽车厂,包括我国的上海通用汽车公司,已经采用以高速加工中心组成的生产线部分替代组合机床。美国 CINCINNATI 公司的 Hyper-Mach 机床进给速度最大达 $60\text{m}/\text{min}$,快速为 $100\text{m}/\text{min}$,加速度达 $2g_n$,主轴转速已达 $60000\text{r}/\text{min}$ 。加工一薄壁飞机零件,只用 30min ,而同样的零件在一般高速铣床加工需 3h ,在普通铣床加工需 8h ,德国 DMG 公司的双主轴车床的主轴速度及加速度分别达 $12000\text{r}/\text{min}$ 和 $1g_n$ 。

提高生产率的另一措施就是把非切削时间缩减到最短。主要体现在提高快速移动速度和缩短换刀时间与工作台交换时间。各坐标轴快速移动速度已由 $8\text{m}/\text{min} \sim 12\text{m}/\text{min}$ 提高到 $18\text{m}/\text{min} \sim 24\text{m}/\text{min}$, $30\text{m}/\text{min} \sim 40\text{m}/\text{min}$ 的机床也稳定用于生产。意大利 F. A. S 公司 S630V 型 5 轴控制的立式加工中心的进给速度最高达 $48\text{m}/\text{min}$,加工中心的快移速度在脉冲当量为 1m 时,已达到 $240\text{m}/\text{min}$ 。采用直线电动机进给速度达 $60\text{m}/\text{min} \sim 120\text{m}/\text{min}$,加速度达 $1g_n$ 。在缩短换刀时间和工作台交换时间方面也取得了较大进展:数控车床刀架转位时间已从 $1\text{s} \sim 3\text{s}$ 减少到 $0.4\text{s} \sim 0.6\text{s}$ 。加工中心由于刀库和换刀结构的改进,使换刀时间从 $5\text{s} \sim 10\text{s}$ 减少到 $1\text{s} \sim 3\text{s}$,甚至小于 1s ,如日本大阪机工的一台卧式加工中心换刀时间为 0.6s 。工作台的交换时间也由 $12\text{s} \sim 20\text{s}$ 减少到 $6\text{s} \sim 10\text{s}$,有的在 2.5s 以内。

数控机床长期以来一直采用高速钢和硬质合金的刀具材料,致使一般切削速度最多只有 $60\text{m}/\text{min} \sim 70\text{m}/\text{min}$ 。到了 20 世纪 70 年代末 80 年代初期,涂层高速钢和涂层硬质合金刀具材料得到了广泛应用。由于其耐磨性和热硬性的提高,因而使切削速度提高到 $200\text{m}/\text{min} \sim 300\text{m}/\text{min}$ 或更高。近年来陶瓷刀具、聚晶金刚石刀具逐步实用化和普及,使切削速度高达每分钟数百至上千米。而采用 CBN 砂轮用于生产的磨削速度已达到 $120\text{m}/\text{min} \sim 250\text{m}/\text{s}$ 。

2. 高可靠性

数控机床的可靠性是数控机床产品质量的一项关键性指标。数控机床能否发挥其高性能、高精度、高效率,并获得良好的效益,关键取决于可靠性。

衡量可靠性重要的量化指标是平均无故障工作时间 (Mean Time Between Failures MTBF)。作为数控机床的大脑——数控系统的 MTBF 已由 20 世纪 70 年代的 $> 3000\text{h}$,80 年代的 $> 10000\text{h}$,提高到 90 年代初的 $> 30000\text{h}$ 。据日本近期介绍,FANUC 的 CNC 系统已达到 $\text{MTBF} \approx 125$ 个月。

高可靠性是指数控系统的可靠性要高于被控设备的可靠性在一个数量级以上,但也不是可靠性越高越好,仍然要适度可靠。因为数控系统是商品,要受性能价格比的约束。对于每天工作两班的无人工厂而言,如果要求在 16h 内连续正常工作,无故障率 $P(t) = 99\%$ 以上的话,则数控机床的平均无故障运行时间 MTBF 就必须大于 3000h 。MTBF 大于 3000h ,对于由不同数量的数控机床构成的无人化工厂差别就大多了。我们只对一台数控机床而言,如果主机与数控系统的失效率之比为 $10:1$ 的话(数控的可靠比主机高一个数量级),此时数控系统的 MTBF 就要大于 33333.3h ,而其中的数控装置、主轴及驱动等的 MTBF 就必须大于 10 万 h 。

在可靠性方面,国外数控装置的 MTBF 值已达 6000h 以上,伺服系统的 MTBF 值达到 30000h 以上,表现出非常高的可靠性。

目前,很多企业正在对可靠性设计技术、可靠性试验技术、可靠性评价技术、可靠性增长技术以及可靠性管理与可靠性保证体系等进行深入研究和广泛应用,以期使数控机床的整机可靠性水平提高到一个新水平。

3. 数控机床设计 CAD 化、功能多样化

随着计算机应用的普及及软件技术的发展,CAD(Computer Aided Design,计算机辅助设计)技术得到了广泛发展。CAD 不仅可以替代人工完成浩繁的绘图工作,更重要的是可以进行设计方案选拔和大件整机的静、动态特性的分析、计算、预测和优化设计,可以对整机各工作部件进行动态模拟仿真。在模块化的基础上在设计阶段就可以看出产品的三维几何模型和逼真的色彩。采用 CAD,还可以大大提高工作效率,提高设计的一次成功率,从而缩短试制周期,降低成本,增加市场竞争能力。

数控机床的设计是一项要求较高、综合性强、工作量大的工作,故应用 CAD 技术就更有必要、更迫切。

1) 结构设计模块化

任何一类机床都是由若干基础件、标准件和功能部件组成的,尽管在同一类机床中有规格大小和立、卧等形式之分,但大体上功能部件都是相似的。为便于发展同系列和跨系列变形品种,满足用户市场的需要,现在许多机床生产厂家都在发展自己产品的模块化结构设计,图 1-13 为某公司的模块化机床结构。其中(a)(b)(c)所示一类为主轴箱可回转(C 坐标),传动功率 50kW~60kW 的 CF-1 型机床的不同扩展结构:CF-1 型,双轴最大转速 4500r/min;CF-C 型,单轴,最大转速(2500、3000 或 3500)r/min;CP-1C2 型,有镗轴附加 Z 坐标运动 600mm,转速 2500r/min,或相同规格主轴箱不能回转的 CF-1Z。(d)(e)(f)所示一类是主轴箱在 W 坐标上可移动 1m 的单轴 CF-W 型机床的不同扩展变型结构,功率 50kW~70kW,最大转速(2500、3000 或 3500)r/min;CF-WZ 型,有行程 80mm 的附加镗轴(根据镗孔直径),转速分别为(1800、1200 或 900)r/min。

2) 数控机床结构的创新

数控机床的结构技术重大突破突出表现是近年来已出现的所谓 6 条“腿”结构的加工中心。它是采用可以伸缩的 6 条“腿”(伺服轴)支撑并连接上平台(装有主轴头)与下平台(装有工作台)的构架结构形式,取代传统的床身、立柱等支撑结构,而没有任何导轨与滑板的所谓“虚轴机床”(Virtual Axis Machine)。它具有机械结构简单和运动轨迹计算复杂化的特征,其最显著的优点是机床基本性能高,精度相当于坐标测量机,比传统的加工中心高 2 倍~10 倍,刚度为传统加工中心的 5 倍,而在 66m/min 的轮廓加工速度下,效率相当于传统加工中心的 5 倍~10 倍。6 条“腿”结构的加工中心的实例有:英国 GIDDINGS & LEWIS 公司的 VARIAX(“变异型”)加工中心,瑞士 GEOMETIES 公司的 HEXAPOD(“六足动物”)加工中心,美国 INGERSOLL 的 OCTAHEDRALHEXAPOD(“八面体的六足动物”)加工中心和俄罗斯 LAPIK 公司的 TM 系列加工中心。随着这种结构技术的成熟和发展,预示着

数控机床技术将进入一个有重大变革和创新的时代。

3) 数控机床功能的多样化

随着计算机技术的飞速发展, 数控机床的功能越来越多, 具体体现在:

(1) 用户界面图形化 用户界面是数控系统与使用者之间的对话接口。当前 Internet、虚拟现实、科学计算可视化及多媒体等技术也对用户界面提出了更高要求。图形用户界面极大地方便了非专业用户的使用, 人们可以通过窗口和菜单进行操作, 便于蓝图编程和快速编程、三维彩色立体动态图形显示、图形模拟、图形动态跟踪和仿真、不同方向的视图和局部显示比例缩放功能的实现。

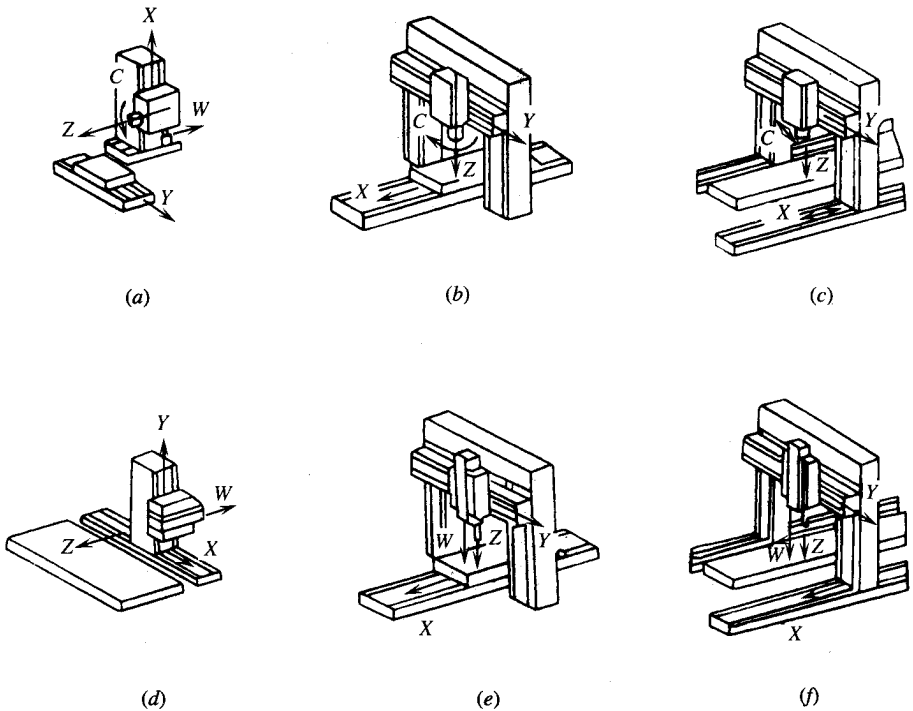


图 1-13 模块化结构的数控镗铣床或加工中心

- (a) 落地式镗铣床, 工作台尺寸 1200mm×1200mm 至 2200mm×3000mm, 承载质量 5000 或 20000kg (b) 龙门宽 1.5m 的龙门铣床;
 (c) 龙门架可移的龙门铣床, 龙门宽 2m (d) CF-WC 型, 主轴箱可在 C 坐标上回转, 转速为 (2000、3000 或 3500r/min),

(2) 科学计算可视化 科学计算可视化可用于高效处理数据和解释数据, 使信息交流不再局限于用文字和语言表达, 而可以直接使用图形、图像、动画等可视信息。可视化技术与虚拟环境技术相结合, 进一步拓宽了应用领域, 如无图纸设计、虚拟样机技术等, 这对缩短产品设计周期、提高产品质量、降低产品成本具有重要意义。在数控技术领域, 可视化技术可用于 CAD/CAM, 如自动编程设计、参数自动设定、刀具补偿和刀具管理数据的动

态处理和显示以及加工过程的可视化仿真演示等。

(3) 插补和补偿方式多样化 多种插补方式如直线插补、圆弧插补、圆柱插补、空间椭圆曲面插补、螺纹插补、极坐标插补、2D+2 螺旋插补、NANO 插补、NURBS 插补(非均匀有理 B 样条插补) 样条插补(A、B、C 样条) 多项式插补等。多种补偿功能如间隙补偿、垂直度补偿、象限误差补偿、螺距和测量系统误差补偿、与速度相关的前馈补偿、温度补偿、带平滑接近和退出以及相反点计算的刀具半径补偿等。或镗轴可移动(转速达 2500)r/min 的 CF-WCZ 型落地镗铣床;

(e) 龙门宽 1500mm 的龙门铣床 (f) 龙门架可移动的龙门铣床, 龙门宽 2m。

(4) 内装高性能 PLC 数控系统 内装高性能 PLC 控制模块, 可直接用梯形图或高级语言编程, 具有直观的在线调试和在线帮助功能。编程工具中包含用于车床铣床的标准 PLC 用户程序实例, 用户可在标准 PLC 用户程序基础上进行编辑修改, 从而方便地建立自己的应用程序。

(5) 多媒体技术应用 多媒体技术集计算机、声像和通信技术于一体, 使计算机具有综合处理声音、文字、图像和视频信息的能力。在数控技术领域, 应用多媒体技术可以做到信息处理综合化、智能化, 在实时监控系统和生产现场设备的故障诊断、生产过程参数监测等方面有着重大的应用价值。

4. 智能化、网络化、柔性化、集成化

21 世纪的数控装备将是具有一定智能化的系统, 智能化的内容包括在数控系统中的各个方面: 为追求加工效率和加工质量方面的智能化, 如加工过程的自适应控制, 工艺参数自动生成; 为提高驱动性能及使用连接方便的智能化, 如前馈控制、电机参数的自适应运算、自动识别负载自动选定模型、自整定等; 简化编程、简化操作方面的智能化, 如智能化的自动编程、智能化的人机界面等; 还有智能诊断、智能监控方面的内容、方便系统的诊断及维修等。

数控系统在控制性能上向智能化发展。随着人工智能在计算机领域的渗透和发展, 数控系统引入了自适应控制、模糊系统和神经网络的控制机理, 不但具有自动编程、前馈控制、模糊控制、学习控制、自适应控制、工艺参数自动生成、三维刀具补偿、运动参数动态补偿等功能, 而且人机界面极为友好, 并具有故障诊断专家系统使自诊断和故障监控功能更趋完善。伺服系统智能化的主轴交流驱动和智能化进给伺服装置, 能自动识别负载并自动优化调整参数。直线电机驱动系统已实用化。

为解决传统的数控系统封闭性和数控应用软件的产业化生产存在的问题。目前许多国家对开放式数控系统进行研究, 如美国的 NGC(The Next Generation Work-Station/Machine Control), 欧共体的 OSACA(Open System Architecture for Control within Automation Systems), 日本的 OSEC(Open System Environment for Controller), 中国的 ONC(Open Numerical Control System) 等。数控系统开放化已经成为数控系统的未来之路。所谓开放式数控系统就是数控系统的开发可以在统一的运行平台上, 面向机床厂家和最终用户, 通过改变、增加或剪裁结构对象(数控功能), 形成系列化, 并可方便地将用户的特殊应用和技术诀窍

集成到控制系统中,快速实现不同品种、不同档次的开放式数控系统,形成具有鲜明个性的名牌产品。目前开放式数控系统的体系结构规范、通信规范、配置规范、运行平台、数控系统功能库以及数控系统功能软件开发工具等是当前研究的核心。

网络化数控装备是近两年国际著名机床博览会的一个新亮点。数控装备的网络化将极大地满足生产线、制造系统、制造企业对信息集成的需求,也是实现新的制造模式如敏捷制造、虚拟企业、全球制造的基础单元。国内外一些著名数控机床和数控系统制造公司都在近两年推出了相关的新概念和样机,如在 EMO2001 展中,日本山崎马扎克(Mazak)公司展出的 CPC(Cyber-Production Center,智能生产控制中心);日本大隈(Okuma)机床公司展出 IT 广场(信息技术广场);德国西门子(Siemens)公司展出的 OME(Open Manufacturing Environment 开放制造环境)等,反映了数控机床加工向网络化方向发展的趋势。

开放式生产对于一些资本密集型的从事大型制造、尤其是生产大批量复杂零件的厂家而言,实现网络制造更有其特别的意义。网络制造在广义上表现为使用网络的企业与企业间可进行跨地域的协同设计、协同制造、信息共享、远程监控及远程服务,以及企业与社会间的供应、销售和服务等内容,在狭义上表现为企业内部的网络化,将企业内部的管理部门(产、供、销、人、财、物等)、设计部门(CAD/CAPP/CAE/CAM等)、生产部门(生产监测、生产管理、刀、夹、量具、材料管理、设备管理等)在网络、数据库技术支持下进行系统集成,通过 TCP/IP 通信协议进行网络通信,为制造商提供出整套且数据信息一致的生产方案,使不同的 CNC 控制程序、编程加工位置以及刀具定位点等数据信息得到统一。通过这样的网络通信,数据传递的速度得到极大提高。过去要几个小时才能完成传输的大程序,现在只需几秒钟就行了。然而,更为高效的 CNC 网络通信功能远远不止于快速传递数据及信息,通过连接调制解调器与通信软件,可以实现 CNC 机床的远程诊断。这样,一个技术人员即使在机床生产厂家的办公室,也可以通过远程诊断对遥远的 CNC 机床进行实时问题诊断,及时作出决定,并直接发出指令进行调整。这一切操作都无需亲临工作现场。采用 TCP/IP 通信协议进行网络通信还有一个基本条件就是机床数控系统的操作平台最好是 Windows 平台,传统的专用计算机数控系统要做到这一点是很困难的。而第六代数控系统可以满足网络制造的诸多要求。

数控机床向柔性自动化系统发展的趋势是:从点(数控单机、加工中心和数控复合加工机床)、线(FMC、FMS、FIL、FML)向面(工段车间独立制造岛、FA)、体(CIMS、分布式网络集成制造系统)的方向发展,另一方面向注重应用性和经济性方向发展。柔性自动化技术是制造业适应动态市场需求及产品迅速更新的主要手段,是各国制造业发展的主流趋势,是先进制造领域的基础技术。其重点是以提高系统的可靠性、实用化为前提,以易于联网和集成为目标,注重加强单元技术的开拓、完善;CNC 单机向高精度、高速度和高柔性方向发展,数控机床及其构成柔性制造系统能方便地与 CAD、CAM、CAPP、MTS 联结,向信息集成方向发展,网络系统向开放、集成和智能化方向发展。

5. 开放性

为适应数控进线、联网、普及型个性化、多品种、小批量、柔性化及数控迅速发展的要

求,最重要的发展趋势是体系结构的开放性,设计生产开放式的数控系统,例如美国、欧共体及日本发展开放式数控的计划等。

(1)为适应制造自动化的发展,向 FMC、FMS 和 CIMS 提供基础设备,要求数字控制制造系统不仅能完成通常的加工功能,而且还要具备自动测量、自动上下料、自动换刀、自动更换主轴头(有时带坐标变换)、自动误差补偿、自动诊断、进线和联网等功能,广泛地应用机器人、物流系统。

(2)FMC、FMS Web based 制造及无图纸制造技术。

(3)围绕数控技术、制造过程技术在快速成型、并联机构机床、机器人化机床、多功能机床等整机方面和高速电主轴、直线电机、软件补偿精度等单元技术方面先后有所突破。并联杆系结构的新型数控机床实用化。这种虚拟轴数控机床,用软件的复杂性代替传统机床机构的复杂性,开拓了数控机床发展的新领域。

(4)以计算机辅助管理和工程数据库、因特网等为主体的制造信息支持技术和智能化决策系统,对机械加工中海量信息进行存储和实时处理。应用数字化网络技术,使机械加工整个系统趋于资源合理支配并高效地应用。

(5)由于采用了神经网络控制技术、模糊控制技术、数安化网络技术,机械加工向虚拟制造的方向发展。

6. 复合化

复合化包括工序复合化和功能复合化。数控机床的发展已模糊了粗、精加工全部工序的概念。加工中心(包括车削中心、磨削中心、电加工中心等)的出现,又把车、铣、镗、钻等类的工序集中到一台机床来完成,打破了传统的工序界限和分开加工的工艺规程。一台具有自动换刀装置、自动交换工作台和自动转换立卧主轴头的镗铣加工中心,不仅一次装卡可以完成镗、铣、钻、铰、攻丝和检验等工序,而且还可以完成箱体五个面粗、精加工的工序。

近年来,又相继出现了许多跨度更大的、功能集中的复合化数控机床。日本池贝铁工所的 TV/4L II 方式加工中心,由于采用了 U 轴,亦可进行车加工。东芝机械的 GMC-95 立式加工中心,在一根主轴上既可进行切削又可进行磨削。美国 CINCINNAILIMILACRON 公司的车、铣、镗钻偏心孔多用途制造中心,在一台车削中心上不仅可以完成回转体的外圆和端面的车削加工,还可完成铣平面、钻斜孔、开曲线槽等加工,使刀具回转的加工中心或磨削中心与工件回转的车削中心复合,如意大利 SAFOP 的车、镗、铣、磨复合机床,德国 VOEST-ALPINT-STEINNEL 公司 M30 型铣削-车削复合中心,ETA 公司 GILDEMISTER 复合车-铣机床。还有成型机床与切削机床的复合,如瑞士 RASKIN 的冲孔、成型与激光切割复合,WHITNET 公司的等离子加工与冲压复合等。在多轴和多轴联动控制方面,日本的 FANUC15 系统为 2 轴~15 轴,西门子 880 系统控制轴数达 24 轴。

例如,采用 5 轴联动对三维曲面零件的加工,可用刀具最佳几何形状进行切削,不仅粗糙度降低,而且效率也大幅度提高。一般认为,1 台 5 轴联动机床的效率可以等于 2 台 3 轴联动机床,特别是使用立方氮化硼等超硬材料铣刀进行高速铣削淬硬钢零件时,5 轴

联动加工可比 3 轴联动加工发挥更高的效益。但过去因 5 轴联动数控机床的数控系统、主机结构复杂等原因,其价格要比 3 轴联动数控机床高出数倍,加之编程技术难度较大,制约了 5 轴联动机床的发展。当前由于电主轴的出现,使得实现 5 轴联动加工的复合主轴头结构大为简化,其制造难度和成本大幅度降低,数控系统的价格差距缩小。因此促进了复合主轴头类型 5 轴联动机床和复合加工机床(含 5 面加工机床)的发展。

在 EM02001 展会上,新日本工机的 5 面加工机床采用复合主轴头,可实现 4 个垂直平面的加工和任意角度的加工,使得 5 面加工和 5 轴加工可在同一台机床上实现,还可实现倾斜面和倒锥孔的加工。德国 DMG 公司展出 DMUVoution 系列加工中心,可在一次装夹下完成 5 面加工和 5 轴联动加工,由 CNC 系统控制或 CAD/CAM 直接或间接控制。

7. 串行总线计算机数控系统

在计算机系统中,总线接口对整个系统的性能和功能都有直接影响,有关专家认为,21 世纪串行总线将逐渐取代并行总线。同并行总线相比,串行总线具有许多优点。串行总线连接引脚数量少,连接简单,成本较低,系统可靠性高。串行总线对系统体系结构具有重大的影响,它的应用有助于数据流计算机体系结构的实现。对于高速计算机系统,串行总线比并行总线更容易使用。在并行总线中,传输数据的各个位必须处于一个时钟周期内的相同位置,频率越高,对器件的传输性能和电路结构要求越严格,系统设计难度加大,致使系统成本提高,可靠性降低。相比之下,使用串行总线时,数据的各个位是串行传输的。在串行总线设计时,既可以嵌入时钟信号作为同步信号,也可以采用锁相环的时钟恢复方式,同并行总线相比,串行总线的传输线效应比较容易处理,从而降低设计难度和系统成本。另外,以串行信息包为基础的系统,不需要编写驱动程序。当断开任何一根互联线,对全部信息包进行解码时,串行总线将这些信息包移入存储器并中断处理器,这是一种局部的中断或事件。随后微处理器将查看这些信息包,而不需要用驱动程序进行上述工作。系统将成一种信息传递系统,而不是事件驱动系统。串行总线数控系统在大型、特大型机床/机械,如龙门铣、印刷机等已得到应用,在检测点和控制轴(或点)很多的情况下其优点更加明显。系统与系统之间、单元与单元之间容易隔离,系统可靠性高。随着计算机技术和现代信息技术的不断前进,实时通信速度已不存在问题。如 SERCOS 总线速率 24Mb/s,PROFIBUS - DP 总线高达 12Mb/s。连接在串行总线上的控制器 AC/DC、伺服装置步进电机驱动器 PLC 等都是智能化设备。总线传送的是数字化信息,取代了传统的模拟信号,如 DC10V420mA 和脉冲编码信号以及像采用自整角机同步的电轴系统等。目前串行总线数控系统在国外正处于发展阶段。各厂家使用的串行总线标准也不一样,如日本 FANUC 公司的 15i/16i/18i/21i 对伺服驱动采用 FSSB 总线,开关量控制采用 FANUC/OLINK 总线。日本三菱电机公司的 MITSUBISHICNC 系统各单元连接也用串行总线。德国西门子公司数控系统如 802D 采用 PROFIBUS - DP 现场控制总线来连接它的各个控制单元。另外还有 CAN 总线标准的串行总线数控系统和已经成为国际标准 IEC61484 的 SERCOS 总线。

8. 重视新技术标准、规范的建立

开放式数控系统有更好的通用性、柔性、适应性、扩展性,美国、欧共体和日本等国纷纷实施战略发展计划,并进行开放式体系结构数控系统规范(OMAC、OSACA、OSEC)的研究和制定,世界3个最大的经济体在短期内进行了几乎相同的科学计划和规范的制定,预示了数控技术的一个新的变革时期的来临。我国在2000年也开始进行中国的ONC数控系统的规范框架的研究和制定。

数控标准是制造业信息化发展的一种趋势。数控技术诞生后的50年间的信息交换都是基于ISO6983标准,即采用G、M代码描述如何加工,其本质特征是面向加工过程,显然,它已越来越不能满足现代数控技术高速发展的需要。为此,国际上正在研究和制定一种新的CNC系统标准ISO14649(STEP-NC),其目的是提供一种不依赖于具体系统的中性机制,能够描述产品整个生命周期内的统一数据模型,从而实现整个制造过程,乃至各个工业领域产品信息的标准化。

STEP-NC的出现可能是数控技术领域的一次革命,对于数控技术的发展乃至整个制造业,将产生深远的影响。首先,STEP-NC提出一种崭新的制造理念。传统的制造理念中,NC加工程序都集中在单个计算机上。而在新标准下,NC程序可以分散在互联网上,这正是数控技术开放式、网络化发展的方向。其次,STEP-NC数控系统还可大大减少加工图纸(约75%)、加工程序编制时间(约35%)和加工时间(约50%)。

目前,欧美国家非常重视STEP-NC的研究,欧洲发起了STEP-NC的IMS计划(1999.1.1—2001.12.31)。参加这项计划的有来自欧洲和日本的20个CAD/CAM/CAPP/CENC用户、厂商和学术机构。美国的STEP Tools公司是全球范围内制造业数据交换软件的开发者,它已经开发了用作数控机床加工信息交换的超级模型(Super Model),其目标是用统一的规范描述所有加工过程。目前这种新的数据交换格式已经在配备了SIEMENS、FDIA以及欧洲OSACA-NC数控系统的原型样机上进行了验证。

表1-4列出国内外部分数控系统技术指标及功能,以供参考

表1-4 国内外部分数控系统技术数据

型号		国内			国外			
		中华I型	华中I型	航天 CASNUCg01	日本FANUC		德国西门子(SIEMENS)	
项目				IFS-0i	FS-15/150	802D	840D	
最多控制轴数	8	9	8	4	8通道 24	5	10通道 31	
最多联动轴数	8	9	4	4	24	3	12	
最小设定单位	1	1	1	1/0.1	1/0.1/0.01/0.001	1/0.1	1/0.1	
系统速度	快进	24 n/mm (1 μ m)	16 m/min (1 μ m)	60 m/min (1 μ m)	240 m/min(1 μ m) 100m m/min(0.1 μ m)	240m/min(1 μ m) 100m/min(0.1 μ m) 10m/min(0.01 μ m) 1m/min(0.001 μ m)	99 m/min(1 μ m)	999 m/min(1 μ m)
	切削	15m/min (1 μ m)	6m/min (1 μ m)	24m/min (1 μ m)	同上	同上	同上	同上

项 目	型号	国内			国外			
		中华 I 型	华中 I 型	航天 CASNUCgOI	日本 FANUC		德国西门子 (SIEMENS)	
					IFS—0i	FS—15/150	802D	840D
功能	插补	直线、圆弧、螺旋线	直线、圆弧、螺旋线	直线、圆弧、螺旋线	直线、圆弧、极坐标、圆柱、螺旋线	线直、圆弧、极坐标、圆柱、螺旋线、渐开线、样条、多边形、假想轴、圆锥、平滑, NURBS	直线、圆弧、极坐标、螺旋	直线、圆弧、极坐标、圆柱、螺旋线、渐开线、样条、多边形、NURBS
	特点		具有三维曲面直接插补 (SDI)		具有提前预测控制(12段)、PCM—CIA 卡接口, 存储系统数据。可连接 PC 机。可通过 I/OLINK 控制 8 个 p 电机。HRV 控制。	有纳米插补及高精度轮廓控制功能。提前预测控制。前馈控制。同步协调控制。各种补偿。PCM—CIA 卡接口, 存储系统数据。开放。	提前预测控制 (10blocks) PCMCIA 卡接口, 存储系统数据。PROFIBUS 用以 I/O 及驱动接口。可连接 PC 机。	提前预测控制。前馈控制。同步控制。各种补偿。PCMCIA 卡接口, 存储系统数据。PROFIBUS 用以 I/O 及驱动接口。开放。
	主轴	模拟接口	模拟接口	模拟接口、脉冲控制输入	模拟及数字接口	模拟及数字接口	模拟及数字接口	模拟及数字接口
	EGB	无	无	无	无	有	无	有
	DNC	RS232 接口	直接执行 2GB 程序	有	有	有	有	有
	PMC	DI/D0 (HM/56) × 4	内置	DI/D0 = 160/80	DI/D0 = 94/64 (另外机床面板 48/32) 16000 步, 0.15μ/步	24000 步 0.085tan/步。通过 I/OLINK 可扩展到 1024/1024	DI/D0 = 144/960. 4μm/步, 6000 步	通过 I/O 模块 1 块可扩展到 12048
配置情况	—	—	—	与该公司 a 系列主轴、伺服放大器和电机配套	与该公司 a 系列与该公司 a 系列主轴、伺服放大器和电机配套	与该公司 a 系列主轴、伺服放大器和电机配套	与该公司 a 系列主轴、伺服放大器和电机配套	

第二章 加工中心(MC)

第一节 概 述

一、加工中心的定义

加工中心(Machining Center, MC)是适应省力、省时和节能的时代要求而迅速发展起来的自动换刀数控机床,它是综合了机械技术、电子技术、计算机软件技术、气动技术、拖动技术、现代控制理论、测量及传感技术以及通信诊断、刀具和编程技术的高技术产品,它将数控铣床、数控镗床、数控钻床的功能聚集在一台加工设备上,且增设有自动换刀装置和刀库,可在一次安装工件后,数控系统控制机床按不同工序自动选择和更换刀具,自动改变机床主轴转速、进给量和刀具相对工件的运动轨迹及其他辅助功能,依次完成多面和多工序加工如端平面、孔系、内外倒角、环形槽及攻螺纹等加工。由于加工中心能集中完成多种工序,因而可减少工件装夹、测量和调整时间,减少工件周转、搬运存放时间,使机床的切削利用率高于通用机床3倍~4倍,达80%以上。所以说,加工中心不仅提高了工件的加工精度,而且是数控机床中生产率和自动化程度最高的综合性机床。

由于电子技术的迅速发展,各种性能良好的传感器的出现和运用,使加工中心的功能日趋完善,这些功能包括:刀具寿命的监视功能,刀具磨损和损伤的监视功能,切削状态的监视功能,切削异常的监视、报警和自动停机功能,自动检测和自我诊断及自适应控制功能等。加工中心还与载有随行夹具的自动托板有机联接,并能进行切屑自动处理,使得加工中心已成为柔性制造系统、计算机集成制造系统和自动化工厂的关键设备和基本单元。

二、加工中心的发展历程

当复杂零件工序高度集中时,必须频繁地更换刀具,以提高生产效率。为解决自动换刀问题,最早出现的是图2-1所示的转塔头立式钻镗铣床,在转塔头上附有6根~12根短主轴,每根主轴上装一把刀具。当处于工作位置的刀具加工完毕之后,机床控制转塔头

松开、转位,让下一工序的刀具进入工作位置,夹紧转塔头后,再继续加工,直至完成全部工序。

1958年,美国K&T公司首次把铣、钻、镗等多种工序集中于一台数控机床上,通过换刀方式实现连续加工,成为世界上第一台加工中心。该产品出现后,销路惊人,引起了日、美、德、英、法、意等先进工业国家高度重视,竞相开发生产,不断扩大和完善机床的功能,成为数控机床中发展最快、需求量最大的商品之一。

如今,世界上出现了立式、卧式、龙门式、落地式等各种加工中心,据不完全统计,大约有1000多个品种规格。

北京机床研究所于1973年研制出了JCS-013型卧式加工中心。1980年该所引进了日本FANUC公司的数控系统制造技术,并投入批量生产,为我国数控机床的进一步发展准备了先决条件,使我国的加工中心的研制出现了良好的局面,加工中心的产量出现了稳定上升的趋势。

国家“六五”和“七五”规划期间,我国大力发展加工中心,帮助部分骨干企业与国外厂商进行合作,引进了加工中心的制造技术。现生产厂家有30多家,能制造70多个品种规格的加工中心产品,年产量约500台,部分产品已达到国外同类产品的水平。

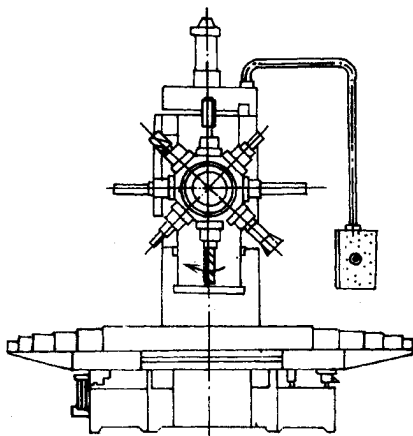


图 2-1 立式转塔头钻镗铣床

三、加工中心的工作原理

加工中心的工作原理是根据零件图纸,制定工艺方案,采用手工或计算机自动编制零件加工程序,把零件所需的机床各种动作及全部工艺参数变成机床的数控装置能接受的信息代码,并把这些代码存储在信息载体(穿孔带、磁盘等)上,将信息载体送到输入装置,读出信息并送入数控装置。信息载体为穿孔带时,输入装置为光电阅读机;磁带输入装置可用磁带录音机;信息载体为磁盘时,可用驱动器输入。以上是最常用的程序输入方法。

另一种方法是利用计算机和加工中心直接进行通信,实现零件程序的输入和输出。

进入数控装置的信息,经过一系列处理和运算转变为脉冲信号。有的信号送到机床的伺服系统,通过伺服机构进行转换和放大,再经过传动机构,驱动机床有关零部件,使刀具和工件严格执行零件程序所规定的相应运动。还有的信号送到可编程序控制器中用以顺序控制机床的其他辅助动作,实现刀具自动更换。

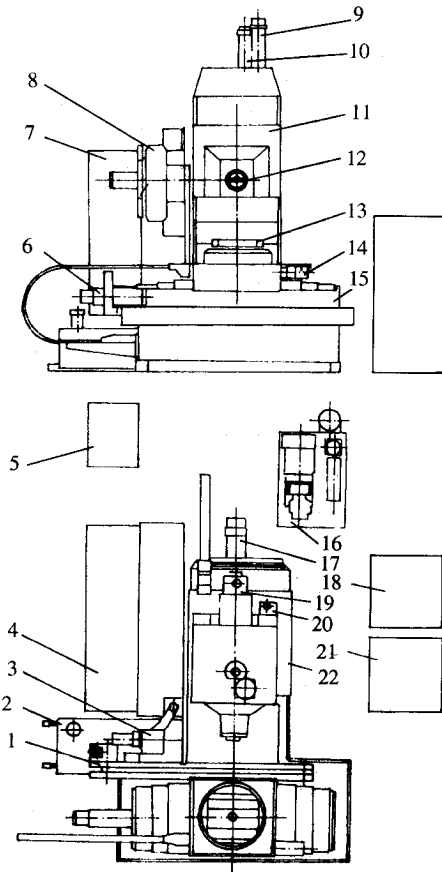


图 2-2 卧式加工中心组成部件

- 1—排屑器 2—冷却水箱 3、8—机械手 4、7—刀库 5—油温自动控制箱 6—X轴伺服电机 9—Y轴伺服电机；
- 10—平衡液压缸 ;11—立柱 ;12—主轴箱 ;13—分度工作台 ;14—工作台驱动电机 ;15—床身 ;16—液压油箱；
- 17—Z轴伺服电机 ;18—强电柜 ;19—主轴电机 ;20—间歇润滑装置 ;21—数控柜 ;22—立柱滑座。

四、加工中心的组成及系列型谱

加工中心的组成随机床的类别、功能、参数的不同而有所不同。机床本身分基本部件和选择部件,数控系统有基本功能和选用功能,机床参数有主参数和其他参数。机床制造

厂可根据用户提出的要求进行生产,但同类机床产品的基本功能和部件组成一般差别不大。图 2-2 为卧式加工中心组成部件示意图。

加工中心的系列型谱,我国尚未制定。系列尺寸一般按优先数系取:

卧式加工中心,以分度工作台的边长尺寸为其主参数,如 320×320 、 400×400 、 500×500 、 630×630 、 800×800 、 1000×1000 、 1350×1250 等,单位为 mm。

立式加工中心,工作台宽度一般取优先数系,长度按实际要求而定。如 320×1000 、 400×1000 、 500×1000 、 630×1200 、 800×1500 ,单位为 mm。

型谱一般按生产厂家的习惯或特长取。如生产铣床的厂家,一般愿意套用铣床型谱,取名为 XH $\times \times \times$,如 XH754、XH716 等;而生产镗床的厂家则愿意套用镗床型谱,取名为 TH $\times \times \times \times$,如 TH6350;与国外合作生产或供出口的加工中心,则直接采用国外厂家规定的名称,如 SALON-3、RE5020 等。

尽管出现了各种类型加工中心,外形结构各异,但从总体来看大体上由以下几大部分组成。

(1)基础部件 由床身、立柱和工作台等大件组成,是加工中心的基础构件,它们可以是铸铁件,也可以是焊接钢结构件,均要承受加工中心的静载荷以及在加工时的切削载荷。故必须是刚度很高的部件,亦是加工中心质量和体积最大的部件。

(2)主轴组件 它由主轴箱、主轴电机、主轴和主轴轴承等零件组成。其启动、停止和转动等动作均由数控系统控制,并通过装在主轴上的刀具参与切削运动,是切削加工的功率输出部件。主轴是加工中心的关键部件,其结构优劣对加工中心的性能有很大的影响。

(3)控制系统 单台加工中心的数控部分是由 CNC 装置、可编程序控制器、伺服驱动装置以及电机等部分组成。它们是加工中心执行顺序控制动作和完成加工过程中的控制中心。CNC 系统一般由中央处理器、存储器和输入、输出接口组成。中央处理器又由存储器、运算器、控制器和总线组成。CNC 系统主要特点是输入存储、数据的加工、插补运算以及机床各种控制功能都通过计算机软件来完成,能增加很多逻辑电路中难以实现的功能。计算机与其他装置之间可通过接口设备联接。当控制对象改变时,只需改变软件与接口。

(4)伺服系统 伺服系统的作用是把来自数控装置的信号转换为机床移动部件的运动,其性能是决定机床的加工精度、表面质量和生产效率的主要因素之一。加工中心普遍采用半闭环、闭环和混合环三种控制方式。

(5)自动换刀装置 它由刀库、机械手和驱动机构等部件组成。刀库是存放加工过程所使用的全部刀具的装置。刀库有盘式、鼓式和链式等多种形式,容量从几把到几百把,当需换刀时,根据数控系统指令,由机械手(或通过别的方式)将刀具从刀库取出装入主轴中,机械手的结构根据刀库与主轴的相对位置及结构的不同也有多种形式,如单臂式、双臂式、回转式和轨道式等等。有的加工中心不用机械手而利用主轴箱或刀库的移动来实现换刀。尽管换刀过程、选刀方式、刀库结构、机械手类型等各不相同,但都是在数控装置及可编程序控制器控制下,由电机和液压或气动机构驱动刀库和机械手实现刀具的选择

与交换。当机构中装入接触式传感器,还可实现对刀具和工件误差的测量。

(6) 辅助系统 包括润滑、冷却、排屑、防护、液压和随机检测系统等部分。辅助系统虽不直接参加切削运动,但对加工中心的加工效率、加工精度和可靠性起到保障作用,因此,也是加工中心不可缺少的部分。

(7) 自动托盘更换系统 有的加工中心为进一步缩短非切削时间,配有两个自动交换工件托盘,一个安装在工作台上进行加工,另一个则位于工作台外进行装卸工件。当完成一个托盘上的工件加工后,便自动交换托盘,进行新零件的加工,这样可减少辅助时间,提高加工工效。

五、加工中心的分类

按主轴加工时的空间位置分类有:卧式和立式加工中心。

卧式加工中心 是指主轴轴线水平设置的加工中心。卧式加工中心有多种形式,如固定立柱式或固定工作台式。固定立柱式的卧式加工中心的立柱不动,其主轴箱在立柱上做上下移动,而工作台可在两个水平方向移动;固定工作台式的卧式加工中心的三个坐标方向的运动由立柱和主轴箱的移动来定位,安装工件的工作台是固定不动的(指直线运动)。卧式加工中心一般具有3个~5个运动坐标轴,常见的是三个直线运动坐标轴和一个回转运动坐标轴(回转工作台),它能在工件一次装夹后完成除安装面和顶面以外的其余四个面的加工,最适合加工箱体类工件。它与立式加工中心相比,结构复杂、占地面积大、质量大、价格亦高。

立式加工中心 立式加工中心主轴的轴线为垂直设置,其结构多为固定立柱式,工作台为十字滑台,适合加工盘类零件,一般具有三个直线运动坐标轴,并可在工作台上安置一个水平轴的数控转台(第四轴)来加工螺旋线类零件。立式加工中心结构简单,占地面积小,价格低,配备各种附件后,可进行大部分工件的加工。

大型龙门式加工中心 主轴多为垂直设置,尤其适用于大型或形状复杂的工件,像航空、航天工业及大型汽轮机上的某些零件的加工都需要用这类多坐标龙门式加工中心。

五面加工中心 这种加工中心具有立式和卧式加工中心的功能,在工件一次装夹后,能完成除安装面外的所有五个面的加工,这种加工方式可以使工件的形状误差降到最低;省去二次装夹工件,从而提高生产效率,降低加工成本。

常见的五面加工中心有两种形式,一种是主轴可做 90° 旋转,既可像卧式加工中心那样切削,也可像立式加工中心那样切削;另一种是工作台可带着工件做 90° 旋转,而主轴不改变方向来完成五面加工。但是,无论哪种形式的五面加工中心都存在结构复杂、造价高的缺点。这类加工中心由于加工方式转换时,受机械结构的限制,使可加工空间受到一定限制,故其加工范围比同规格的加工中心要小,而机床的占地面积却大。正是由于五面加工中心的制造技术复杂,成本高,所以它的使用和生产在数量上远不如其他类型的加工中心。

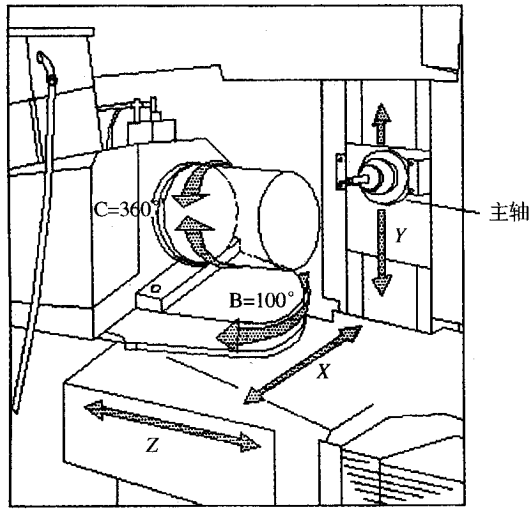


图 2-35 轴加工中心示意图

目前已有立、卧两个主轴的加工中心；主轴或工作台可连续旋转的 5 坐标、6 坐标或多坐标加工中心，工件一次装卡能完成除安装面外的全方位加工。5 轴加工中心如图 2-3 所示。

按工艺用途分类有：

镗削加工中心 镗削加工中心分立式镗削加工中心、卧式镗削加工中心和龙门镗削加工中心。其加工工艺以镗削为主，用于箱体、壳体以及各种复杂零件特殊曲线和曲面轮廓的多工序加工，适合于多品种小批量生产。

复合加工中心 复合加工中心主要指五面复合加工，主轴头可自动回转，进行立、卧加工，在主轴自动回转后，在水平和垂直方向实现刀具自动变换。

按功能特殊分类有：

单工作台、双工作台和多工作台加工中心；

单轴、双轴、三轴及可换主轴箱的加工中心；

立式转塔加工中心和卧式转塔加工中心；

刀库加主轴换刀加工中心；

刀库加机械手加主轴换刀加工中心；

刀库加机械手加双主轴转塔加工中心。

第二节 JCS - 018 型立式加工中心

一、机床用途

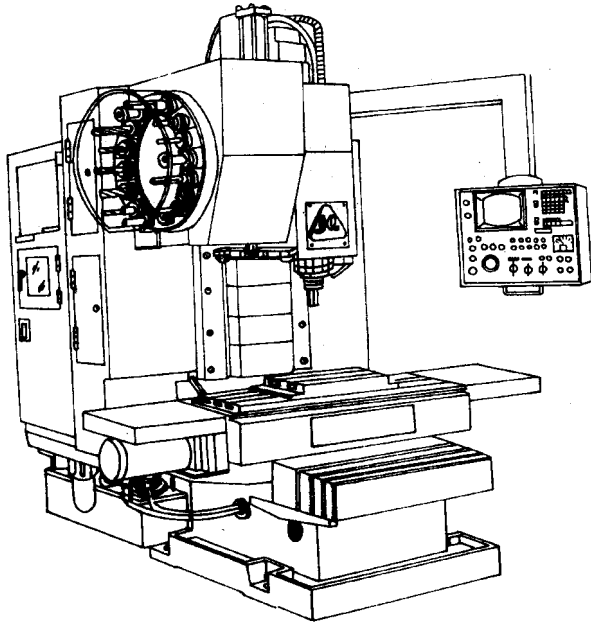


图 2-4 Jcs-018 型立式加工中心外形

JCS-108 型小型立式加工中心(图 2-4 和图 2-5)系由北京机床研究所研制。工件在一次装夹后,可连续地进行铣、钻、镗、铰、镦、攻丝等多种工序的加工。该机床适用于小型板件、盘件、壳体件、模具和箱体件等复杂零件的多品种、小批量加工。JCS-018 机床特点:

(1) 可进行强力切削 机床主轴电机变速范围中恒功率范围宽,低转速扭矩大,机床主要构件刚度高,可进行强力切削。

(2) 高速定位 工作台由直流伺服电机、通过联轴节、滚珠丝杠带动, X 、 Y 方向移动速度可达 $14\text{m}/\text{min}$,主轴箱 Z 向移动可达 $10\text{m}/\text{min}$,定位精度可达 $(0.006 \sim 0.015)\text{mm}/300\text{mm}$ 。

(3) 采用随机换刀 随机换刀由数控系统管理,刀具和刀座上不设固定编号,换刀由机械手执行,结构简单、可靠。

(4) 机床采用 CNC 系统 换刀和主轴准停由程序控制器控制,有自诊断功能。

在床身的后部装有固定的框式立柱 15 ;主轴箱 5 在立柱导轨上作升降运动(Z 轴);滑座 9 在床身前部作横向(前后)运动(Y 轴);工作台 8 在滑座上作纵向(左右)运动(X 轴);自动换刀装置(刀库 6 和机械手 7)装在立柱左侧前部 ;其后部是 6M(或 7CM)数控柜 16 ,立柱右侧面装驱动电柜 (电源、伺服装置)。

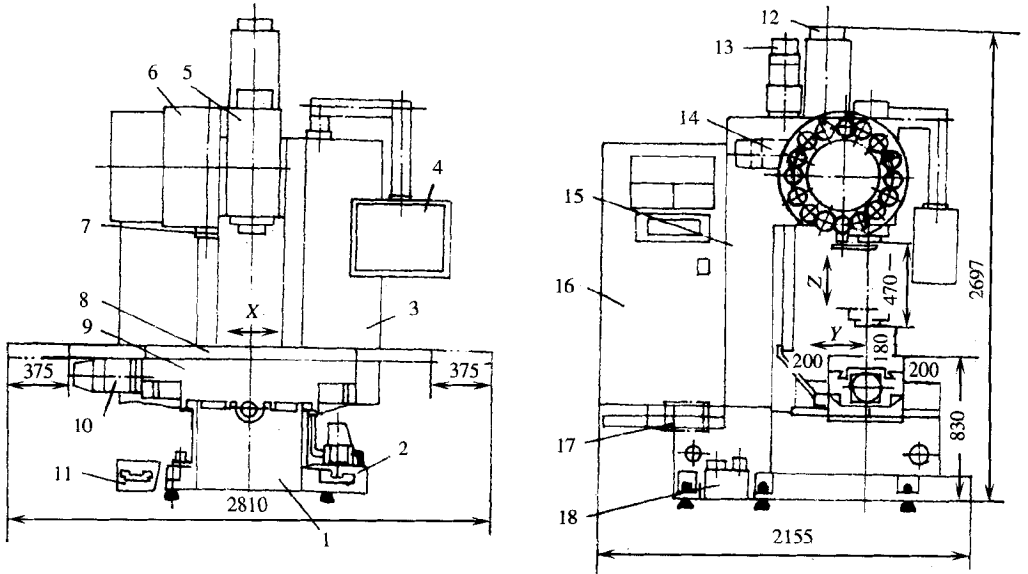


图 2-5 JCS-018 型立式加工中心组成部件

- 1—床身 2—冷却液箱 3—驱动电柜 4—操纵面板 5—主轴箱 6—刀库 7—机械手 8—工作台 ;
 9—滑座 ;10—X 轴伺服电机 ;11—切屑箱 ;12—主轴电机 ;13—Z 轴伺服电机 ;
 14—刀库电机 ;15—立柱 ;16—数控柜 ;17—Y 轴伺服电机 ;18—润滑油箱。

二、主要技术性能

1. 主机

1) 工作台

工作台外形尺寸(工作面)

1200mm × 450mm(10mmmm × 320mm)

工作台 T。形槽宽 × 槽数

18mm × 3

2) 移动范围

工作台左右行程(X 轴)

750mm

工作台前后行程(Y 轴)

40mm

主轴箱上下行程(Z 轴)

470mm

主轴端面距工作台距离

180mm ~ 650mm

3) 主轴箱

主轴锥孔	锥度 7:24, BT-45
主轴转速(标准型/高速型)	22.5r/min ~ 2250r/min / 45r/min ~ 4500r/min
主轴驱动电机(额定/30min)	5.5kW/7.5kW FANUC 交流主轴电机 12 型
快速移动速度(X、Y 轴)	14m/min
(Z 轴)	10m/min
进给速度(X、Y、Z 轴)	1mm/min ~ 4000mm/min
进给驱动电机	1.4kW
FANUC - BESK 直流伺服电机 15 型	
5) 自动换刀装置	
刀库容量	
16 把	
选刀方式	任选
最大刀具尺寸	$\varphi 100\text{mm} \times 300\text{mm}$
最大刀具质量	10kg
刀库电机	1.4kW
FANUC - BESK 直流伺服电机 15 型	
6) 精度	
定位精度	$\pm 0.012\text{mm}/300\text{mm}$
重复定位精度	$\pm 0.006\text{mm}$
7) 承载能力	
工作台允许负载	500kg
滚珠丝杠尺寸(X、Y、Z 轴)	$\varphi 40\text{mm} \times 10\text{mm}$
钻孔能力(一次钻出)	$\varphi 32\text{mm}$
攻丝能力	M24mm
铣削能力	100cm ³ /min
8) 其他	
气源	49Pa ~ 68.6Pa(250L/min)
机床质量	4.5t
占地面积	3500mm × 3060mm

2. 数控装置(FANUC - BESK 7 CMCNC 系统)

1) 规格

控制轴数	3 轴
同时控制轴数	(X、Y、Z、Z、X) 或 3 轴
轨迹控制方式	直线/圆弧方式或空间直线/螺旋方式

纸带代码	ELA/ISO
程序格式	写地址式可变量程序段
脉冲当量	0.001mm/脉冲 或 0.0001 英寸/脉冲
最大指令值	$\pm 99999.999mm$ 或 ± 9999.9999 英寸
纸带存储和编辑	30m 纸带信息(12kB)
2) 机能设置	
主轴机能	S4 位 ,r/min 直接编程
辅助机能	M2 位
刀具机能	T2 位
固定循环	G80 - G90 ,由用户编入
刀具位置偏差	G40、G43、G44
刀具半径补偿 C	G40 ~ G44
偏差和补偿量各为 99 组 ,最大偏差和补偿数据为 $\pm 999.999mm$ 或 ± 99.999 英寸	
其他机能 对称切削、单程序段操作、程序号检索、机床闭锁、辅助机能闭锁、Z 轴闭锁、中断后再启动、进给倍率、主轴转速倍率、定量进给、手动进给。	

三、传动系统

JCS - 018 型立式加工中心的传动系统如图 2 - 6 所示。

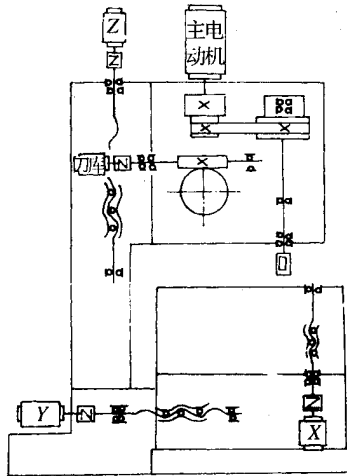


图 2 - 6 JCS - 018 型立式加工中心传动系统

主电机是交流变频调速电动机 ,连续输出额定功率为 5.5kW ,最大功率为 7.5kW ,但工作时间不得超过 30min 称为 30min 过载功率。这种电动机靠改变电源频率无级调速 ,

额定转速为 $1500r/min$,最高转速为 $4500r/min$,在此范围内为恒功率调速。从最高转速开始,随着转速下降,最大输出转矩递增,保持最大输出功率为额定功率不变(见图 2-7)。最低转速为 $45r/min$,从额定转速至最低转速,为恒转矩调速。电机的最大输出转矩维持为额定转速时的转矩不变,不随转速的下降而上升。到最低转速时,最大输出功率仅为 7.5 (或 5.5) $\times \frac{45}{1500} = 0.225$ (或 0.165) kW 。1. 主传动系统

主电动机经两级多楔带轮驱动主轴。当经带轮副直径为 $\varphi 83.6mm/\varphi 83.6mm$ 传动时,主轴转速 n 为 $(45 \sim 1500 \sim 4500)r/min$;当经带轮副直径为 $\varphi 19mm/\varphi 39mm$ 传动时, n 为 $(22.5 \sim 750 \sim 2250)r/min$ 。无级调速,三个数字分别为最低、额定和最高转速。传动带采用一次成型的三联带。

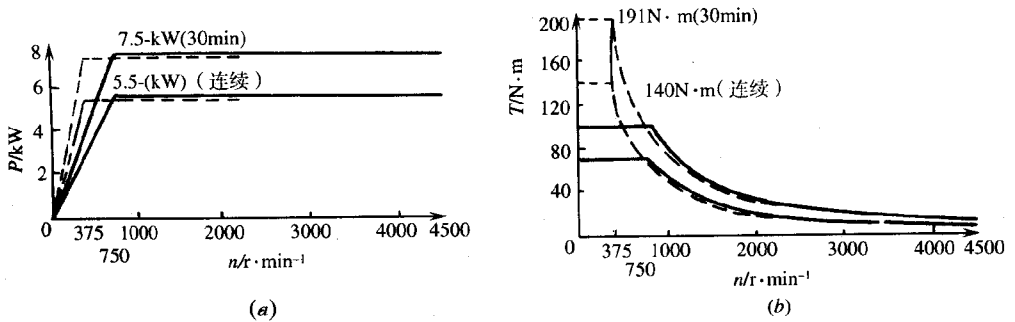


图 2-7 功率转矩特性

2. 进给传动系统

X、Y、Z 三个轴各有一套基本相同的进给伺服系统。脉宽调速直流伺服电动机直接带动滚珠丝杠,功率都为 1.4 ,无级调速。三个轴的进给速度均为 $1mm/min \sim 400mm/min$ 。快移速度 X、Y 两轴皆为 $15m/min$,Z 轴为 $10m/min$ 。三个伺服电动机分别由数控指令通过计算机控制,任意两个轴都可联动。

3. 刀库驱动系统

圆盘形刀库亦用直流伺服电动机经蜗杆蜗轮驱动,装在标准刀柄中的刀具,置于圆盘的周边

四、典型部件

JCS-018 型立式加工中心主要结构包括:主轴部件、自动换刀装置、立柱、床身、滑座、工作台和伺服进给系统。

1. 主轴部件

图 2-8 为其改进型 JCS-018 主轴箱的结构简图。主轴部件由主轴、刀具的自动夹紧松开机构、前后轴承及塔轮等组成。

主轴为中空外圆柱零件,前端装定向键,与刀柄配合部位采用 $7:24$ 的锥度。为了保

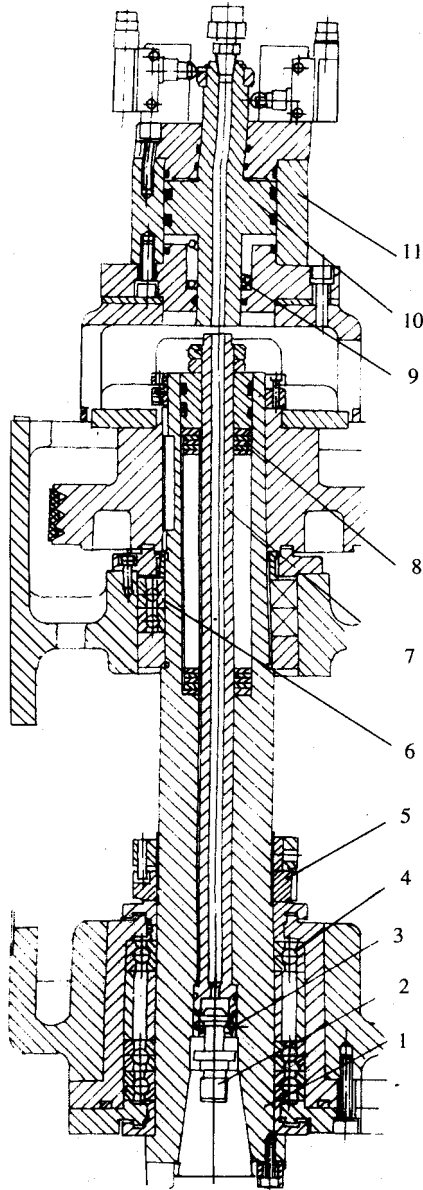


图 2-8 JCS-018A 主轴箱结构简图

1—主轴 2—拉钉 3—钢球；

4、6—向心推力角接触球轴承；

5—预紧螺母 7—拉杆 8—碟形弹簧；

9—圆柱螺旋弹簧；10—活塞；11—液压缸。

证主轴部件刚度,前支承由三个 C 级向心推力角接触球轴承 4 组成,前两个大口朝下,承

受切削力,提高主轴刚度,后一个大口朝上,后支承采用两个 D 级向心推力球轴承 6,小口相对,后支承仅承受径向载荷,故外圈轴向不定位。轴承采用油脂润滑。

刀具自动拉紧与松开机构及切屑清除装置装在主轴内孔中,刀夹自动拉紧松开机构由拉杆 7 和头部的四个 5/16 英寸(1 英寸 = 25.4mm)钢球 3、碟形弹簧 8、活塞 10 和螺旋弹簧 9 组成。夹紧时,活塞 10 的上端无油压,弹簧 9 使活塞 10 向上移到图示位置。碟形弹簧 8 使拉杆 7 上移至图示位置,钢球进入刀杆尾部拉钉 2 的环形槽内,将刀杆拉紧(见图 2-8)。当需松开刀柄时,液压缸的上腔进油,活塞 10 向下移动压缩螺旋弹簧 9,并推拉杆 7 向下移动。与此同时,碟形弹簧 8 被压缩。钢球随拉杆一起向下移动。移至主轴孔径较大处时,便松开了刀杆,刀具连同刀杆一起被机械手拔出。

刀柄夹紧机构用弹簧夹紧,液压放松,以保证在工作中如果突然停电,刀柄不会自行松脱。

活塞杆孔的上端接有压缩空气。机械手把刀具从主轴中拔出后,压缩空气通过活塞杆和拉杆的中孔,把主轴锥孔吹净。

行程开关用于发出夹紧和松开刀柄的信号。

该机床用钢球拉紧刀柄,此拉紧方法的缺点是接触应力太大,易将主轴孔和刀柄压出坑痕。改进后的刀杆拉紧机构采用弹力卡爪。卡爪由两瓣组成,装在拉杆 1 的下端,如图 2-9 所示。夹紧刀具时,拉杆 1 带弹力卡爪 2 上移,卡爪下端的外周是锥面 B,与套 3 的锥孔相配合,以使卡爪收紧,从而卡紧刀柄。这种卡爪与刀柄的接合面 A 与拉力垂直,故拉紧力较大。卡爪与刀柄为面接触,接触应力较小,不易压溃。新型的加工中心已多采用这种拉紧机构。

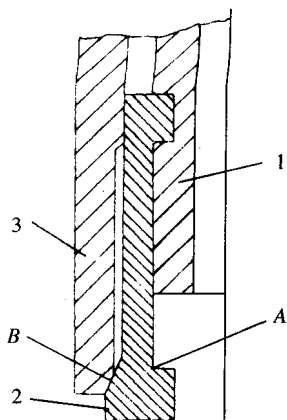


图 2-9 改进后的刀柄拉紧机的
1-拉杆 2-卡爪 3-套。

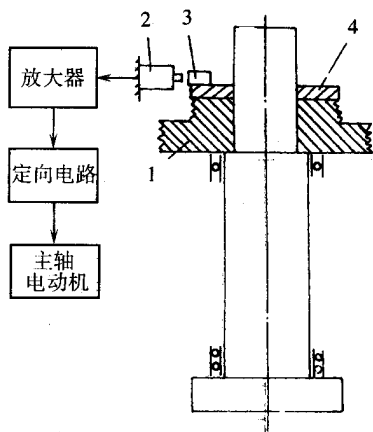


图 2-10 主轴定位机构工作原理
1-塔轮 2-磁传感器 3-永磁块 4-垫片。

为使主轴上的端面键能准确而顺利进入刀柄上的键槽,主轴必须停止在一定的位

上使之对准,即主轴应有旋转定位机构。主轴与刀柄靠 $7:24$ 锥面定心,由两个端面键传递转矩。端面键用螺钉固定在主轴前端面上,嵌入刀柄周向的两个缺口内。自动换刀时,必须保证端面键对准缺口。为此,就要求主轴准确地停在一定的周向位置上。主轴周向定位机构的原理见图 2-10。塔轮 1 上安装一个厚垫片 4,上装一个体积很小的永磁块 3。在主轴箱体的准停位置上,装一个磁传感器 2。数控系统发出主轴准停信号后,主轴减速,以很低的转速运转,至永磁块对准传感器,传感器 2 发出准停信号,经放大器、定向电路使电动机制动。主轴停止的角度位置精度为 $\pm 1^\circ$ 。这种装置的机械结构简单,定位迅速而准确。

2、自动换刀装置

JCS-018A 的自动换刀装置安装在立柱的左侧上部,由刀库和机械手两部分组成。刀库外形如图 2-11 所示。圆盘式刀库(图 2-11(a))由专用的直流伺服电动机 1 经十字滑块联轴节 2、蜗杆 4、蜗轮 3,带动刀盘 14 和盘上的 16 个刀套 13 旋转。刀座的滚子 11 在不旋转的导盘 14 的槽中受到限位,导盘 14 在最下端的换刀位置开了一个缺口。刀座以铰链形式与支承板 16 相连(图 2-11(b))。平时,由弹簧 18 将滚子销 19 压在刀套 13 的凹槽

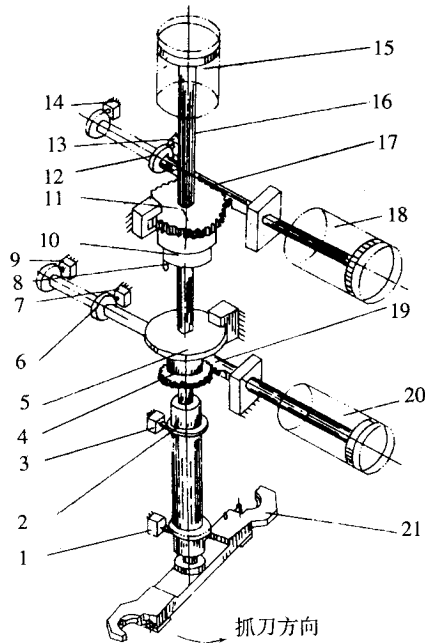


图 2-12 机械手传动结构示意图

- 1、3、7、9、13、14—行程开关 2、6、12—挡环 4、11—齿轮；
5—连接盘 8—销子 10—传动盘 15—升降液压缸 16—机械手臂轴；
17、19—齿条 18、20—转位液压缸 21—机械手。

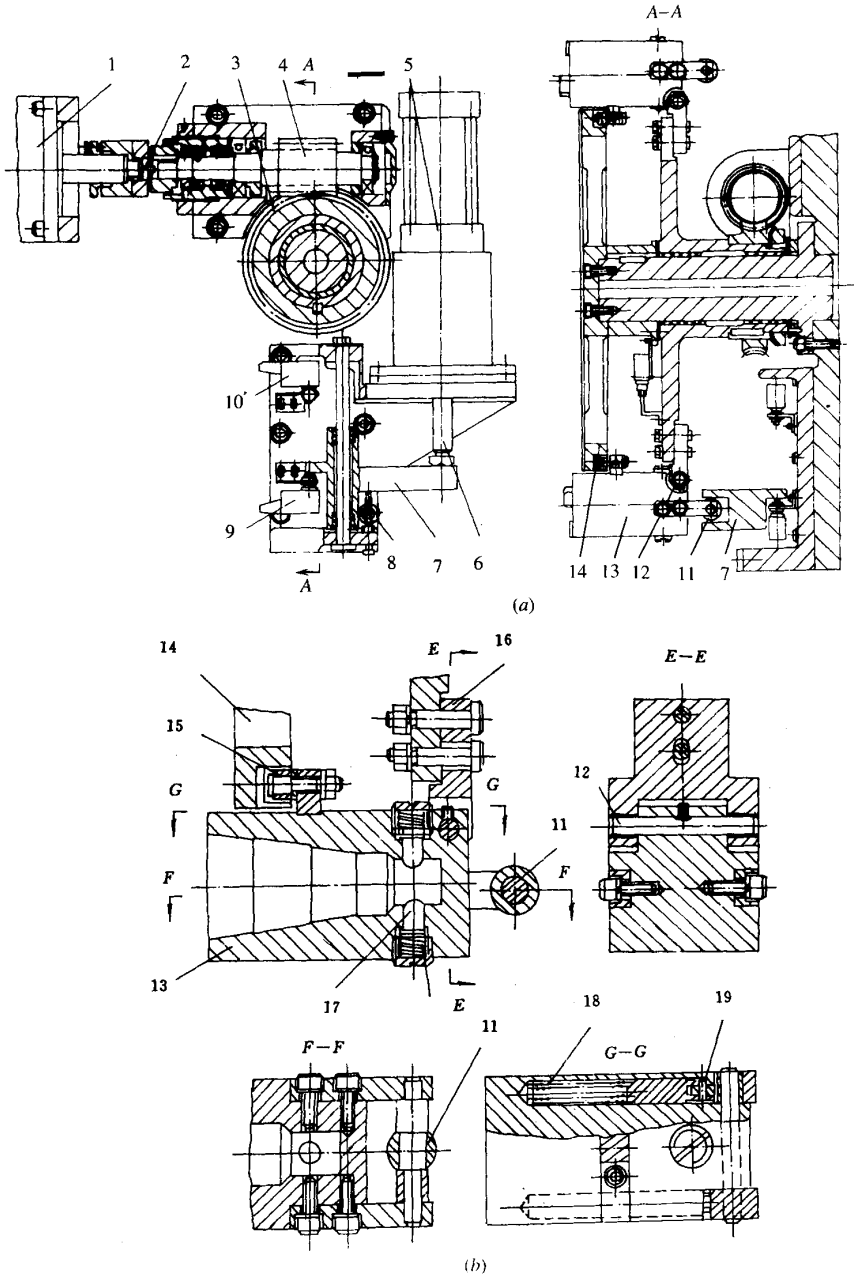


图 2-11 JCS-018A 刀库结构简图

- 1—直流伺服电机 2—十字滑块联轴器 3—蜗轮 4—蜗杆 5—气缸 6—活塞杆；
 7—拨叉 8—螺杆 9—位置开关 10—定位开关 11、15—滚子 12—销轴 13—刀套；
 14—刀盘(盘盘) 16—支承板 17—球头销钉 18—弹簧 19—滚子销。

中,使刀座定位在水平位置。由于主轴是立式的,故应将处于刀库刀盘 14 最下位置的刀套旋转 90° ,使刀头朝下。实现这个动作靠气缸 5。气缸 5 的活塞杆 6 带动拨叉 7 上升。由 A-A 剖视图中可以看到,最下面的一个刀套 13 右尾部的滚子 11 正好进入拨叉 7 的缺口。拨叉 7 上升使刀套连同刀具逆时针方向旋转 90° ,滚子销 19 退出支承板 16 的凹槽,刀座转至垂直位置,等待机械手换刀。刀套的构造如图 2-11(b)所示。由图中可以看到锥孔尾部有两个球头销钉 17,后有弹簧用以夹住刀具,故当刀套旋转 90° 后刀具不会下落。刀套顶部的滚子 15 用以在刀套处于水平位置时支承刀套。当刀具更换完毕,该刀座插入从主轴换下的刀具夹头。通过气缸作用,与上述动作相反,刀座带着刀具夹头顺时针转动,直到水平位置为止,此时,滚子销 19 重新处于支承板 16 的凹槽中。

本机床上使用的换刀机械手为回转式单臂双手机械手。在自动换刀过程中,机械手要完成抓刀、拔刀、交换主轴上和刀库上的刀具位置、插刀、复位等动作。图 2-12 为机械手传动结构示意图。如前述刀库结构,刀套向下转 90° 后,压下行程开关,发出机械手抓刀信号。此时,机械手 21 正处在图中所示的上面位置,液压缸 18 右腔通压力油,活塞杆推动齿条 17 向左移动,带动齿轮 11 转动。图 2-13 中所示 8 为升降液压缸的活塞杆,齿轮 1、齿条 7 和轴 2 为图 2-12 中的齿轮 11,齿条 17 和机械手臂轴 16。连接盘 3 与齿轮 1 用螺栓连接,它们空套在机械手臂轴 2 上,传动盘 5 与机械手臂轴 2 用花键连接,它上端的销子 4 插入连接盘 3 的销孔中,故齿轮转动时便带动机械手臂轴转动,如图 2-12 所示,使机械手回转 75° 抓刀。抓刀动作结束时,齿条 17 上的挡环 12 压下行程开关 14,发出拔刀信号,于是升降液压缸 15 的上腔通压力油,活塞杆推机械手臂轴 16 下降拔刀。在轴 16 下降时,传动盘 10 随之下降,其下端的销子 8(图 2-13 中的销子 6)插入连接盘 5 的销孔中,连接盘 5 和

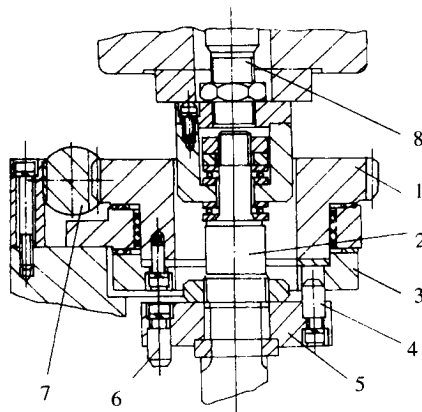


图 2-13 机械手传动结构局部视图

- 1—齿轮 2—机械手臂轴 3—连接盘;
4、6—销子 5—传动盘 7—齿条 8—活塞杆。

其下面的齿轮 4 也是用螺栓连接的,它们空套在轴 16 上。当拔刀动作完成后,轴 16

上的挡环 2 压下行程开关 1, 发出换刀信号。这时转位液压缸 20 的右腔通压力油, 活塞杆推动齿条 19 向左移动, 带动齿轮和连接盘 5 转动, 通过销子 8, 由传动盘带动机械手转 180° , 交换主轴上和刀库上的刀具位置。换刀动作完成后, 齿条 19 上的挡环 6 压下位置开关 9, 发出插刀信号, 使升降油缸下腔通压力油, 活塞杆带着机械手臂轴上升插刀, 同时传动下面的销子 8 从连接盘 5 的销孔中移出。插刀动作完成后, 轴 16 上的挡环压下行程开关 3, 使转位油缸 20 的左腔通压力油, 活塞杆带着齿条 19 向右移动复位, 齿轮 4 空转, 机械手无动作。齿条 19 复位后, 其上挡环压下行程开关 7, 使液压缸 18 的左腔通压力油, 活塞杆带着齿条 17 向右移动, 通过齿轮 11 使机械手反转 75° 复位。机械手复位后, 齿条 17 上的挡环压下行程开关 13, 发出换刀完成信号, 使刀套向上翻转 90° , 为下次选刀做好准备。

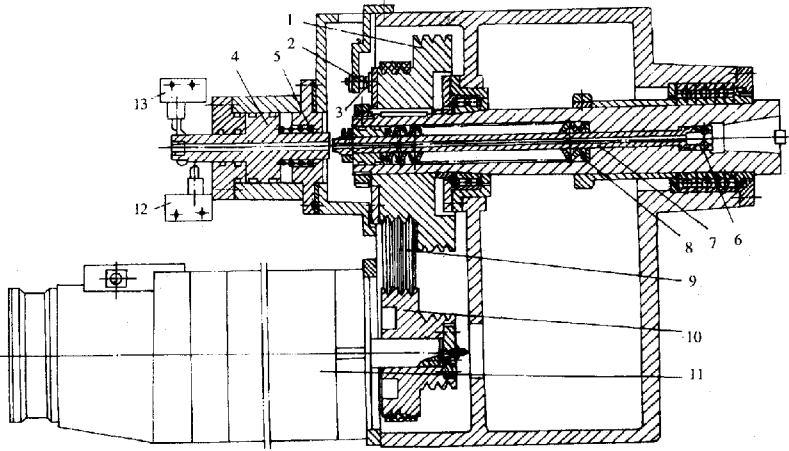


图 2-14 换刀过程示意图

备。同时机床继续执行后面的操作, 换刀过程如图 2-14 所示。

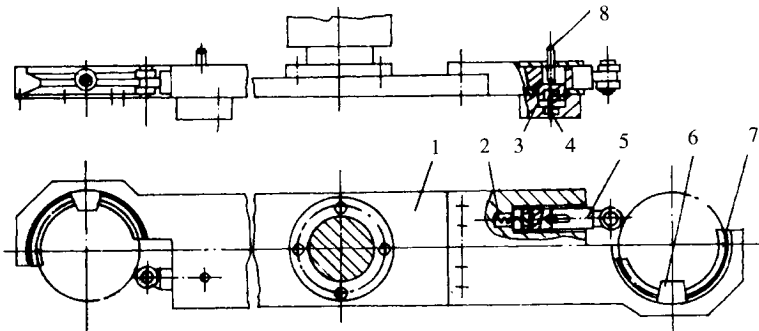


图 2-15 机械手臂和手爪

1—手臂 2、4—弹簧 3—锁紧销;

5—活动销 6—锥销 7—手爪 8—长销。

图 2-15 为机械手抓刀部分结构。它主要由手臂 1 和固定于其两端的结构完全相同

的两个手爪 7 组成。手爪上握刀的圆弧部分有一锥销 6。机械手抓刀时,该锥销插入刀柄的键槽中。当机械手由原位转 75° 抓住刀具时,两手爪上的长销 8 分别被主轴前端面和刀库上的挡块压下,使轴向开有长槽的活动销 5 在弹簧 2 的作用下右移顶住刀具。机械手拔刀时,长销 8 与挡块脱离接触,锁紧销 3 被弹簧 4 弹起,使活动销顶住刀具不能后退,这样机械手在回转 180° 时,刀具不会被甩出。当机械手上升插刀时,两长销 8 又分别被两挡块压下,锁紧销从活动销孔中退出,松开刀具,机械手便可反转 75° 复位。

该机床的整个换刀过程由可编程序控制器(PC)控制。它采用的“随机换刀”方式刀具在刀库中无固定的刀座位置,换刀时,按刀具本身的编码来选择所需刀具。随机换刀通常的办法分为两大类:

(1) 在刀具夹头上设编码装置,在刀库固定位置上设“读码传感器”进行找刀。

(2) RAM 方式:在刀夹和刀库刀座上均无检测元件,而用控制装置的随机存储器(RAM)来寄存刀具编号。在刀具交换中,随着实际动作,自动在存储器内调整刀号。其方法简述如下:机加工前,由操作者将刀库刀座内的刀具依次进行编号,即通过操作面板上的拨码盘开关将刀号送入存储器地址 1~15 中;存储器地址 16 中的内容为主轴内的刀号;存储器地址 17 的内容为现在换刀位置的刀座号。此时,地址 1~15 即为刀座的编号,地址内容即时相应刀座内的刀号,其特点是换刀结构简单。

PC 控制器控制过程如下:

(1) 接受换刀指令后,将要找的刀号代码送入比较器。

(2) 巡检 RAM 地址 1~15,即依次将地址 1~15 中的内容送入比较器与指令代码相比较。

(3) 当比较器发出相同信号时,停止巡检,并记录此时的 RAM 地址(即要换的新刀刀座号)。

(4) 将 RAM 地址 17 中的数(换刀位置刀座号)与(3)所求 RAM 地址数相减,即为刀库应回转的步数。现采取顺时针回转方式,当得数为负值时,回转步数按十六进制补码计算。

(5) 将新刀座号记入 RAM 地址 17 中。

(6) 将所求出的步数转换成刀库定位的指令信号。

(7) 发出准备工作完成信号。

(8) 启动电机,驱动刀库圆盘转动至新换刀位置,等待换刀信号一到,即可进行换刀动作控制。

例 如图 2-16 所示,若欲换新刀号为 T_b ,换刀位置的刀号为 T_h ,其 RAM 地址(刀座号)为 12,主轴上现有的刀号为 T_m ,即地址 16 中的内容为 T_m ,地址 17 中的内容为 12。PC 控制器在准备工作中即查出 RAM 地址 2 中为所需新刀 T_b 。将 17 的内容 12 换成 2,地址 2 的内容换成 T_m ,地址 16 中的内容换成 T_b 。

此时,圆盘转动的步数为 $12 - 2 = 10$ 步。

圆盘每转 1 步,伺服电机要转 5 圈,即当量为 $5r/\text{步}$,将此值送至简易定位装置对伺服电机进行控制。

如换刀位置刀座号为 3,而新刀所在刀座号为 14,则 $3 - 14 = -11$,得数为负值,而其

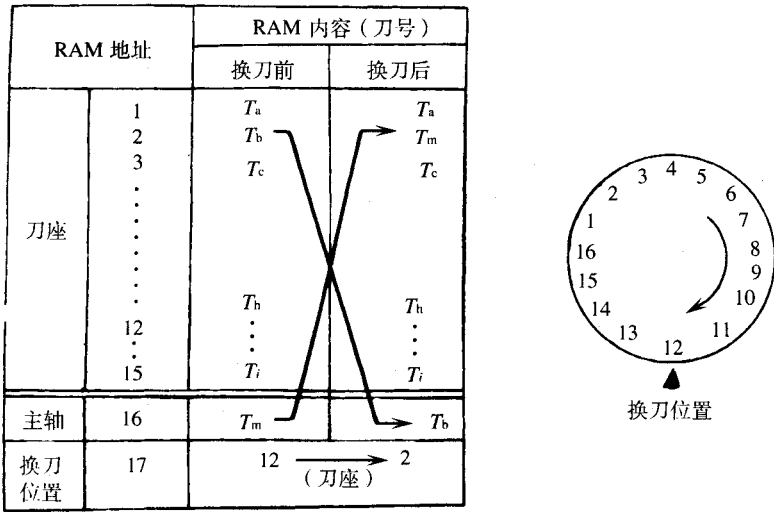


图 2-16 PC 控制器换刀过程控制示意图

十六进制数的补码为 5, 即 5 为圆转盘顺时针方向应转的步数。

3. 立柱

JCS-018A 型立式加工中心的立柱为封闭的箱形结构, 如图 2-17 所示。立柱承受两个方向的弯矩和扭矩, 故截面形状近似地取为正方形。立柱的截面尺寸较大, 内壁设置有较高的竖向筋和横向环形筋, 故刚度较高。

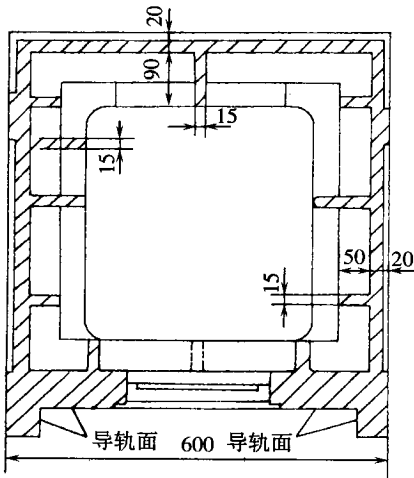


图 2-17 立柱横截面

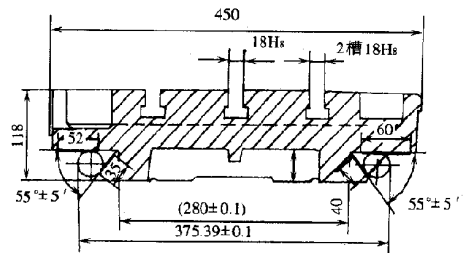


图 2-18 工作台

4. 床身、立柱、工作台

JCS-018 型加工中心是在工作台不升降式铣床的基础上设计的。工作台如图 2-18 所示,滑座如图 2-19 所示。

工作台与滑座之间为燕尾形导轨,丝杠装在两导轨的中间。滑座与床身之间为矩形导轨。工作台与滑座之间,滑座与床身之间,以及立柱与主轴箱之间的动导轨面上,均贴氟化乙烯导轨板。实验证明采用氟化乙烯—铸铁摩擦副后,X、Y 两轴均以本机床的最低进给速度 $1\text{mm}/\text{min}$ 运动时,无爬行现象发生。

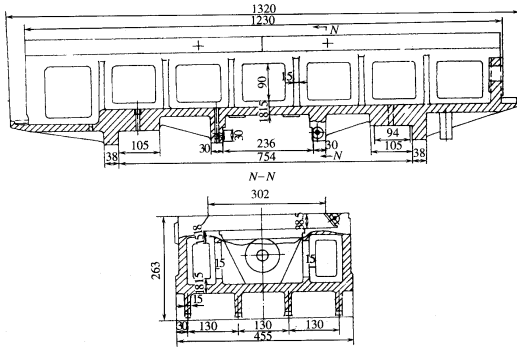


图 2-19 滑座

JCS-018 型加工中心采用间歇式润滑泵供油。每次泵油量为 $1.5\text{mL} \sim 2.5\text{mL}$,每 7.5min 泵油一次。从油泵通过油管送往各润滑点。润滑点的管接头内有单向阀和节流小孔,节流小孔的直径只有零点几毫米。管接头有几种节流小孔直径不同的规格。单向阀用于当油泵停止泵油时防止导轨间的润滑油被挤回油管。根据润滑点到油泵的距离不同(管路阻力不同),导轨位置不同(水平或垂直),形状不同(平面或圆柱面等),可适当选择不同规格的管接头,以保证各润滑点的供油量基本一致。

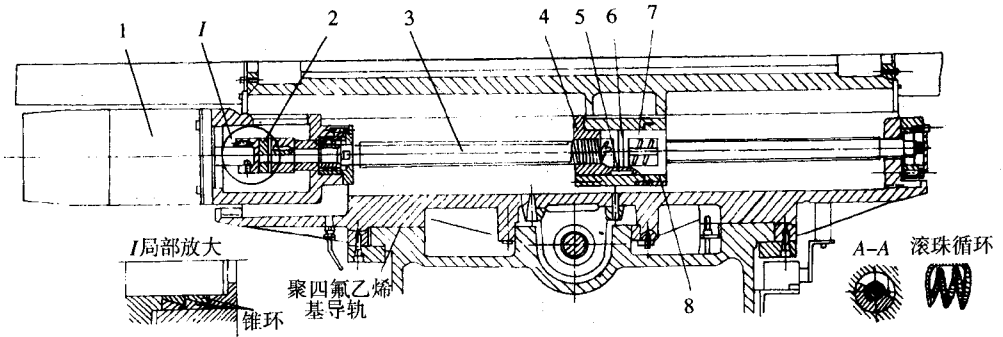


图 2-20 X轴伺服进给系统

- 1—直流伺服电机 2—十字滑块联轴节 3—滚珠丝杠 4—左螺母;
5—键 6—半圆垫片 7—右螺母 8—螺母座。

5. 进给伺服系统

机床有三套(X、Y、Z轴)相同的伺服进给系统。图 2-20 为工作台的纵向(X向)伺服

进给系统,该系统由脉宽调速直流伺服电机 1 驱动,采用无键连接方式用锁紧环将运动传至十字滑块联轴节 2 的左连接件。联轴节的右连接件与滚珠丝杠 3 用键相连,由滚珠丝杠 3 螺母(4、7)驱动工作台移动。滚珠螺母由左螺母 4 和右螺母 7 组成,并固定在工作台上。十字滑块联轴节 2 的左连件与电机轴靠锥形锁紧环摩擦连接。锥形锁紧环(见左下方局部放大图),每套两环,内环为内柱外锥,外环为外柱内锥,此处共用了两套。采用这种连接办法不用开键槽,没有间隙。电机轴与丝杠可相对转任意角。横向(Y轴)伺服进给系统与纵向伺服进给系统结构相同。

十字滑块联轴节中间的十字滑块,传动时可在左右连接件的端面槽中做小范围的滑动。这种联轴节可以补偿电机轴与滚珠丝杠中心的偏移量,但两轴不应有较大的角偏移,即应保证两轴的平行度。十字滑块与两边连接件之间的单边最大间隙为 0.03mm,这个间隙可通过数控系统的伺隙补偿予以消除。由于十字滑块联轴节存在间隙,现已趋淘汰,改用挠性联轴节和波纹管联轴节。

滚珠丝杠直径为 40mm,导程为 10mm。左支承为成对的向心推力球轴承,精度为 D 级,背靠背安装,大口向外,承受径向和轴向双向载荷。预紧力为 1000N。右支承为一向心球轴承,外圈轴向不定位,仅承受径向载荷,丝杠升温后可向右伸长。这种结构较简单,但轴向刚度比两端轴向固定方式低。滚珠丝杠的螺母座固定在工作台下侧,螺母座中安装两个滚珠螺母 4 和 7,两个螺母用连接键 5 固定它们之间的周向位置,螺母 4 固定在螺母座 8 中,螺母 7 可轴向调整位置。在两个螺母间安装两个适当厚度的半圆垫圈 6,以消除丝杠螺母间的间隙,并适当地预紧,以提高传动刚度。

在垂直向(Z向)伺服进给系统中,由于滚珠丝杠没有自锁能力,为了保证工作台能够停止在所需要的位置上,在电机上加有制动装置。当电机停转时,切断电磁线圈的电流,由弹簧压紧摩擦片使其制动。

机床伺服进给系统为半闭环系统。直流伺服电机是可控硅控制的脉宽调速伺服电机,它具有调速范围宽、扭矩大及响应快等特点。电机上带有反馈装置,当机床数控装置配置不同时,反馈装置有不同方式。一种为脉冲编码器,可用它作为位置反馈元件,同时也作为速度环的速度反馈元件。反馈装置的另一种形式,是采用旋转变压器为位置检测器,采用测速发电机为速度环的速度反馈元件。旋转变压器的分解精度为 2000p/r ,由电机轴到旋转变压器的升速比为 5:1,滚珠丝杠导程为 10mm,因此,位置检测分辨率为 $10/2000 \times 5 = 0.001\text{mm}$ 。

图 2-21 为进给控制系统,从计算机来的位置指令脉冲 P_p ,在位置偏差检测器内与位置检测器送来的反馈脉冲 P_1 比较,其差值为 P_e ,经数—模转换器(D/A)转换为差值的模拟电压 V_e 。然后,位置控制放大器把 V_e 放大为 v_c ,送至速度误差检测器与速度检测器来的速度(转速)模拟电压 V_g 比较,其差值 V_a 经速度放大器放大为 V_m 去控制伺服电机转速。6.7CM 系统硬件结构

JCS-018 型立式加工中心的数控系统是 7CM CNC 数控系统,是 16 位字长的微处理机数控系统,它是中央处理单元(CPU)为核心,用数据总线方式与存储器以及各种接口

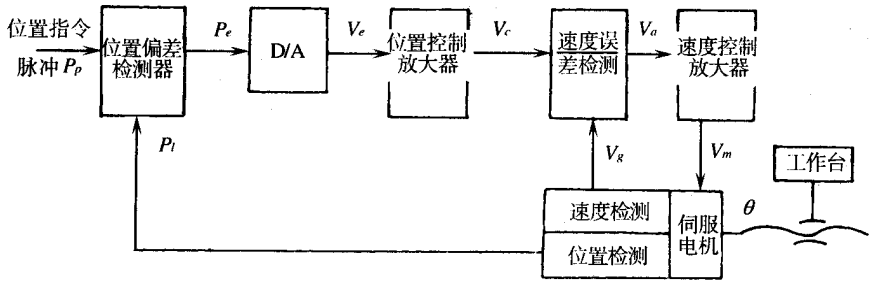


图 2-21 进给控制系统框图

组合成一个完整的数控系统,其总框图如图 2-22 所示。基本组成包括以下几部分部件:
 ①中央处理单元和存储器;②位置控制器;③纸带阅读机接口;④输入/输出接口;⑤数控操作面板接口;⑥CRT 接口,控制和显示单元(选用件);⑦外部操作面板接口(选用件);⑧纸带存储器和穿孔机接口(选用件);⑨工程师面板(生产厂用)。

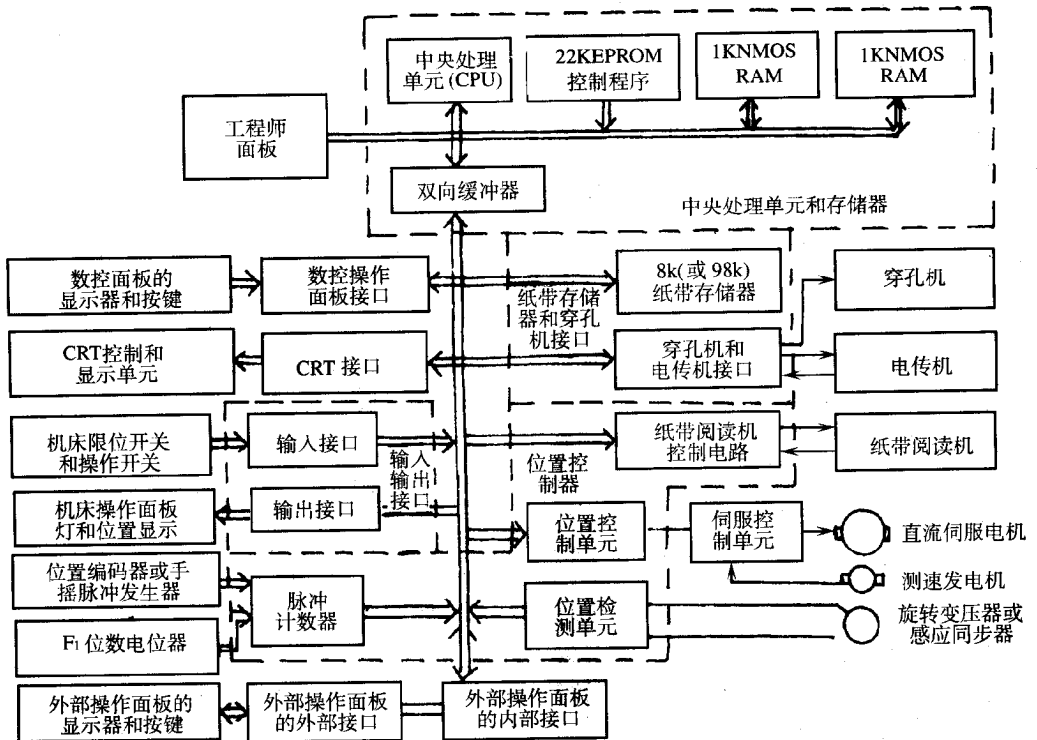


图 2-22 7CNC 数控系统总方框图

第三节 加工中心的结构特点

一、主传动系统

加工中心的主传动系统,是指将主轴电机的原动力通过该传动系统变成可供切削加工用的切削力矩和切削速度。加工中心的主传动系统一般都设计成一个主轴箱,它主要包括主轴电机、传动装置、三轴、主轴轴承、主轴定向装置、拉刀装置及清洁、润滑和冷却装置等。

1. 主传动方式

1) 具有变速齿轮的主传动系统

图 2-23 为 THM6350 型精密卧式加工中心的主轴系统,为了增加转速范围和转矩,主传动采用齿轮变速传动方式。主轴转速分为低速分为低速区域和高速区域。

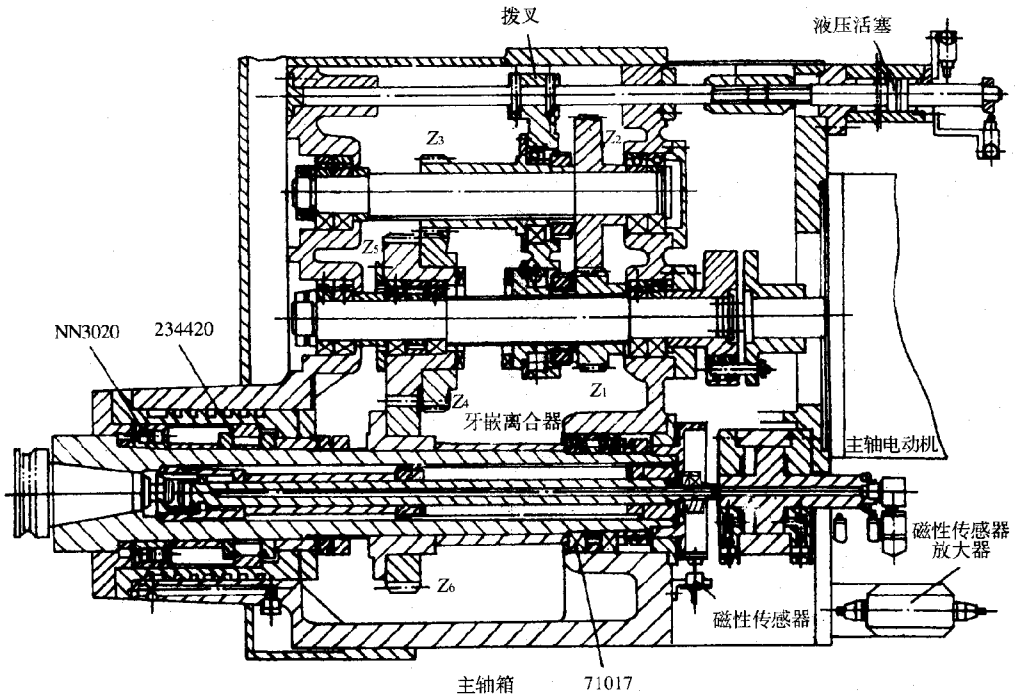


图 2-23 THM6350 型精密卧式加工中心主轴系统

低转速区域传动路线是:直流主轴电机→弹性联轴节→齿轮 Z_1 →齿轮 Z_2 →齿轮 Z_3 →

齿轮 $Z_4 \rightarrow$ 齿轮 $Z_5 \rightarrow$ 齿轮 $Z_6 \rightarrow$ 主轴 9。

高转速区域传动路线是：直流主轴电机 \rightarrow 弹性联轴节 \rightarrow 牙嵌离合器 \rightarrow 齿轮 $Z_5 \rightarrow$ 齿轮 $Z_6 \rightarrow$ 主轴 9。

变换到高速挡时，由液压活塞推动拨叉向左移动，此时主轴电动机慢速旋转，以利于牙嵌离合器合。

由于这种结构是通过二级以上齿轮副实现变速，其优点是能够满足各种切削运动的转矩输出，且具有大范围的速度变化能力。但由于其结构复杂，需增加润滑及温度控制因而成本较高。此外，制造与维修也较困难。

齿轮变速方式有：电—液控制拨叉方式和电磁离合器方式。

电—液控制拨叉方式是用电信号控制电磁换向阀，操纵液压油缸带动拨叉推动滑移齿轮来实现变速。在换挡时，主轴应以低速旋转，以利离合器顺利合。现在的加工中心，大都采用这种变速方式。THM6350 型精密卧式加工中心主传动系统便是采用这种方式（见图 2-23）液压拨叉变速是一种有效的方法，但它增加了数控机床液压系统的复杂性，且必须将数控装置送来的信号先转换成电磁阀的机械动作，然后再将压力油分配到相应的液压缸，因而增加了变速的中间环节，带来了更多的不可靠因素。

电磁离合器变速是利用电磁效应，接通和断开电磁离合器的运动部件，以实现变速的主要方式。该方式便于实现操作自动化。但它的缺点是体积大，磁通易使机械件磁化。

2) 通过带传动的主传动系统

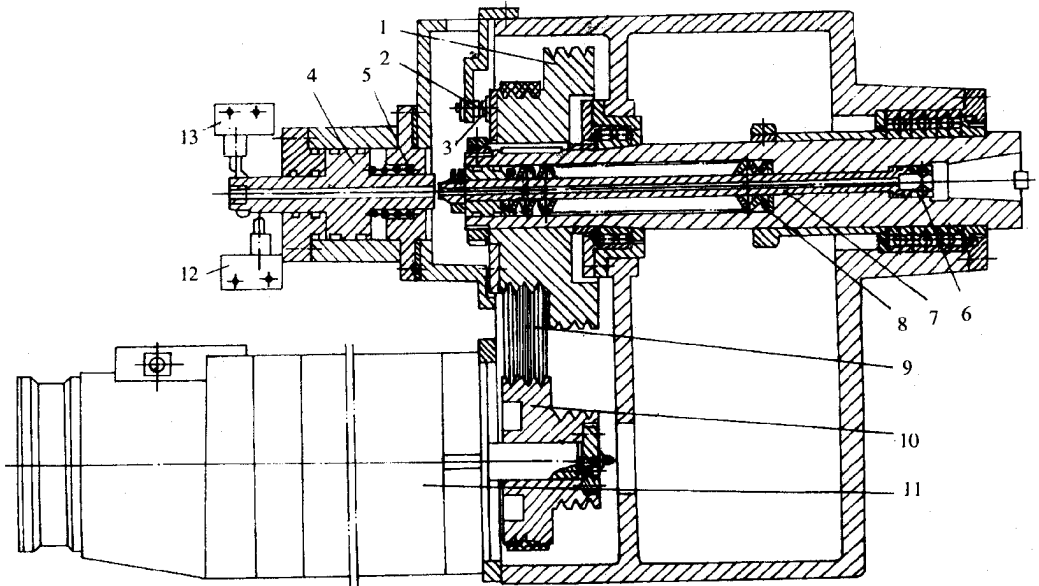


图 2-24 XH754 型卧式加工中心的主传动系统

1、10—塔轮 2—磁传感器 3—永久磁铁 4—松刀活塞 5—螺旋弹簧 6—钢球 7—拉杆；
8—碟形弹簧 9—多联 V 型带 11—交流无级调速电机 12、13—行程开关。

通过一级带传动实现变速的主传动系统,如图 2-24 所示的 XH754 型卧式加工中心主轴系统,目前多用皮带完成。其优点是结构简单,安装调试方便,且在一定程度上能满足转速与转矩的输出要求,但调速范围受电机调速范围比的约束。

常见的传动带类型有 V 型带、平皮带、多楔带和齿形带。因加工中心换刀系统要求准确定向,故常用多楔带和齿形带;而在加工中心的伺服进给传动中,有时亦用齿形带。图 2-25 为采用同步齿形带传动的立式加工中心的主轴箱。

3) 由调速电机直接驱动的主传动系统

这种主传动系统采用无级调速的电机直接驱动主轴旋转,如图 2-26 所示,因而大大简化了主轴箱体和主轴的结构,有效地提高了主轴组件的刚度,但主轴输出转矩小,电机发热对主轴的精度影响较大。

近年来,出现了一种新式内装电动机主轴,即主轴与电机转子合为一体。其优点是主轴组件结构紧凑,质量小、惯量小,可提高启动、停止的响应特性,并利于控制振动和噪声。缺点是电动机运转产生的热量易使主轴产生热变形。因此,控制温升是使用内装电动机主轴的关键问题。图 2-27 所示日本研制的立式加工中心主轴组件,其内装电动机最高转速可达 20000r/min。

2. 主轴组件

主轴组件是加工中心的关键部件,它包括主轴、主轴轴承及安装在主轴上的传动件等。对于加工中心,为实现刀具在主轴上的自动装卸与夹持,还必须具有刀具的自动夹紧装置、主轴定向装置和主轴锥孔清理装置等结构(见图 2-23、图 2-24、图 2-27)。

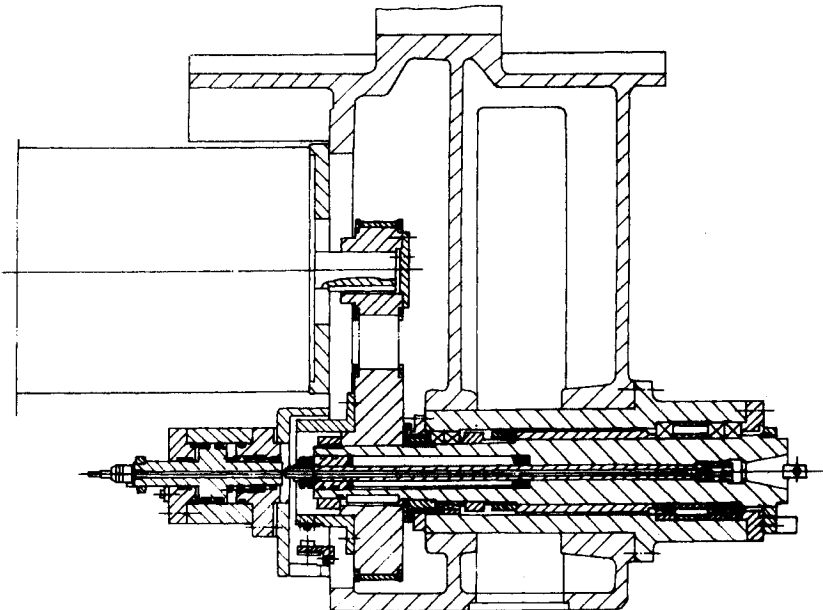


图 2-25 采用同步齿形带的立式加工中心主轴箱

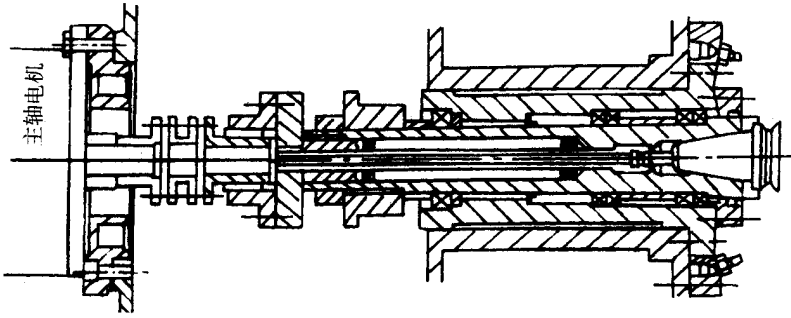


图 2-26 电动机直接驱动主轴的主传动系统

1) 主轴

加工中心的主轴,为了提高其自身刚度和便于安装,一般都设计成阶梯圆柱形,前端外径大,后端外径小,为实现更换刀具时能自动夹紧,主轴内部为空心。其前端有 $7:24$ 的锥孔,用于装锥柄刀具,并有自动定心作用,通过摩擦将刀柄夹紧于主轴的端部,大锥度既利于定心,也便于松夹,主轴端面装有定向键,既可通过它传递切削的转矩,又可用于刀具的周向定位。主轴外圆柱面上有前后支承轴承的配合面。主轴材料常采用的有: 38CrMoAlA、GCr15、9Mn2V 等。主轴锥孔及与支承轴承配合部位均应经渗氮或感应淬火。

2) 主轴轴承

加工中心使用的主轴轴承有滚动轴承、液体(气体)静压轴承、陶瓷角接触球轴承及磁力轴承等,液(气)体静压轴承(原理同液、气体静压导轨)主要用于高精度、高转速的主轴部件中。绝大多数加工中心的主轴支承采用滚动轴承,如角接触球轴承、双列短圆柱滚子轴承、双向推力角接触球轴承及圆锥滚子轴承。表 2-1 是几种常用的滚动轴承的性能比较。

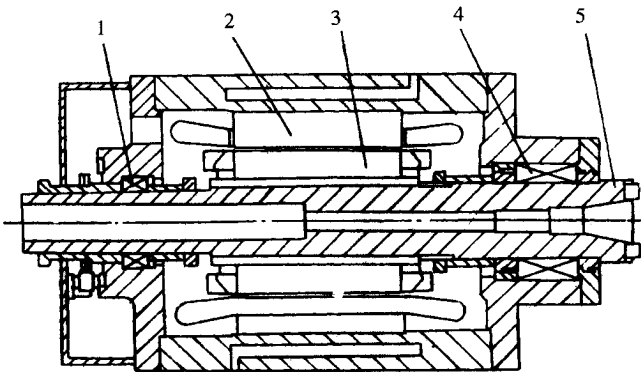


图 2-27 内装电机主轴的主传动系统

1—后轴承 2—定子磁极 3—转子磁极 4—前轴承 5—主轴。

表 2-1 滚动轴承性能比较

轴承名称	极限转速	刚度	阻尼	温升
向心球轴承	高	中	低	低
角接触球轴承	高	中高	低	低
圆锥滚子轴承	中低	中高	较大	高
推力轴承	低	轴向高	较大	中
圆柱滚子轴承	中	高	中	中高

陶瓷角接触球轴承已用于高速加工中心主轴上,如日本新泻铁工所的 VZ40 型超高速立式加工中心,其主轴最高转速达 50000r/min,交流主轴电机功率 7.5kW,主轴采用陶瓷轴承和油气润滑。陶瓷滚动轴承大部分用陶瓷材料的球代替钢球。陶瓷球是高密度热压氮化硅(Si_3N_4)热压 Si_3N_4 与轴承钢的物理性能比较见表 2-2。从表中可以看出 Si_3N_4 的优点为:密度低(只有轴承钢的 40%)、弹性模量 E 高(比轴承钢高 50%)、硬度高(特别是高温硬度高)、导热系数 λ 低和线膨胀系数 α 低。又由于陶瓷球质量小,离心力小,内圈和外圈的接触角之差在高速时比钢球的小,陶瓷球轴承因其自旋—滚动比低,滚动接触条件比钢球好,因此其应力也较低,摩擦小,在高速和接触角有差别的情况下,陶瓷球轴承的摩擦发热温升都比钢球轴承低。虽然陶瓷球轴承有一系列优点,但在高速机床上的应用还处在初期阶段,由于陶瓷材料生产复杂,且成本高,要可靠地保证质量非常费工费时,故尚未形成大规模生产。

表 2-2 陶瓷与轴承钢的物理性能

项 目	陶瓷(Si_3N_4)	轴承钢
$\rho/\text{g}\cdot\text{cm}^{-3}$	3.2	7.8
E/MPa	315×10^3	208×10^3
μ	0.26	0.30
(HV_{10})	1700	700
$\sigma_a/\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$ $\begin{matrix} 20^\circ\text{C} \\ 1000^\circ\text{C} \end{matrix}$	$\begin{matrix} 700 \\ 700 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 2400 \\ 0 \end{matrix}$
$\lambda/\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$	30~40	40~50
$\alpha_1/\mu\text{m}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$	3.2×10^{-6}	12×10^{-6}

注: ρ 为密度; μ 为泊松比; σ_a 为抗弯强度

随着科学技术的发展,人们还开发了加工中心使用的磁力轴承。磁力轴承的开发与应用是旋转机械支承技术上的一项重大突破。磁力轴承是一种新型的高性能轴承,具有各种传统轴承无法相比的特殊性能。磁力轴承不与轴颈表面接触,不存在机械摩擦和磨损,不需润滑和密封,温升低,热变形小,转速高,寿命长,能耗低。磁力轴承基本电磁力反馈控制系统保证主轴的旋转精度,刚度和阻尼可调控,可消除转子质量不平衡引起的振动,可实现高速回转下自平衡,回转特性可由传感器和控制系统获得,便于状态监控和诊断。磁力轴承目前达到的性能指标:旋转精度最高可达 $0.03\mu\text{m} \sim 0.05\mu\text{m}$,转速最高达 $10 \times 10^4 \text{r/min}$ (轴颈线速度 200m/s ,速度因子 $d_m n = 4 \times 10^6$),承载力达到 $3 \times 10^5 \text{N}$,径向刚度达到 $600\text{N}/\mu\text{m}$ (静刚度)和 $100\text{N}/\mu\text{m}$ (动刚度),功耗为同径传统轴承的 $1\% \sim 10\%$,可靠性 $MTBF \geq 4000\text{h}$ 。图2-28为磁力轴承的主轴组件,该磁力轴承主轴由内装的高频电动机直接驱动,两端使用球轴承作为辅助支承用的捕捉轴承,捕捉轴承与轴颈间有 0.2mm 的间隙。磁力轴承与电动机的电子驱动回路是联锁的,只有当磁力轴承将主轴正确地悬浮起来时主轴才能转动,此后捕捉轴承不再起支承作用。运转时,当转子不平衡超过预先规定的极限时,则中断电机电源使主轴停转。当主电源有故障时,为保护主轴免受危害,磁力轴承控制系统和电机电子驱动回路由蓄电池缓冲供电,使磁力轴承仍能工作一直到主轴停止下来由捕捉轴承支承。该IBAG磁力轴承主轴的最佳转速范围为 $2000\text{r/min} \sim 4000\text{r/min}$,径向最大承载力(在主轴头部)为 1000N 。

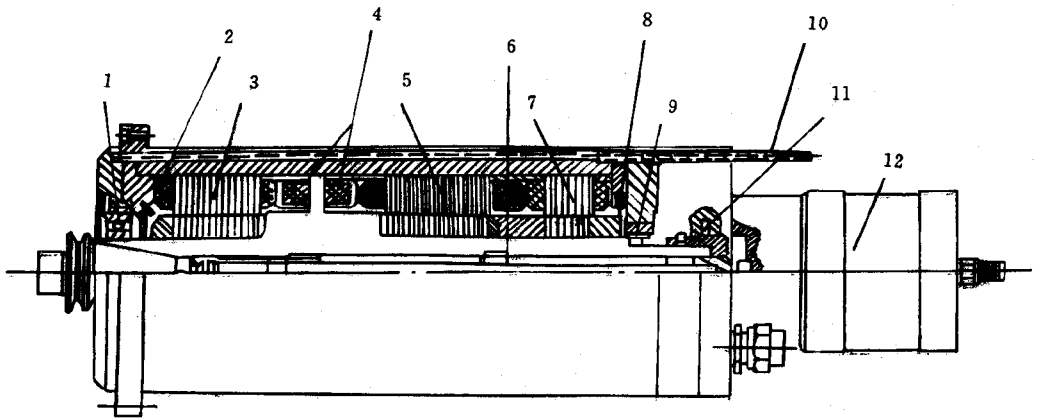


图 2-28 使用磁力轴承的高速主轴部件

- 1、9—捕捉轴承 2— 45° 倾斜布置的传感器 3、7—径向磁力轴承 4—轴向磁力止推轴承；
5—高频电机 6—刀具夹紧系统 8—径向传感器 10—连接冷却液；
11—换刀装置传感器 12—气—液压力放大器。

图2-29给出了加工中心主轴组件中采用的混合式磁力轴承,共采用空气静压轴承4组,通常用作磁力轴承的辅助支承,磁力轴承8组,采用 5.5kW 内装式电动机,主轴轴径为 $\phi 66\text{mm}$,且中空。

3) 主轴轴承配置形式

加工中心的主轴轴承一般采用2个或3个角接触球轴承组成或用角接触球轴承与圆

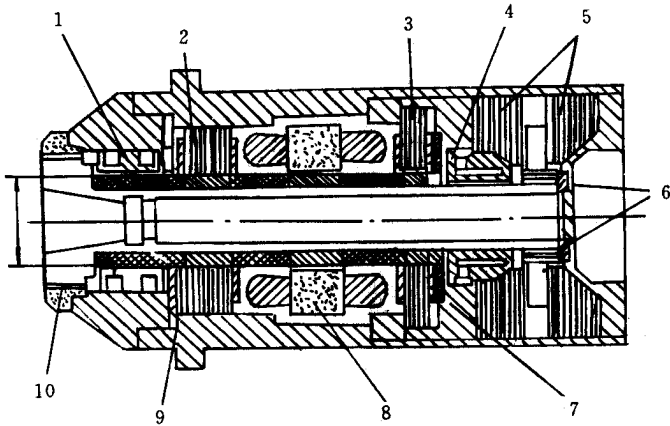


图 2-29 混合式磁力轴承

- 1—圆锥空气静压轴承 A 2—圆锥磁力轴承 A 3—圆锥磁力轴承 B；
- 4—圆锥空气静压轴承 B 5—轴向磁力轴承 6—轴向传感器；
- 7—圆锥传感器 B 8—内装电动机 9—圆锥传感器 A 10—中空主轴。

柱滚子轴承组成。这种轴承经预紧后可得到较高的刚度,故在中小型加工中心上多用角接触球轴承的组合,只有当要求有很大刚性时,才采用圆柱滚子轴承和双向推力球轴承的组合,但此时受极限转速的限制,故使用的转速不能太高。这种轴承的发热较多,有时需配备润滑油恒温装置,提高了成本,也使结构复杂化。除了采用 2 个、3 个或 4 个轴承组配外,还可在轴承间加隔套来提高刚度和精度(见图 2-30 和图 2-31)。

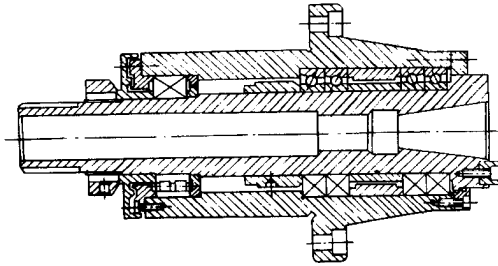


图 2-30 一种立式加工中心主轴轴承配置

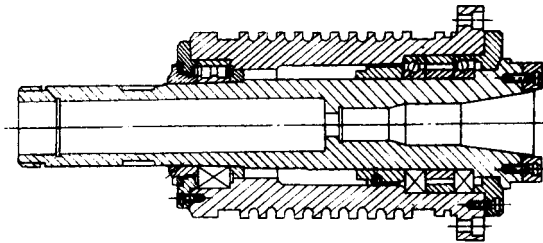


图 2-31 一种卧式加工中心主轴轴承配置

加工中心的主轴转速特性一般取 $d_{m,n} = (40 \sim 50) \times 10^4$,近年来,甚至达到 $d_{m,n} = 60 \times 10^4$ (d_m 为轴承平均直径, n 为转速)。加工中心主轴轴承配置形式,取决于 $d_{m,n}$ 值和刚度要求。

适应高刚性要求的轴承配置形式如图 2-32 所示,主要适用于大中型卧式加工中心主轴。主轴前支承由 NN3000 型双列向心短圆柱滚子轴承和 234400 型推力角接触球轴承组成。前者承受径向载荷,后者主要承受轴向载荷,是现代加工中心主轴结构中刚性最好的一种。

当既要高刚性又要高速度时,可把 60° 接触角的标准型 234400 型推力角接触球轴承换成 45° 接触角的高速型推力角接触球轴承。THM6350 型精密卧式加工中心主轴前支承就是采用这种轴承配置,而后轴承则采用 2 个 71017 型角接触轴承组合配置形式(见图 2-23)。如果后支承采用 NN3000 型圆柱滚子轴承,则更可加强主轴刚性(见图 2-32)。

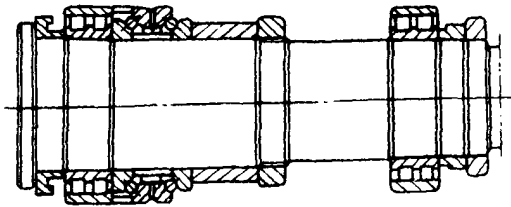


图 2-32 高刚性主轴轴承配置

适应高速要求的轴承配置形式,前支承采用 3 个超精密级角接触球轴承组合方式,最适应高速化要求,且因轴承精度高,能保证高的回转精度。

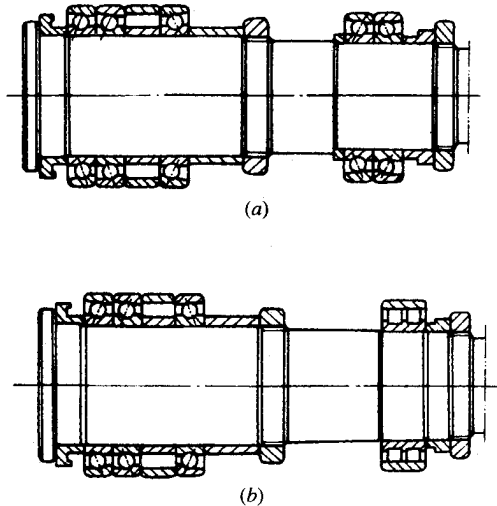


图 2-33 高速度主轴轴承配置

(a) 组合形式一 (b) 组合形式二。

3 个轴承的组合形式,根据载荷大小和最高转速以及结构设计要求,既可以是图 2-

33 所示结构,也可以是 3 个轴承都挨着的结构形式(参看图 2-24)。

后支承结构,有两个角接触球轴承支承的,如图 2-33(a);亦有一个 $NN3000$ 型圆柱滚子轴承支承的,如图 2-33(b)。

由于在运转中会发热,主轴必然产生热膨胀。为了避免或减少主轴的热变形或损坏轴承,希望后支承能在轴向移动。 $NN3000$ 型圆柱滚子轴承正好具有这个功能,而角接触轴承则由于施加了预紧,轴向不能移动容易使轴承受损。因此从提高后支承刚性和适应主轴热胀时后端能自由移动这一要求来说,后支承采用 $NN3000$ 型轴承为好。

作为高速、高刚性主轴,前支承有 4 个角接触轴承(接触角 30°)的组合形式,如图 2-34 所示。

角接触球轴承的接触角有 15° (7200G 型)、 25° (7200AC 型)和 40° (7200B 型)三种。接触角愈大,轴向刚性愈高,而接触角愈小,愈有利于高速旋转。

4) 主轴轴承的配合

主轴轴承的精度,精密加工中心主轴前轴承应选用 B 级,而普通精度加工中心的主轴前轴承则选用 C 级,主轴后轴承则选用比前轴承低一级精度的轴承。主轴轴承配合量,主要是指主轴前轴承的配合量。配合量的大小,不仅影响主轴刚性,还影响轴承组装后的预紧力和主轴发热量,所以必须慎重从事。

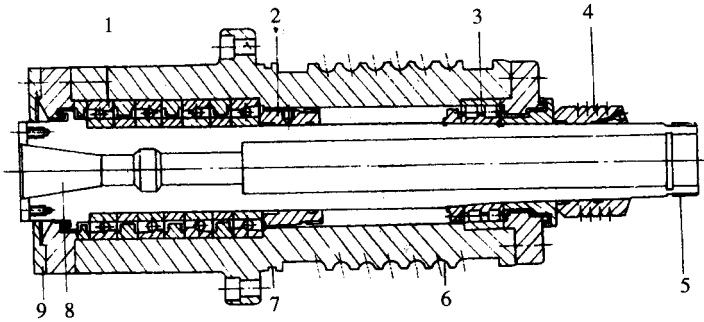


图 2-34 高速高刚性主轴轴承配置

- 1—高速角接触球轴承(DBB 排列, 油脂润滑) 2—锁紧项;
3—高速双列调心圆柱滚子轴承(油脂润滑) 4—带轮 5—可装准停齿轮 6—冷却油槽;
7—D 型密封槽 8—7 24° 锥孔 9—卧式使用时的泄漏孔。

(1) $NN3000$ 型圆柱滚子轴承的配合量 装配这种轴承的关键是要保证最佳径向配合量。如间隙过大,则会使主轴产生摆动,破坏加工精度;如过盈量过大,会增大发热,且大大缩短轴承疲劳寿命。轴承间隙与刚度寿命的关系如图 2-35 所示。由图 2-35 知,这种轴承与主轴的配合量,以小过盈状态为最佳,过盈量通常选用 $1\mu\text{m} \sim 5\mu\text{m}$ 。与 $NN3000$ 型轴承组合使用的轴承有 234400 型推力角接触轴承(接触角 60°) ,亦有与 46000 型角接触球轴承(接触角 26°) 组合使用的,如图 2-36 所示。这两种轴承与主轴配合,均采用 $1\mu\text{m} \sim 5\mu\text{m}$ 过盈量,而外圈与套筒孔的配合则采用 $0\mu\text{m} \sim 5\mu\text{m}$ 间隙值。 $NN3000$ 型轴承用在主轴后支承时,外圈间隙最大值可达 $8\mu\text{m} \sim 10\mu\text{m}$ 。

(2)角接触球轴承的配合量 用于加工中心主轴前支承上的角接触球轴承,其推荐的配合量见表 2-3。

表 2-3 角接触球轴承的配合量

内径 d 或外径 D/mm		轴与内 Z 环圈 目标过盈/ μm	箱体与外圈(前支承) 目标间隙/ μm
大于	到		
18	30	0~2.5	0~3
30	50	0~2.5	0~3
50	80	0~3	0~4
80	120	0~4	0~4
120	150	0~4	0~5
150	180	0~5	0~5
180	250	0~5	0~6

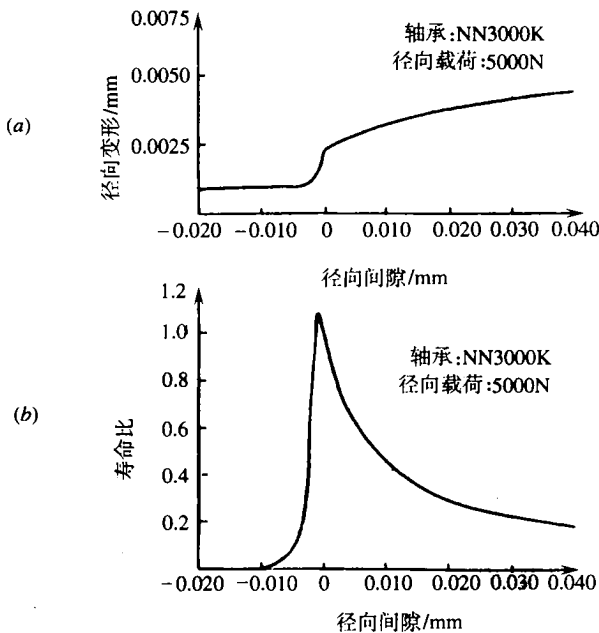


图 2-35 轴承间隙与刚度寿命的关系

(a) 径向间隙与刚度的变化 (b) 径向间隙与疲劳寿命的变化。

5) 滚动轴承的预紧

预紧或预载荷是指使轴承滚道与滚动体之间有一定的过盈量。当滚动轴承在有间隙

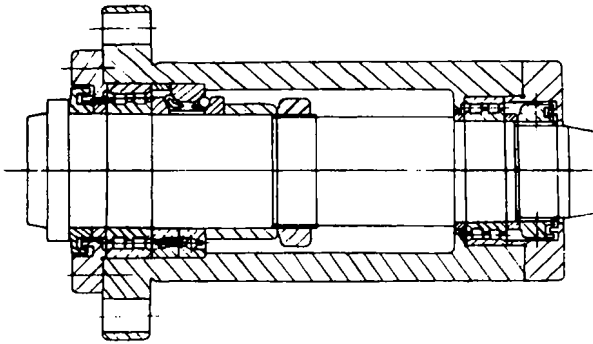


图 2-36 轴承的匹配

的条件下工作,会造成载荷集中作用在处于受力方向的少数几个滚动体上,使这几个滚动体与滚道之间产生很大的接触应力和接触变形。如略有过盈时,可使承载的滚动体增多,滚动体受力均匀,还可均化误差。所以,适当预紧可提高轴承的刚度与寿命。但是,过度预紧,会使滚动体和滚道的变形太大,将导致提高其温升,并降低轴承寿命。

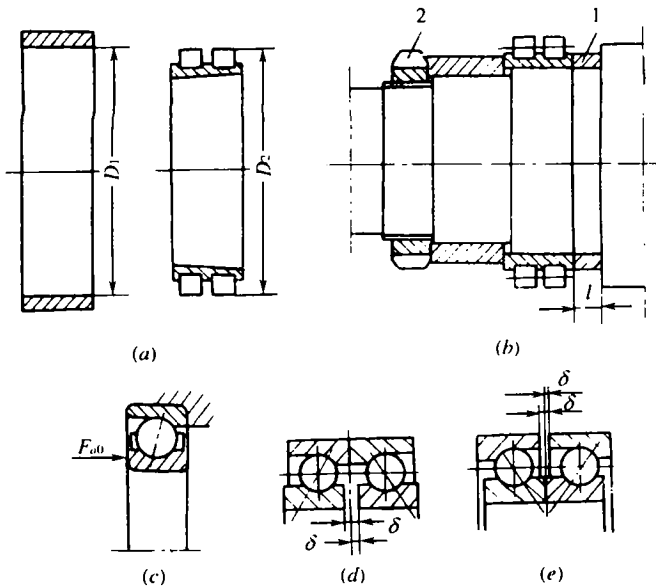


图 2-37 轴承的预紧

(1) 双列圆柱滚子轴承的预紧 这种轴承是靠内孔的锥面,使内圈径向胀大实现预紧的,故称之为径向预紧。衡量预紧大小的是滚子包围圆直径 D_x (见图 2-37(a)) 与外围滚道直径 $D_1 \Delta = (D_2 - D_1)$ 。将 Δ 称为径向预紧量或简称“预紧量”,单位为 μm 。装配时,把外圈装入壳体孔内,测出 D_1 。先不装隔套 1 (图 2-37(b)),把内圈装上主轴。拧动螺母 2,

用专门的包络圆测量仪测量滚动体的包络圆直径,直到使它比 D_1 大 Δ ,测出距离 l ,按 l 值磨隔套的厚度。装上隔套,拧紧螺母,便可得到预定的预紧量。

(2)角接触轴承的预紧 这种轴承是在轴向力 F_{a0} 的作用下,使内、外圈产生轴向错位实现预紧(图 2-37(c))。衡量预紧大小的是轴向预紧力 F_{a0} ,简称预紧力,单位为 N 。多联轴接触球轴承是根据预紧力组配的。轴承厂规定了轻预紧、中预紧、重预紧三级预紧。定货时可指定预紧级别。轴承厂在内圈(背靠背组配,图 2-37(d))或外圈(面对面组配,图 2-37(e))的端面根据预紧力磨去 δ 。装配时挤紧,便可得到预定的预紧力。如果两个轴承间需隔开一定的距离,可在两轴承之间加入厚度相同的内、外隔套。在轴向载荷作用下,不受力侧轴承的滚动体与滚道不能脱离接触。而满足这个条件的最小预紧力,双联组配为最大轴向载荷的 35%(近似地取 $1/3$);三联组配为其 24%(近似地取 $1/4$)。

6)主轴轴承的润滑方式

加工中心的主轴轴承的润滑方式有:油脂润滑、油液循环润滑、油雾润滑、油气润滑等方式。

(1)油脂润滑方式 这是当前加工中心主轴轴向上最常用的润滑方式,特别在前支承轴向上更是常用。如主轴箱中无冷却润滑池系,则后支承轴承和其他轴承,亦应采用油脂润滑方式。所用油脂种类:高级锂基油脂或德国产 $NBU-15$ 型油脂。

主轴轴承油脂填充量,通常为轴承空间容积的 10%,切忌随意填满。油脂过多,会加剧主轴发热。油脂封入量的概略计算式如下:

$$V = f \times 10^{-5} (D^2 - d^2) B$$

式中 V ——油脂填充量(cm^3);

D ——轴承外径(mm);

d ——轴承内径(mm);

B ——轴承宽度(mm);

f 的取值。当用 $NN3000K$ 系列轴承、234400 系列轴承, f 取 1.5;当用 7000C、7000AC f 系列轴承, f 取 2。

采用油脂润滑方式,要采取有效的密封措施,以防止切削液或润滑油液进入轴承。主轴前端密封方式,除采用迷宫式密封方式外,对卧式主轴还在前法兰盖下端加一个泄漏孔(见图 2-34);后端密封,则既可以用前端类似方式,也可以用特殊密封圈密封。

(2)油液循环润滑方式 在中等转速的加工中心主轴上,有采用油液循环润滑方式的。装有法国 $GAMET$ 轴承的主轴,即可使用这种方式。对一般轴承来说,在主轴后支承上采用这种润滑方式较为常见。例如 $THM6350$ 型精密卧式加工中心主轴后支承,就是采用了这种强制冷却的油液循环润滑方式(见图 2-23)。

(3)油雾润滑方式 采用油雾润滑方式,冷却效果好。油雾润滑通常采用(0.05MPa ~ 0.25MPa)的压缩空气以每个轴承 $5L/min \sim 10L/min$ 的空气流量和 $0.25mL/h \sim 1mL/h$ 的供油量喷入轴承内形成油雾,但油雾容易被吹出,污染环境,与油脂润滑相比,摩擦力矩和温升都大。

(4) 油气润滑方式 油气润滑方式是针对高速主轴而开发的新型润滑方式。它是定时地将 $0.01\text{mL} \sim 0.06\text{mL}$ 的微量油送进 $0.3\text{MPa} \sim 0.5\text{MPa}$ ($8\text{min} \sim 16\text{min}$ 约 0.03cm^3) 的压缩空气中, 供油量比油雾润滑少, 但可准确稳定供给极少量的油, 且对油的粘度和极压添加剂不受限制, 压缩空气压力较高, 流量大可产生冷却效果, 无油雾污染, 可防止切削液和粉尘进入轴承。与油脂润滑相比, 摩擦力矩和温升高。当 $d_m n$ 值大于 100×10^4 时, 油气润滑的效果仍比较满意。油气润滑的原理如图 2-38 所示。

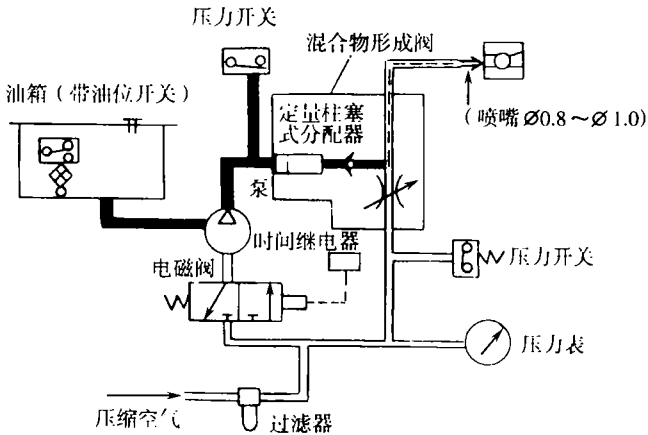


图 2-38 油气润滑原理图

轻载高速轴承宜采用油脂润滑、油雾润滑和油气润滑方式。载荷较大且高速的条件下适宜采用喷射润滑。这种喷射润滑的方法通常以压力为 $0.1\text{MPa} \sim 0.5\text{MPa}$ 的压缩空气和 $1\text{L}/\text{min} \sim 5\text{L}/\text{min}$ 的供油量通过口径为 $1\text{mm} \sim 2\text{mm}$ 的喷嘴向内圈和保持架之间喷射而贯入轴承内部。它可保证滚动接触面完全分离形成射流润滑, 使接触压力远低于 $2000\text{N}/\text{mm}^2$ 的长期耐久极限。

3. 主轴内刀具的自动夹紧和切屑清除装置

在加工中心上, 为实现刀具在主轴上的自动装卸, 其主轴必须设计有刀具的自动夹紧机构。加工中心主轴的刀具夹紧机构如图 2-39 所示。刀柄 1 采用 7:24 的大锥度锥柄, 在锥柄的尾端轴颈被拉紧的同时, 通过锥面的定心和摩擦作用将刀柄 1 夹紧于主轴 2 的端部。大锥度的锥柄既利于定心, 也为松夹带来了方便。在碟形弹簧 8 的作用下, 拉杆 7 始终保持约 10000N 的拉力, 并通过拉杆左端径向孔中的钢球 3 将刀柄 1 的尾部轴颈拉紧。上述主轴结构在活塞向左推动拉杆时, 将在主轴轴承上作用一个相当大的推力。为使此轴向推力不直接作用在主轴轴承上, 可采用图 2-40 所示的改进结构, 使轴向推力作用到箱体上。液压缸体 6 用螺钉(图中未示出)与连接座 3 固定在一起, 并允许在主轴箱孔内作向右的浮动。连接座 3 与主轴箱体孔滑配而用螺钉 5 通过弹簧 4 将其凸缘压紧在主轴箱端面。当液压缸左腔通入压力油使活塞 7 受到向左的推力时, 液压缸右端面受到方向相反的向右的推力。此时整个液压缸体 6 及连接座 3 向右压缩弹簧 4。当连接座 3

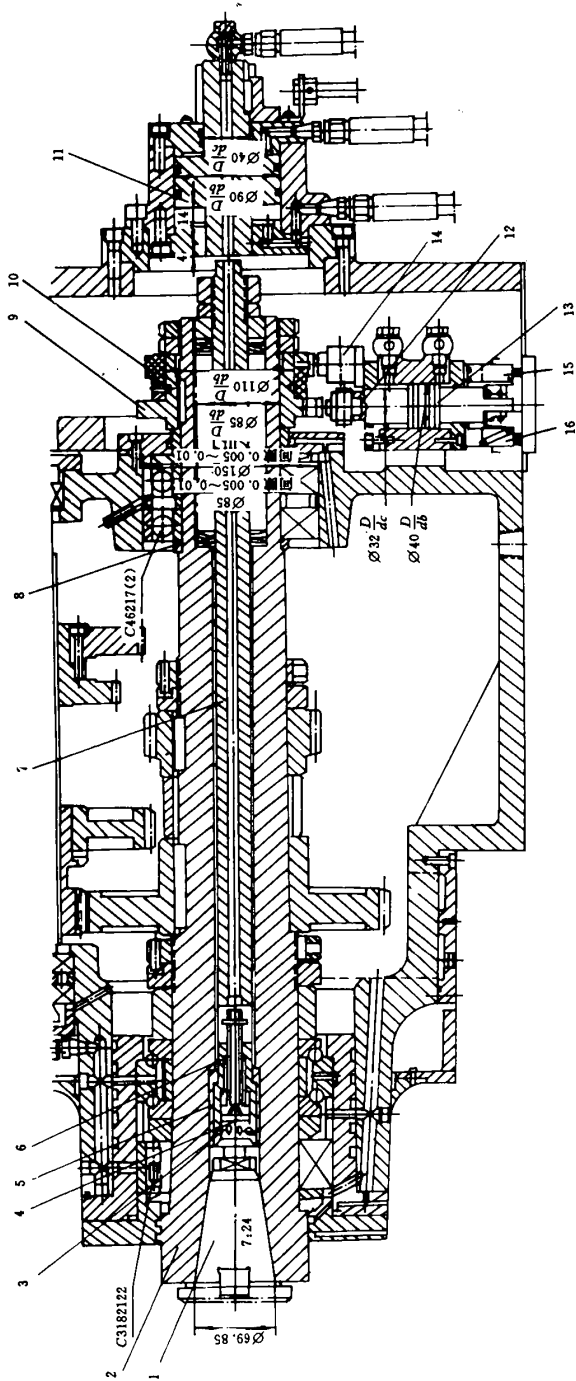


图 2-39 自动换刀卧式镗铣床的刀具夹紧机构

右移至其上的垫片 8 的端面和螺母 1 压紧时,其作用力(即松开刀具所需推力)与主轴孔中碟形弹簧的压紧力平衡,从而实现了主轴轴承的轴向卸荷。

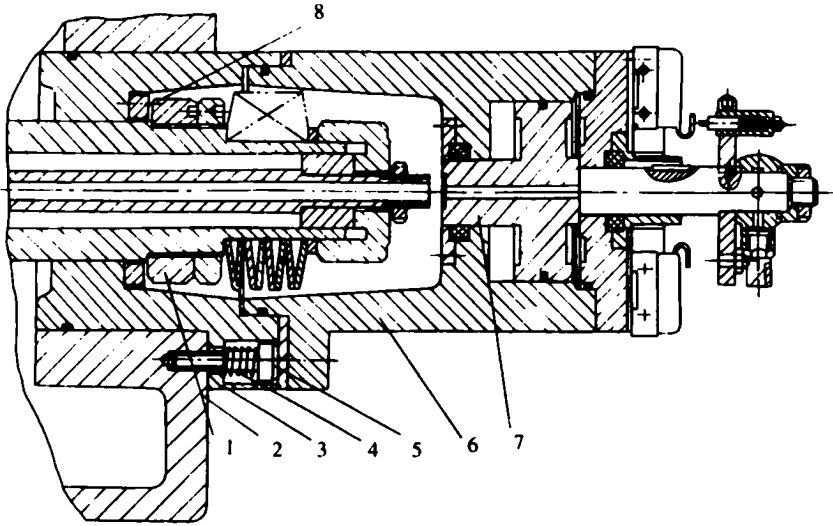


图 2-40 主轴轴承的轴向卸荷结构

1—螺母 2—主轴箱 3—连接座 4—弹簧 5—螺钉;
6—液压缸 7—活塞 8—垫片。

自动清除主轴孔中的切屑和灰尘是换刀操作中的一个不容忽视的问题。当主轴锥孔中掉进了切屑或其他污物,在拉紧刀具时,主轴锥孔表面和刀具的锥柄就会被划伤,甚至使刀具发生偏斜,破坏了刀具的正确定位,影响加工零件的精度,甚至使零件报废。为了保持主轴锥孔的清洁,常用压缩空气吹屑。图 2-39 中活塞 11 的中心孔有压缩空气通道,当活塞向左移动时,压缩空气经过活塞中心孔和拉杆中心孔至左端喷气头 4 吹出,将锥孔清理干净。喷头中的喷气小孔要有合理的喷射角度,并均匀分布,以提高其吹屑效果。

4. 主轴定向装置

在加工中心上,当自动换刀装置把刀具装到主轴上时,刀柄上的键槽必须对准主轴上的驱动键(亦称定向键)。为此,主轴每次停转必须准确地停在某一固定位置上。这种使主轴准确地停在某一固定位置上的装置叫主轴准停装置。

主轴准停装置分机械控制和电气控制两种形式。

1) 机械控制的主轴准停装置

采用机械控制的主轴准停装置定向比较可靠、精确,但结构复杂。图 2-39 中主轴的准停装置设在主轴尾端,当主轴需要停车换刀时,发出降速信号,主轴箱自动改变传动路线,使主轴转速换到低转速运转。在时间继电器延时数秒种后,开始接通无触点开关 14。在凸轮 9 上的感应片对准无触点开关时,发出准停信号,立即切断主机电源,脱开与主轴的传动联系,以排除传动系统中大部分旋转零件的惯性对主轴准停的影响,使主轴作低

速空转。再经过时间继电器的短暂延时,接通压力油,使定位活塞 13 带着定位滚子 12 向上运动,并压紧在凸轮 9 的外表面。当主轴带动凸轮 9 慢转至其上的 V 形槽对准滚子 12 时,滚子进入槽内,使主轴准确停止。同时限位开关 15 发出信号,表示已完成准停。如果在规定时间内限位开关 15 未发出完成准停信号,即表示滚子 12 没有进入 V 形槽,这时时间继电器发出重新定位信号,并重复上述动作,直到完成准停止。然后,定位活塞 13 退回到释放位置,行程开关 16 发出相应的信号。

2) 电气控制的主轴准停装置

这种装置利用装在主轴上的磁性传感器作为位置反馈部件,由它输出信号,使主轴准确停在规定位置上,它不需要机械部件,可靠性高,准停时间短,只需要简单的强电顺序控制,且有高的精度和刚性。这种主轴准停装置的工作原理如图 2-10 所示。它是目前加工中心普遍采用的电控准停装置。另一种是采用位置编码器经齿轮或带轮传动,接收主轴旋转信号进行电控准停。

发磁体装在主轴圆周上的实例,如图 2-23 所示。发磁体装在主轴端面上的实例,如图 2-24 所示。磁性传感器主轴准停装置存在的问题是:发磁体的质量带来了主轴的不平衡。对于中速以下的主轴来说,这点不平衡不至于有太大影响,但当主轴高速运转时,这个不平衡会引起主轴振动。

为适应加工中心日益高速化的需要,国外已开发出整环式电控准停装置,由于发磁体是无缺损的整环,故动平衡性好。

5. 加工中心的主轴电动机

加工中心的主轴电动机亦称加工中心主电动机,由于加工时需要经常换刀,故不能视为长期连续工作,所以加工中心主电动机功率一般是指 30min 额定值。主轴电动机有直流(DC)主轴电动机和交流(AC)主轴电动机。

DC 主轴电动机由于长时间高速运转,整流火花和电刷磨损问题难以解决,使用不安全,维护不方便。而且输出功率体积比值小,体积和质量都较大,安装拆卸不方便。其优点是具有良好的调速性能。

AC 主轴电动机是 80 年代以来,国内外新开发的主轴电机,其特性曲线与 DC 主轴电动机类似,在额定速度以下为恒扭矩区,在额定速度以上为恒功率区。由于 AC 主轴电动机没有电刷和换向器,并采用全封闭罩壳,对灰尘和切削油有较好防护,使用完全,电动机本身可省去定期维修工作。同时,AC 主轴电动机体积小、质量轻、速度高、恒功率范围宽,现已得到普遍应用,在当代加工中心中,AC 主轴电动机取代 DC 主轴电动机的趋势已肯定无疑。

二、加工中心进给系统的机械传动机构

加工中心进给系统的机电传动部件主要有伺服电动机(简称电机)及检测元件、伺服电机与进给丝杠的联结、减速机构(齿轮副或带轮)、滚珠丝杠副(或齿轮齿条副)、丝杠支

承轴承、运动部件(工作台、主轴箱或立柱)等。它承担了加工中心各直线坐标轴的定位和切削进给运动,因此将直接影响整机的运行状态和精度指标。由于滚珠丝杠、伺服电机及其控制单元性能提高,很多加工中心的进给系统中已去掉减速机构,采用伺服电机直接与滚珠丝杠连接,因而使整个系统结构简单,减少了产生误差的环节;同时,由于转动惯量减小,使伺服特性亦有所改善。在整个进给系统中,除上述部件外,还有一个重要环节——导轨。虽然从表面上看导轨似乎与进给系统关系不十分密切,实际上其运动摩擦力及负载这两个参数在进给系统中占有重要地位。故导轨的性能对进给系统的影响是不容忽视的。

1. 伺服电机及检测元件

适用于加工中心的伺服驱动电机,有直流伺服电机及其控制单元和交流伺服电机及其控制单元。有关直流伺服电机和交流伺服电机的型号及参数可参考有关手册和资料。

与伺服电机配套使用的完成采集移动部件反馈信息的检测元件有两种:一类是位置检测元件,如旋转变压器、感应同步器、编码盘等;另一类是速度检测元件,一般采用测速发电机和光电脉冲编码器,光电脉冲编码器既可以用来测量位置,又可以用来测量转速。

2. 伺服电机与进给丝杠的连接

在加工中心进给驱动系统中,伺服电机与滚珠丝杠连接,要保证传动无间隙,只有这样才能准确执行脉冲指令,而不丢掉脉冲。为此在加工中心上,主要采用三种连接方式:直接连接式、齿轮减速式、齿形带式。

用得最普遍的是如图 2-41 所示的直连式。它是通过挠性联轴节,把伺服电机和滚珠丝杠连接起来的。图中所示“锥环”是无隙直连方式的关键元件。此联轴节已编入机床零部件标准 CA1~5,名称为膜片弹性联轴器。

齿轮减速型,则用于因结构上的原因不能直连时,或因负载力矩大,需要放大伺服电机输出扭矩的地方。这时应特别注意齿轮精度和啮合间隙状况。

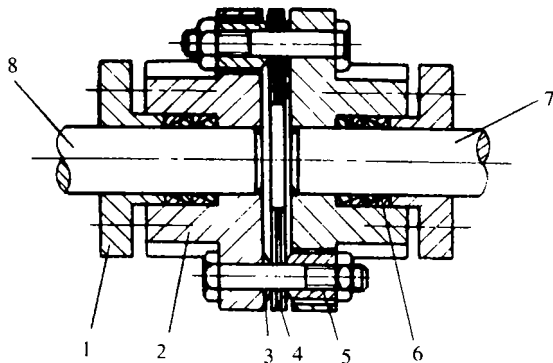


图 2-41 挠性联轴节

1—压圈 2—联轴套 3、5—球面垫圈 4—柔性片 6—锥环 7—电动机轴 8—滚珠丝杠。

3. 减速机构及齿隙消除

加工中心进给传动系统中的减速机构,主要采用齿轮对或带轮。由于加工中心进给系统经常处于自动变向状态,反向时如果驱动链中的齿轮等传动副存在间隙,就会造成进给运动的反向运动滞后于指令信号,从而影响其驱动精度。由于齿轮的制造不可能达到理想的齿面要求,总是存在着一定的误差,故两个相啮合的齿轮,总有微量的齿侧隙。因此,必须采取措施消除齿轮传动中的间隙,以提高加工中心进给系统的驱动精度。下面介绍几种在实践中行之有效的消除齿轮传动中侧隙的措施。

1) 圆柱齿轮传动

(1) 偏心轴套调整法 图 2-42 所示为最简单的偏心轴套式消除结构。电机 1 通过偏心轴套 2 装到壳体上,通过转动偏心轴套的转角,就能够方便地调整两啮合齿轮的中心距,从而消除了圆柱齿轮正、反转时的齿侧隙。

(2) 锥度齿轮调整法 图 2-43 是用带有锥度齿轮来消除间隙的结构。在加工齿轮 1 和 2 时,将假想的分度圆柱面改变成带有小锥度的圆锥面,使其齿厚在齿轮的轴向略有变化(其外形类似于插齿刀)。装配时只要改变垫片 3 的厚度就能调整两个齿轮的轴向相对位置,从而消除了齿侧间隙。但如增大圆锥面的角度,则将使啮合条件恶化。

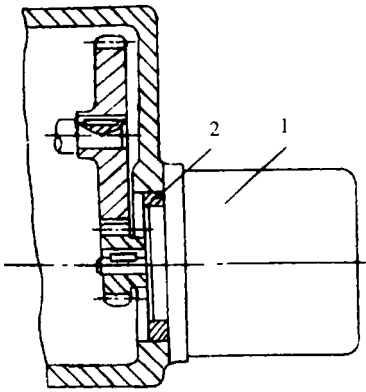


图 2-42 偏心轴套式消除结构

1—电机 2—偏心轴套。

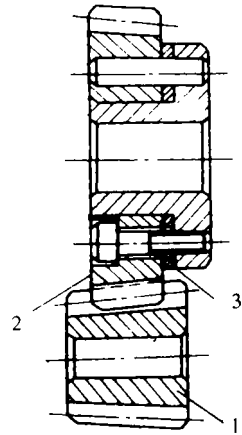


图 2-43 带锥度齿轮的消除结构

1、2—齿轮 3—垫片。

上述两种方法的特点是结构简单,但齿侧隙调整后不能自动补偿。

(3) 双片薄片齿轮错齿调整法 在采用这种齿侧隙的一对啮合齿轮中,其中一个为宽齿轮,另一个由两相同齿数的薄片齿轮套装而成,两薄片齿轮可相对回转。装配后,应使一个薄片齿轮的齿左侧和另一个薄片齿轮的齿右侧,分别紧贴在宽齿轮的齿槽左、右两侧,这样错齿后就消除了齿侧隙,反向时不会出现死区。通常采用的消除方法有两种。

① 周向弹簧式 图 2-44 为圆柱薄片齿轮周向弹簧错齿调整法。在两个薄片齿轮 1 和 2 上各开了几条周向圆槽,并在齿轮 1 和 2 的端面上各压配有安装弹簧 3 的短柱 4。在弹簧 3 的作用下使薄片齿轮 1 和 2 错位而消除齿侧隙。这种结构型式,弹簧 3 的张力必

须足以克服驱动扭矩才能起作用,因而受到圆槽及弹簧尺寸限制,仅适于读数装置而不适用于驱动装置。

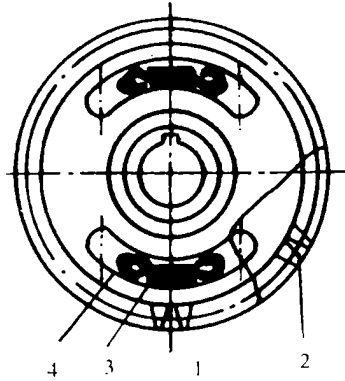


图 2-44 圆柱薄片齿轮周向弹簧错齿调整法

1、2—齿轮 3—弹簧 4—短柱。

②可调拉簧式 图 2-45 为圆柱薄片齿轮可调拉簧错齿调整法。在两个薄片齿轮 1 和 2 的端面均布着四个螺孔,分别装上凸耳 3 和 8。齿轮 1 的端面还有另外四个通孔,凸耳 8 可以在其中穿过。弹簧 4 的两端分别钩在凸耳 3 和调节螺钉 7 上,通过螺母 5 调节弹簧 4 的拉力,调节完毕后用螺母 6 锁紧。弹簧的拉力使薄片齿轮错位,即两个薄片齿轮的左右面分别紧贴在宽齿轮齿槽的左右齿面上,从而消除了齿侧间隙。

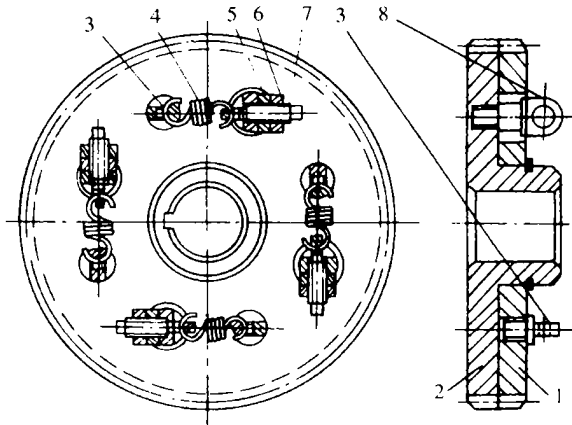


图 2-45 圆柱薄片齿轮可调拉簧错齿调整法

1、2—齿轮 3、8—凸耳 4—弹簧 5、6—螺母 7—螺钉。

2) 斜齿轮传动

斜齿轮传动齿侧隙的消除方法基本上与上述错齿调整法相同,也是用两个薄片齿轮和一个宽齿轮啮合,只是在两个薄片斜齿轮的中间隔开了一小段距离,这样它的螺旋线便

错开了。图 2-46 为垫片错齿调整法,薄片齿轮由平键和轴连接,互相不能相对回转。斜齿轮 3 和 4 的齿形拼装在一起加工,并与键槽保持确定的位置。加工时在两薄片齿轮之间装入已知厚度为 t 的垫片。装配时,将垫片厚度增加或减少 Δt ,然后再用螺母拧紧。

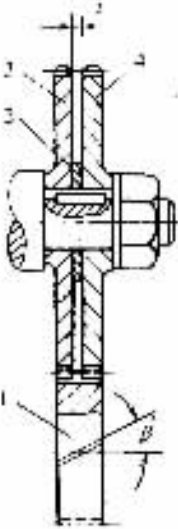


图 2-46 斜齿薄片齿轮垫片错齿调整法

1—宽齿轮 2—垫片;
3、4—薄片斜齿轮。

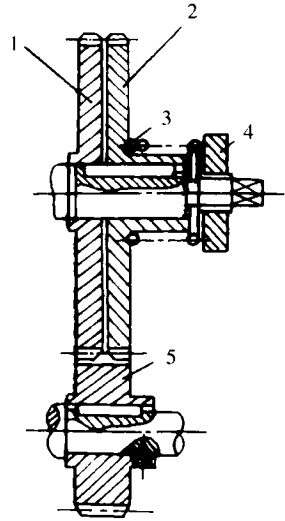


图 2-47 斜齿薄片齿轮轴向压簧错齿调整法

1、2—薄片斜齿轮 3—轴向压簧;
4—调压螺母 5—宽齿轮。

这时两齿轮的螺旋线就产生了错位,其左右两齿面分别与宽齿轮的齿面贴紧,从而消除了间隙。垫片厚度的增减量 Δt 可用下式算出:

$$\Delta t = \Delta \cot \beta$$

式中 Δ ——齿侧隙;

β ——斜齿轮的螺旋角。

垫片的厚度通常用试测法确定,一般要经过几次修磨才能调整好,故调整较费时,且齿侧隙不能自动补偿。图 2-47 是轴向压簧错齿调整法,其特点是齿侧隙可自动补偿,但轴向尺寸较大,结构不紧凑。

3) 锥齿轮传动

锥齿轮同圆柱齿轮一样,可用上述类似的方法来消除齿侧隙,通常采用的调整方法有下列两种:

(1) 轴向压簧调整法 图 2-48 为锥齿轮轴向压簧调整法。两个啮合的锥齿轮 1 和 5,在其中一个锥齿轮 1 的传动轴 4 上装有压簧 2,该锥齿轮在弹簧力的作用下,可稍作轴向移动,从而消除齿侧隙,弹簧力的大小可用螺母 3 调节。

(2) 周向弹簧调整法 图 2-49 为锥齿轮压力弹簧消除结构。将一对啮合锥齿轮中的一个齿轮做成大小两片 1 和 2,在大片锥齿轮 1 上制成有三个周向圆弧槽 4,而在小片

锥齿轮 2 的端面上制有三个凸爪 8, 凸爪 8 伸入大片锥齿轮 1 的圆弧槽 4 中, 弹簧 6 的一端顶在凸爪 8 上, 而另一端顶在镶块 5 上, 螺钉 7 是装配时用的, 安装完毕后需将螺钉 7 卸去, 利用弹簧力使大片锥齿轮 1 和小片锥齿轮 2 稍微错开, 从而达到消除齿侧隙的目的。

4) 双导程蜗杆传动

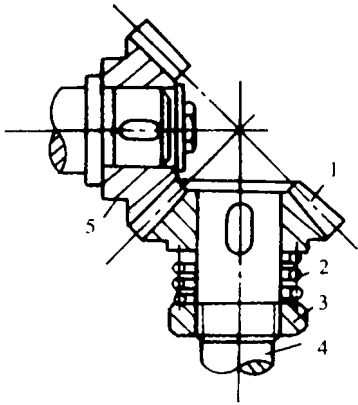


图 2-48 锥齿轮轴向压簧调整法

1、5—锥齿轮 2—压簧 3—螺母 4—传动轴。

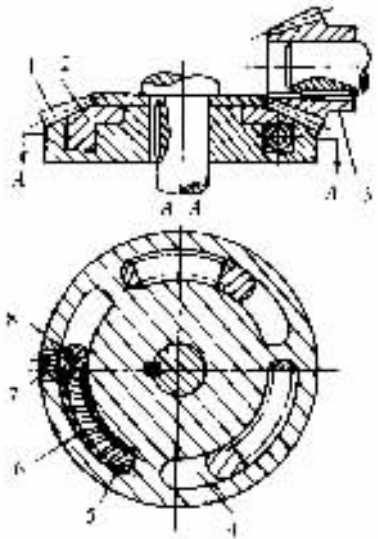


图 2-49 压力弹簧消除间隙结构

1、2—大小锥齿轮片 3—啮合锥齿轮 4—圆弧槽；
5—镶块 6—弹簧 7—螺钉 8—凸爪。

在数控装置中,常利用大减速比的传动副传动以提高机床的分辨率。为提高传动精度,可采用双导程蜗杆来消除间隙,或调整传动副的间隙。双导程蜗杆是具有微量差的左、右侧不等螺距的蜗杆(同一侧仍是相等的),使得蜗杆的齿厚从原始计算剖面向一端线性地增厚,而相反的一端齿厚线性地减薄,因而可用轴向移动蜗杆的方法来消除或调整传动副的间隙。按啮合原理不同,可分成两种不同的形式。

(1) 双导程蜗杆蜗轮传动 双导程蜗杆蜗轮传动的啮合原理,与普通蜗杆蜗轮无本质差别。其蜗杆可为阿基米德蜗杆或法向直廓蜗杆,它与普通蜗杆的区别在于左、右齿面具有不等的节距,而同侧齿面的节距则是相等的。与之啮合的蜗轮则和普通蜗轮一样。双导程蜗杆蜗轮之间的接触仍为线接触。但制造这种高精度的传动副需要专用的高精度双导程蜗轮滚刀。同时,这种传动副对装配要求高,限制了这种传动副的应用。

(2) 双导程渐开线蜗杆齿轮传动,双导程渐开线蜗杆齿轮传动副的本质是一对渐开线螺旋齿轮传动副。它的小齿轮是一个渐开线蜗杆,并利用双导程变齿厚的原理,蜗杆左、右两侧的导程不相等(即其轴向模数不相等),而左、右两侧的分度圆柱螺旋角和基圆直径都相等,即它与普通斜齿轮没有什么区别。这种传动副与普通的双导程蜗杆蜗轮副相比

的优点是制造方便,不需要制造高精度的专用蜗轮滚刀,蜗杆和斜齿轮都可采用硬齿面,用磨齿方法可得到高精度;由于渐开线齿轮传动可分性的特性,因而对箱体上轴线的中心距和轴交角误差不敏感。但由于它是螺旋齿轮传动,齿面间为点接触,故承载能力不高。因此,双导程渐开线蜗杆齿轮副仅适用于负载不大的精密数控装置中。

4. 传动装置

加工中心的进给传动链中,传动装置将旋转运动转换为直线运动并带动移动部件移动。加工中心为提高进给系统的灵敏度、定位精度和防止爬行,必须降低摩擦并减少静、动摩擦系数之差。通常采用滚珠丝杠螺母副。

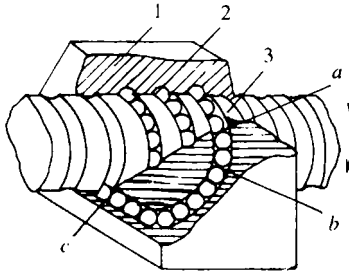


图 2-50 滚珠丝杠原理示意图

1—螺母 2—滚珠 3—丝杠。

1) 滚珠丝杠螺母副

滚珠丝杠螺母副是直线运动与回转运动能相互转换的新型传动装置。

(1) 工作原理与特点 滚珠丝杠螺母副的结构原理示意图如图 2-50 所示,在丝杠 3 和螺母上都有半圆弧形的螺旋槽,当将它们套装在一起时便构成了滚珠的螺旋滚道。螺母上有滚珠回路管道 b , a 与 c 为滚珠在螺母上的进进出口,将几圈螺旋滚道的两端连接起来构成封闭的循环滚道,并在滚道内装满滚珠 2。当丝杠旋转时,滚珠在滚道内既自转又沿滚道循环转动,因而迫使螺母(或丝杠)轴向移动。由于滚珠丝杠螺母副中是滚动摩擦,它具有以下特点:

① 传动效率高,摩擦损失小 由《机械原理》中知道丝杠螺母副的传动效率为

$$\eta = \frac{\tan\beta}{\tan(\beta + \varphi)}$$

式中 β ——螺旋线升角;

φ ——摩擦角(非常小,滚珠丝杠约为 $10'$ 左右)。

滚珠丝杠副的传动效率, $\eta = 0.91 \sim 0.96$,而一般的常规(滑动)丝杠螺母副 $\eta = 0.20 \sim 0.40$ 。故滚珠丝杠副的传动效率比常规丝杠螺母副提高了 3 倍 ~ 4 倍。因此,功率消耗只相当于常规丝杠螺母副的 $1/4 \sim 1/3$ 。

② 给予适当的预紧,可消除丝杠和螺母螺纹间隙 适当预紧后的滚珠丝杠副,可消除螺纹间隙,这样反向时就可以没有空程死区,反向定位精度高。与常规丝杠螺母副相比有较高的轴向刚度。

③运动平稳,无爬行现象,传动精度高 滚珠丝杠副基本是滚动摩擦,摩擦阻力小,摩擦阻力的大小几乎与运动速度完全无关。这样就可以保证运动的平稳性而不易出现爬行现象,故传动精度高。

④有可逆性 由于滚珠丝杠副摩擦损失小,可以从旋转运动转换为直线运动,也可以从直线运动转换为旋转运动,即丝杠和螺母都可作为主动件,也可作为从动件。

⑤磨损小,使用寿命长 因为滚动摩擦的摩擦系数小,磨损亦小,故寿命长。

⑥制造工艺复杂 滚珠丝杠和螺母等元件的加工精度要求高,表面粗糙度值要求低,例如丝杠和螺母上的螺旋槽滚道,一般都要求磨削成型,故制造成本高。

⑦不能自锁 特别是垂直安装的丝杠,由于自身质量的惯性力的作用,下降时当传动切断后,不能立即停止运动,故常需要添加制动装置。

(2)滚珠丝杠螺母副的循环方式 常用的循环方式有两种:滚珠在循环过程中有时与丝杠脱离的称为外循环,始终与丝杠保持接触的称内循环。

①外循环 外循环的回珠器有螺旋槽式和插管式两种。图 2-51 所示为常用的一种外循环方式,这种结构是在螺母体上轴向相隔数个螺距处钻两个孔与螺旋槽相切,作为滚珠的进口与出口。再在螺母的外表面上铣出回珠槽并沟通两孔。另外在螺母内进出口处各装一挡珠器,并在螺母外表面装一套筒,这样便构成封闭的循环滚道。外循环结构制造工艺简单,使用较广泛。其缺点是滚道接缝处很难做得平滑,影响滚珠滚动的平稳性,甚至发生卡珠现象,噪声也较大。

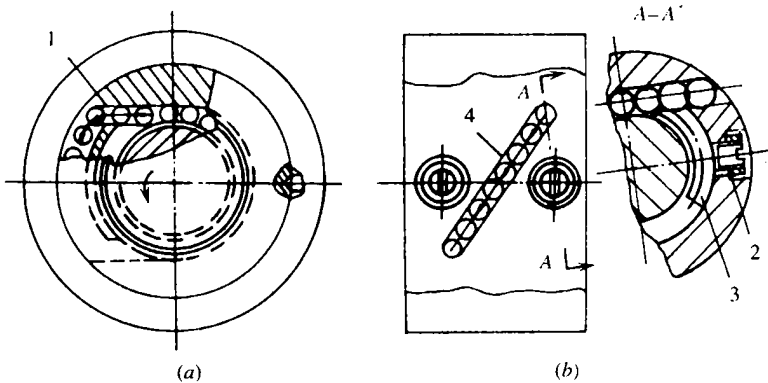


图 2-51 外循环方式

1—切向孔 2—螺钉 3—挡珠器 4—回珠槽。

②内循环 内循环均采用反向器实现滚珠循环,反向器有两种型式。图 2-52(a)所示为圆柱凸键反向器,反向器的圆柱部分嵌入螺母内,端部开有反向槽 2。反向槽靠圆柱外圆面及其上端的凸键 1 定位,以保证对准螺纹滚道方向。图 2-52(b)为腰形嵌块式反向器(亦称扁圆镶块反向器),反向器为一半圆头平键形镶块。镶块嵌入螺母的切槽中,其端部开有反向槽 3,用镶块外廓定位。两种反向器比较,后者尺寸较小,从而减小了螺母的径向和轴向尺寸,但这种反向器的外廓和螺母上的切槽尺寸精度要求都较高。

内循环反向器和外循环反向器相比,其结构紧凑,定位可靠,刚性好,且不易磨损,返回滚道短,不易发生滚珠堵塞,摩擦损失也小。其缺点是反向器结构复杂,制造困难,且不能用于多头螺纹传动。

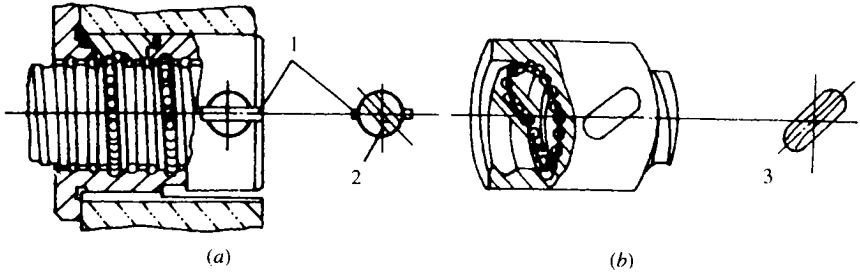


图 2-52 内循环方式
(a)圆柱凸键式反向器 (b)腰形镶块式反向器。
1—凸键 2—反向器 3—镶块。

(3)滚珠丝杠副的轴向间隙消除和预加载荷 由于滚珠丝杠副具有很多优点,又因为它能在预加载荷后提高刚度并消除轴向间隙,故在加工中心的伺服进给传动中得以优先选用。轴向间隙通常是指丝杠固定不动,螺母在限制其返回状态下所出现的轴向位移。滚珠丝杠副的轴向间隙是受负载时,在滚珠与滚道型面接触的弹性变形所引起的螺母位移量和螺母原有的间隙的总合。

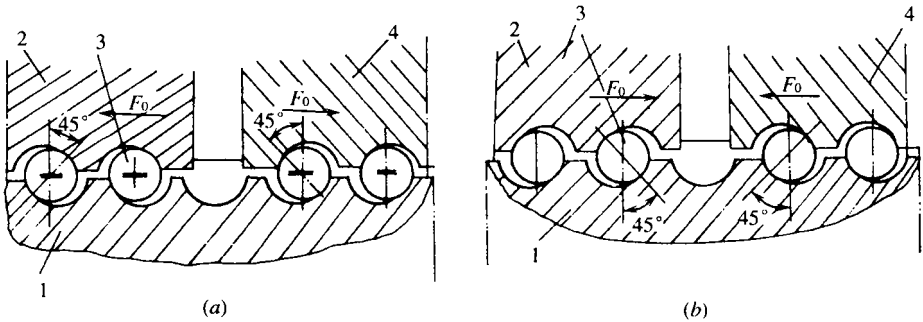


图 2-53 滚珠丝杠副的消除间隙和预加载荷
1—丝杠 2—左螺母 3—钢球 4—右螺母。

单螺母中的定导程的滚珠丝杠是不能消除轴向间隙的,双螺母的可以消除它的轴向间隙。消除间隙和预加载荷(或称预紧)有多种方法。在机床上常用的双螺母法,如图 2-53 所示,图(a)把左、右螺母往两头撑开,图(b)是向中间挤紧。这时接触角为 45° ,左右螺母接触方向相反。预加载荷力为 F_0 。左、右螺母装在一个共同的螺母体内,这就使螺母作为一个整体与丝杠间处于无间隙或过盈状态,以提高接触刚度。

滚珠丝杠的预紧是根据下述原则确定的:设在图 1-53 所示的预紧后的滚珠螺母体上受一个外载荷 F ,方向向右,则右螺母 4 的接触变形(指螺母滚道—钢珠—丝杠滚道沿

接触线的变形,下同)加大,左螺母则减小。当 F 大到某种程度,可使左螺母的接触变形减小至零。如 F 值再加大,则左螺母与丝杠间将出现间隙,影响定位精度。可以证明,使不受力侧的螺母(图 2-53(a)为右螺母,图(b)为左螺母)接触变形降至零的外载荷 F 约等于预加载荷 F_0 的 3 倍(准确值为 2.83 倍), $F \approx 3F_0$ 。因此,滚珠丝杠的预加载荷 F_0 应不低于丝杠最大轴向载荷的 $1/3$ 。预紧后的刚度,可提高到无预紧时的 2 倍。但是,预加载过大,将使寿命下降和摩擦力矩加大。通常,滚珠丝杠在出厂时,就已由制造厂调好预加载荷。预加载荷往往与丝杠副的额定动载荷 C_a 有一定的比例关系。例如:有的工厂规定 $F_0 = (1/9 \sim 1/10)C_a$ 。如果这个 F_0 值大于最大轴向载荷的 $1/3$,则订货时对预加载荷不必提特殊要求。

常见的消除间隙和预加载荷的方法有以下三种结构形式。

①垫片消除式 图 2-54 示出采用垫片式消除和预加载荷的结构原理。在这种结构中,通常用螺钉连接滚珠丝杠两个螺母的凸缘,在凸缘间加垫片。调整垫片的厚度使螺母产生轴向位移,以达到消除间隙和产生预紧力的目的。这种结构的特点是结构简单,可靠性好,刚度高,拆装方便。但调整费时,并且在工作中不能随意调整,除非更换不同厚度的垫片。这种消除和预加载荷的方法,适用于一般精度的结构中。

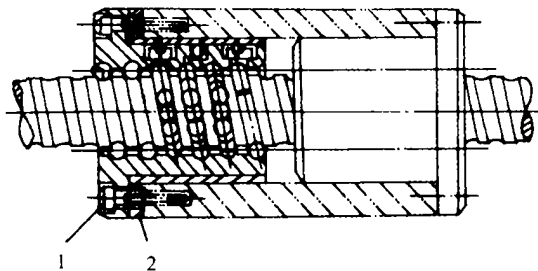


图 2-54 垫片式消除和预加载荷的滚珠丝杠螺母副
1—螺钉 2—调整垫片。

②螺纹消除式 螺纹消除和预加载荷式的结构原理如图 2-55 所示。在这种结构中,一个螺母的外端有凸缘,另一个螺母的外端没有凸缘而制有螺纹,且伸出在套筒外,并用两个圆螺母以平键与外套相连,其中右边的一个螺母外伸部分有螺纹。旋转圆螺母时能使螺母相对丝杠做轴向移动,便可消除间隙,并产生预紧拉力,调整好后再用锁紧螺母把它锁紧。这种结构既紧凑,工作又可靠,调整也方便,故应用较多。但调整位移量不易精确控制,因此,预紧力也不能准确控制。

③齿差消除式 图 2-56 示出齿差式消除和预加载荷结构。在两个螺母的凸缘上分别切出齿数为 z_1 、 z_2 的圆柱齿轮,且 z_1 与 z_2 仅相差一个齿。两个圆柱齿轮分别与两端相应的内齿轮相啮合。内齿轮用螺钉和定位销固定在套筒上。预紧时脱离内齿轮,转动其中一个螺母,然后再合上内齿轮。当两个滚珠丝杠螺母相对于套筒同方向转动时,便可以使一个滚珠螺母对另一个滚珠螺母产生相对角位移,而使两螺母的轴向相对位置发生变

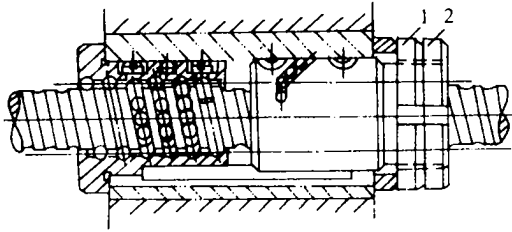


图 2-55 螺纹式消除和预加

载荷的滚珠丝杠螺母副

1—圆螺母 2—锁紧螺母。

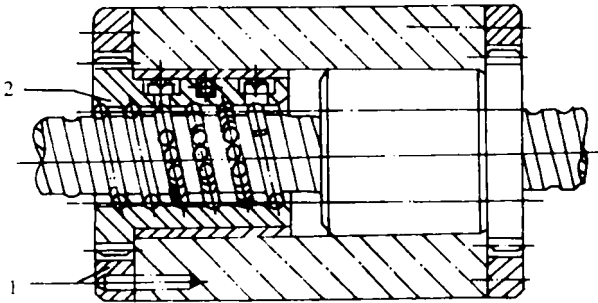


图 2-56 齿差式的消除和预加载荷的滚珠丝杠螺母副

1—内齿轮 2—圆柱齿轮。

化,从而实现间隙的消除和施加预紧力。如果其中一个螺母转过一个齿时,则其轴向位移量为 $S = h_{sp}/z_1$ (h_{sp} 为丝杠螺距, z_1 为齿轮齿数)。如两齿轮沿同方向各转过一个齿时,其轴向位移量 $S = \left(\frac{1}{z_1} - \frac{1}{z_2} \right) h_{sp}$ (z_2 为另一齿轮齿数)。当 $z_1 = 99, z_2 = 100, h_{sp} = 10\text{mm}$ 时,则 $S = 10/9900 \approx 1\mu\text{m}$, 即两个螺母在轴向产生 $1/\mu\text{m}$ 的位移。这种调整方式的结构复杂,但调整精确可靠,精度较高,故目前在数控机床上应用较广。

2) 静压蜗杆蜗母条传动副

液体静压蜗杆蜗母条传动副能满足加工中心进给元件没有间隙、磨损小、刚度高、阻尼性能好、传动效率高的要求。它是丝杠螺母机构的一种特殊形式。如图 2-57 所示,蜗杆可看作长度很短的丝杠,其长径比很小。蜗母条则可看作很长的螺母沿轴向剖开后的一部分,其包容角常在 $90^\circ \sim 120^\circ$ 之间。液体静压蜗杆蜗母条机构是在蜗杆蜗母条的啮合齿面间注入压力油,以形成一定厚度的油膜,使两啮合面间成为液体摩擦,其工作原理如图 2-58 所示,它是油腔开在蜗母条上,用毛细管节流的定压供油静压蜗杆蜗母条。从油泵输出的压力油(压力为 P_s)经过蜗杆螺纹内的毛细管节流器 10,分别进入蜗母条齿的两侧面油腔内,压力降为 P_r ,然后经过啮合齿面之间的间隙,再进入齿顶与齿根之间的间隙,压力降为零,并流回油箱。

未受轴向负载时,蜗杆螺纹左右两侧面互相平衡,两侧间隙相等,相当于螺纹两

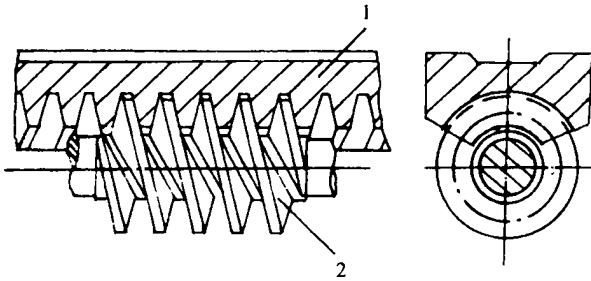


图 2-57 蜗杆蜗母条机构

1—蜗母条 2—蜗杆。

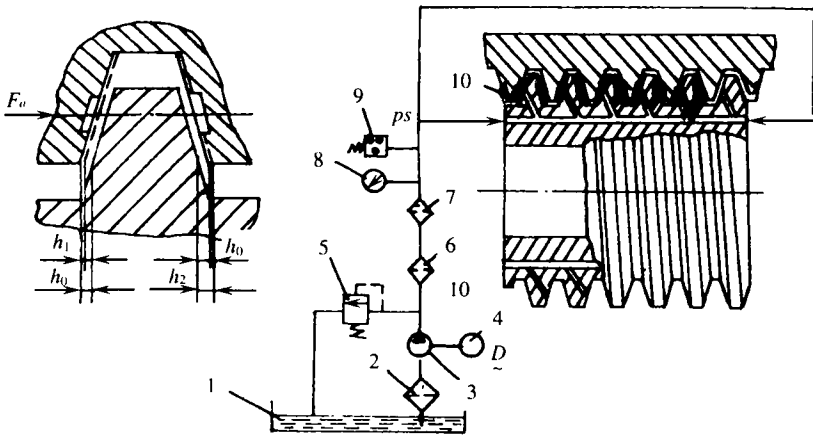


图 2-58 静压蜗杆蜗母条工作原理

1—油箱 2—滤油器 3—油泵 4—电动机 5—溢流阀 6—粗滤油器；

7—精滤油器 8—压力表 9—压力继电器 10—节流器。

侧有相等的预加负载,整个系统处于平衡状态。在向右的轴向负载 F_a 作用下螺母条沿负载作用力方向产生微小位移,故左侧啮合间隙减小为 h_1 ,右侧啮合间隙增大到 n 、 h_2 ,使左右油腔压力相应改变为 P_{r1} 和 P_{r2} ,且 $P_{r1} > P_{r2}$,形成压力差 $\Delta p = P_{r1} - P_{r2}$,与轴向负载 F_a 平衡。当蜗杆转动时,就能带动蜗母条作直线运动。

液体静压蜗杆蜗母条有多种结构形式:

按供油方式,可分为定压供油和定量供油两种。定量供油一般采用两个油泵或双联泵等定量供油方式或用溢流阀加节流器,有的产品在蜗杆齿面油的出口处再加一个毛细管。

按油腔开设位置,可分为油腔开在蜗杆上和开在蜗母条上两种。两者都从静压蜗杆进油。配油方式可分为蜗杆径向配油和轴向配油两种。

静压蜗杆蜗母条采用的材料有:①钢蜗杆配铸铁蜗母条;②钢蜗杆配铸铁基体涂有 SKC3 耐磨涂层的蜗母条;③铜蜗杆配钢蜗母条或铸铁蜗母条。

静压蜗杆蜗母条传动由于既有纯液体摩擦的特点又有蜗杆蜗母条机械结构上的特点,因此特别适宜在数控龙门镗铣床、数控落地铣镗床上,其优点是:

- (1)摩擦阻力小,起动摩擦系数可小至 0.0005,功率消耗少,传动效率高,可达 0.94 ~ 0.98,在很低速度下运动也很平稳。
- (2)使用寿命长。齿面不直接接触,不易磨损,能长期保持精度。
- (3)抗振性能好。油腔内的压力油层有良好的吸振能力。
- (4)有足够的轴向刚度。
- (5)蜗母条能无限接长,因此运动部件的行程可以很长,不像滚珠丝杠那样受限制。

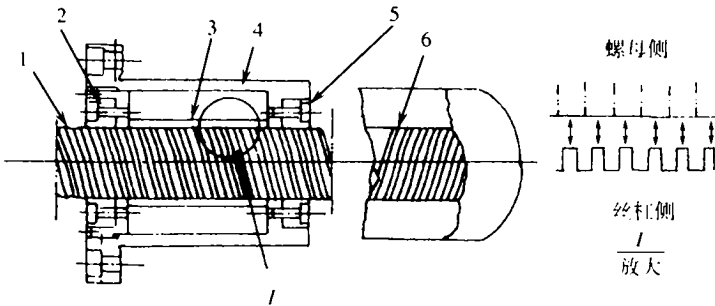


图 2-59 磁力滚珠丝杠螺母副结构原理图

1—丝杠 2、5—导向环 3—永久磁铁 4—非磁性外罩 6—着磁部。

3) 磁力丝杠螺母副

磁力丝杠螺母副是根据磁性原理研制出的一种新型悬浮无磨损传动装置。这种磁力丝杠螺母副的结构如图 2-59 所示。磁力螺母内部安装着环形永久磁铁,磁铁内表面施加上有两条螺旋形的 N、S 极,由非磁性材料做成的外罩包藏着。用磁性材料做成的轴,其外径设置有两道丝杠螺旋槽,利用磁铁 N、S 极的吸引力保持其圆周方向的平衡,使其具有丝杠的功能。螺母的内表面与在两端装有导向环的丝杠外表面保持着非接触状态。

磁力丝杠副的优点:

- (1)丝杠与螺母之间为非接触,无须润滑,噪声低,温升低,并有高的清洁度。
- (2)由于使用永磁体,因此结构简单,且不需要维修保养,可获得半永久性推力方向的使用寿命,磁力部发热的温升低。
- (3)推力方向在超负载运转场合下,磁力传送部分无损伤。定位精度最大为 $0.7\mu\text{m} \sim 1.0\mu\text{m}$ 。

由于磁力丝杠螺母副有上述优点,预计不久将会用于加工中心的传动装置中。

5. 丝杠支承轴承

加工中心滚珠丝杠支承用轴承,通常要选专用轴承。下面介绍日本 NSK 公司生产的丝杠支承专用角接触轴承。

1) 轴承特点

(1) 刚性大 由于采用特殊设计的尼龙成形保持架,增加了钢珠数,且接触角为 60° ,故轴向刚度大。

(2) 不需要预调整 对每种组合形式,生产厂家已作好了能得到最佳预紧力的间隙,故用户在装配时不需再调整,只要按厂家作出的装置序列符号(>)排列后,装紧即可。

(3) 启动力矩小 与圆锥滚子轴承,圆柱滚子轴承相比,启动力矩小。

2 列组合



3 列组合



4 列组合

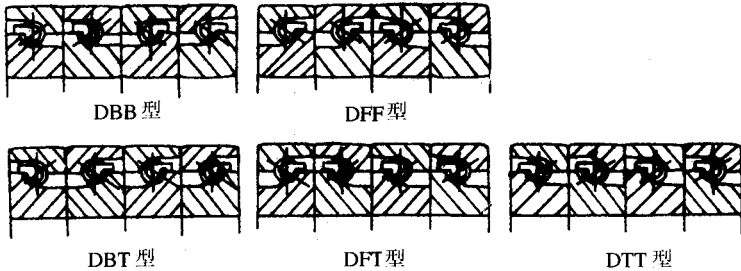


图 2-60 丝杠专用轴承组合形式

2) 轴承组合形式

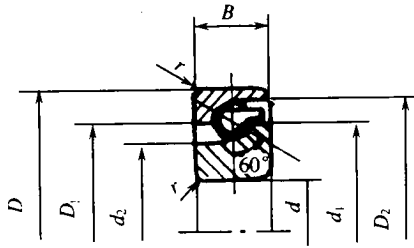
加工中心选用这种角接触轴承,通常要把 2 个以上轴承组合起来,且施加预紧力来使用。组合形式有 2 列、3 列和 4 列等以及面对面组合形式(DF,DFD,DFE 等)和背靠背组合形式(DB,DBD,DBB 等),如图 2-60 所示。为了易于保证滚珠螺母与轴承之间的同轴度,推荐采用面对面组合形式。而当滚珠丝杠预拉伸时,亦可采用并列组合形式(DT,DTD,DTT 等)。

3) 轴承规格及有关参数

轴承规格及有关参数详见表 2-4、表 2-5、表 2-6。

表 2-4 滚珠丝杠用轴承的主要尺寸

单位 mm



型 号	主要尺寸				参考尺寸			
	d	D	B	r	d ₂	D ₁	d ₁	D ₂
17TAC47A	17	47	15	1	29	35	35	42
20TAC47A	20	47	15	1	29	35	35	42
25TAC62A	25	62	15	1	44	50	50	57
30TAC62A	30	62	15	1	44	50	50	57
35TAC72A	35	72	15	1	52	58	58	65
40TAC72A	40	72	15	1	52	58	58	65
40TAC90A	40	90	15	1	62	71	70	81
45TAC75A	45	75	15	1	57	63	62	69
45TAC100A	45	100	20	1	72	80	80	90
50TAC100A	50	100	20	1	72	80	80	90
55TAC100A	55	100	20	1	72	80	80	90
55TAC120A	55	120	20	1	88	96	96	106
60TAC120A	60	120	20	1	88	96	96	106

注 d 为内径 ,D 为外径 ,B 为倒角尺寸。

表 2-5 滚珠丝杠用轴承的额定载荷

型 号	额定动载荷 C _a			临界轴向载荷		
	由单列承受轴向载荷时(DF)	由双列承受轴向载荷时(DFD、DFE、DT)	由3列承受轴向载荷时(DFT、DTD)	由单列承受轴向载荷时(DF)	由双列承受轴向载荷时(DFD、DFE、DT)	由3列承受轴向载荷时(DFT、DTD)
17TAC47A 20TAC47A	17930	29110	20870	38710	41650	62720
25TAC62A 30TAC62A	20580	33320	44590	29300	58800	88200
35TAC72A 40TAC72	21660	35280	46550	333200	67130	1000940
40TAC90A	42140	68110	906500	59290	118580	177380

型 号	额定动载荷 C_a			临界轴向载荷		
	由单列承受轴向载荷时(DF)	由双列承受轴向载荷时(DFD、DFF、DT)	由3列承受轴向载荷时(DFT、DTD)	由单列承受轴向载荷时(DF)	由双列承受轴向载荷时(DFD、DFF、DT)	由3列承受轴向载荷时(DFT、DTD)
45TAC75A	22440	36260	48510	36260	72520	108780
45TAC100A	44950	72520	96530	68110	136220	203840
50TAC100A						
55TAC100A						
55TAC120A	47530	76930	102900	798700	159740	240100
60TAC120A						

注 间隙符号均为 C10。

表 2-6 滚珠丝杠用轴承的预紧为接触刚度动力矩

型 号	2 列组合(DF)			3 列组合(DF)			4 列组合(DF)		
	预紧力/N	轴 向 接 触 刚 度 $N/\mu m$	启 动 力 矩/ Ncm	预 紧 力/N	轴 向 接 触 刚 度 $N/\mu m$	启 动 力 矩/ Ncm	预 紧 力/N	轴 向 接 触 刚 度 $N/\mu m^{-1}$	启 动 力 矩/ Ncm
17TAC47A	2160	760	15	3040	1176	25	4410	1570	34.3
20TAC47A									
25TAC62A	3040	1080	20	4116	1666	29.4	6170	2160	44
30TAC62A									
35TAC72A	3530	1225	25	4800	1860	34	7056	2550	49
40TAC72									
40TAC90A	4510	1370	44	6170	2010	64	9016	2840	88
45TAC75A	3530	1270	25	4800	1910	34	7056	2550	49
45TAC100A	5200	1570	54	7056	2450	74	10290	3136	108
50TAC100A									
55TAC100A									
55TAC120A	6170	1810	59	8330	2600	78	12250	3530	137
60TAC120A									

注 1. 启动力矩系油脂润滑时的值,而油润滑时则取表中值的 1.4 倍。

2. 间隙符号均为 C10。

6. 回转工作台

为了扩大工艺范围,提高生产率,加工中心除了沿 X 、 Y 和 Z 三个坐标轴的直线进给运动之外,往往还带有绕 X 、 Y 和 Z 轴的圆周进给运动。通常加工中心的圆周进给运动由回转工作台来实现。常用的回转工作台有分度工作台和数控回转工作台,它们的功用各不相同,分度工作台的功用只是将工件转位换面,和自动换刀装置配合使用,实现工件一次安装能完成几个面的多种加工工序。而数控回转工作台除了分度和转位的功能之外,还能实现圆周进给运动。

1) 分度工作台

分度工作台的分度、转位和定位工作,是按照控制系统的指令自动地进行,每次转位回转一定的角度(90° 、 60° 、 45° 等)实现工作台转位的机械是由专用定位元件来实现并保证的。常用的定位元件有插销定位、反靠定位、齿盘定位和钢球定位等几种。

(1) 插销式分度工作台 这种工作台的分度定位精度,主要由定位销和定位孔的精度来决定,最高可达 $\pm 5''$ 。有时为了制造方便,往往把最常用的相差 180° 同轴线孔的定位精度要求高些,其他角度的定位精度要求低些(例如相差 180° 同轴线孔的定位精度为 $\pm 5''$,其他相差 45° 、 90° 及 135° 等轴线孔的定位精度为 $\pm 10''$)。定位销和定位孔衬套的制造精度要求都很高,并且它们的硬度要求也很高,耐磨性要好,否则使用寿命就要下降。图2-61为卧式加工中心的分度工作台。分度工作台1置于长方形工作台10的中间,在不单独使用分度工作台1时,两个工作台可以作为一个整体使用。工作台1的底部均匀分布着8个削边圆柱定位销7,工作台只能做2、4、8等份的分度运动。

定位销式分度工作台做分度运动时,其工作过程分为三个步骤:

① 松开锁紧机构并拔出定位销 当数控装置发出指令时,电磁阀控制下底座23上的6个均布锁紧油缸8(图中只示出一个)中的压力油经环形槽卸荷。活塞杆11在弹簧12的作用下上升15mm,使工作台1处于松开状态。同时,间隙消除油缸5也卸荷,压力油经管道18流入中央油缸17,使活塞16上升,并通过螺柱15由支座4把止推轴承20向上抬起,顶在底座21上。再通过螺钉3、锥套2使工作台1抬起15mm,固定在工作台面上的定位销7从定位衬套6中拔出,做好分度前的准备工作。

② 工作台回转分度 当工作台抬起之后,数控装置发出信号使油马达驱动两对减速齿轮(图中未示出),带动与工作台1底部联接的大齿轮9回转,进行分度运动。在大齿轮9上面以 45° 的间隔均布8个挡块21。分度时,工作台先快速回转,当定位销即将进入规定位置时,挡块碰撞第一个限位开关,发出信号使工作台降速。当挡块碰撞第二个限位开关时,工作台1停止回转。此时,相应的定位销7正好对准定位孔衬套6。分度工作台的回转速度由液压马达和液压系统中的单向节流阀来调节。

③ 工作台下降并锁紧 分度完毕后,数控装置发出信号使中央油缸17卸荷,工作台1靠自身重力下降,定位销7插入定位衬套6中完成定位工作。在锁紧工作台之前,消除间隙的油缸5通入压力油,活塞向上顶住工作台1,消除了径向间隙。然后使锁紧油缸8的上腔通压力油,推动活塞杆11下降。通过活塞杆上的T形头将工作台锁紧。至此分度工作全部完成,机床可进行下一工位加工。

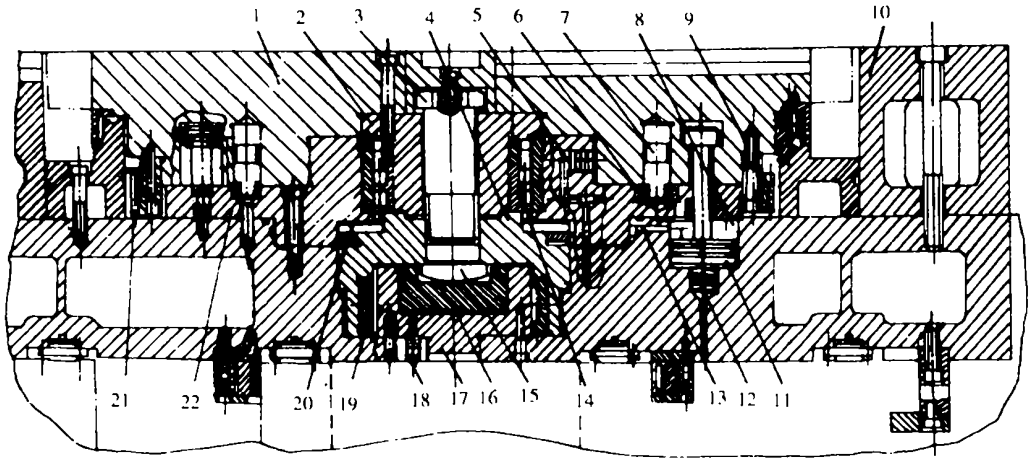


图 2-61 卧式加工中心的定位销式分度工作台

1—分度工作台 2—锥套 3—螺钉 4—支座 5—油缸 6—衬套 7—削边圆柱定位销 8—锁紧油缸；
 9—大齿轮；10—长方形工作台；11—活塞杆；12—弹簧；13—上底座；14—圆柱滚子轴承；15—螺柱；
 16—活塞；17—中央油缸；18—管道；19—滚针轴承 20—止推轴承 21—挡块 22—底座。

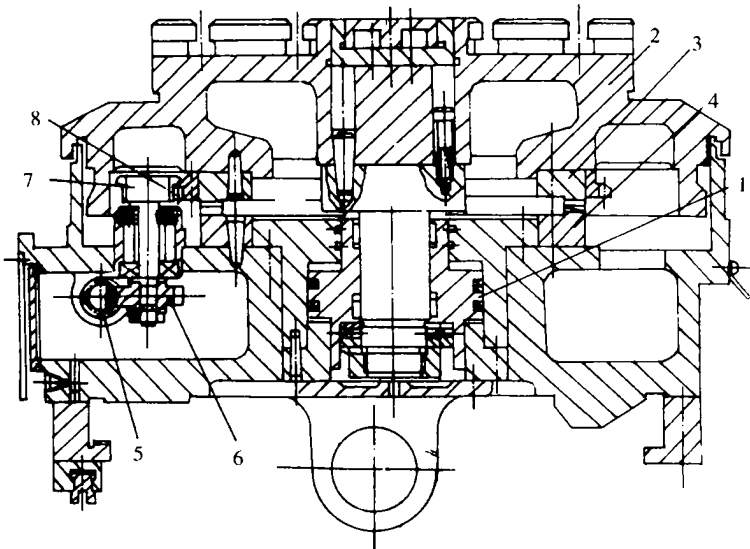


图 2-62 卧式加工中心鼠齿盘式分度工作台

1—活塞 2—工作台 3—多齿盘动盘 4—多齿盘动盘；
 5—蜗杆 6—蜗轮 7—齿轮 8—大齿圈。

工作台的回转轴支承在加长型双列滚针轴承 19 和径向有 1:12 锥度的加长型圆锥孔双列圆柱滚子轴承 14 上。滚针轴承 19 装在支座 4 内,可以随支座一起轴向移动。当工作台抬起时,支座 4 的一部分推力由止推轴承 20 承受,这将有效地减小分度工作台的回

转摩擦阻力矩,使其转动灵活。轴承 14 内环由螺钉 3 固定在支座 4 上,并可以带着滚柱在加长的外环内做 15mm 的轴向移动,当工作台回转时,它就是回转中心。

(2)鼠齿盘式分度工作台 鼠齿盘式分度工作台是由两个齿数和齿形相同的端面齿盘对合而成。通常一个齿盘固定不动,另一个齿盘与分度回转部件一同旋转。当分度转位时,动齿盘抬起和定齿盘分开,然后转位。当转至要求的位置时,动齿盘下降,两齿盘重新啮合并压紧。由于在分度时的最小分度角度是由多齿盘的齿数所决定,因此要根据需要的分度值来确定齿数。一般常用 72 齿,可以满足 5° 的所有倍数角分度。图 2-62 是卧式加工中心鼠齿盘式分度工作台。它采用伺服电机经蜗轮蜗杆副进行粗定位、端面多齿盘进行精定位。伺服电机的控制部分与刀库共用,动齿盘的升降及夹紧由一个液压缸完成。

当需要工作台分度回转时,首先是活塞 1 的下腔进高压油,使活塞上升,并同时抬起工作台 2,这时与工作台相联的多齿盘动盘也随之上升与定盘 4 分离。当完全脱开时,与蜗杆 5 同轴的伺服电机按指令进行一定角度的回转,并通过蜗杆 5、蜗轮 6、齿轮 7 带动与工作台相联的大齿圈 8 做分度回转。这样就完成了粗定位,然后活塞 1 的上腔进入高压油,下腔回油,使工作台及动齿盘下降,两个齿进行啮合,并保持一定的压力。这样便完成了整个分度回转工作。

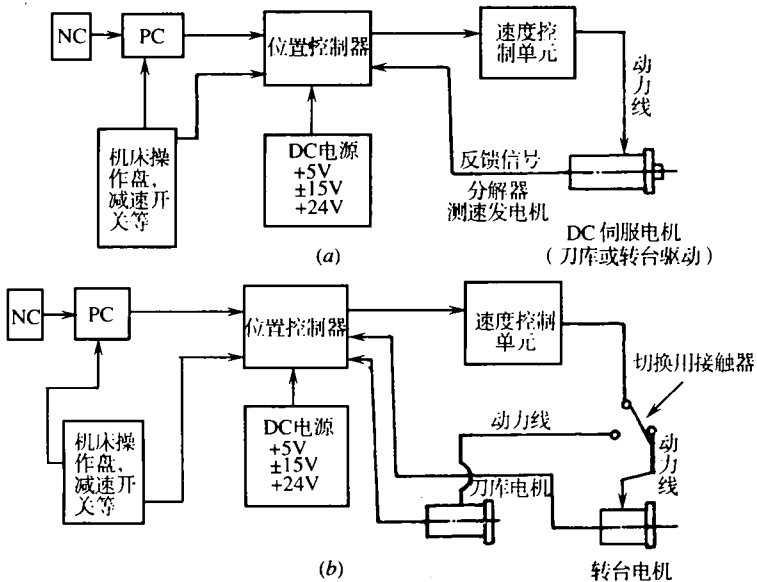


图 2-63 分度转台控制原理框图

(a)控制框图 (b)切换控制框图。

分度工作台的旋转和粗定位的控制原理框图见图 2-63(a),数控装置控制可编程序控制器 PC,由 PC 经位置控制器及速度控制单元控制驱动分度的伺服电机,与伺服电机同轴的测速发电机产生速度反馈信号,分解器产生位置反馈信号,分度工作台转动一个设定

指令最小增量值,分解器即产生一个波距。这样根据数控系统发出的指令,工作台转过要求的角度,完成粗定位。其精定位靠动齿盘下降与定齿盘啮合、压紧来完成。图 2-63 (b) 是表示一套速度控制单元对刀库及转台的两台伺服电机进行切换控制的框图。

该分度台经检测,在 90° 和 180° 位置分度精度达 $1.2''$,其余位置为 $15''$,重复定位精度达 $\pm 0.5''$,完全能够满足加工中心的精度要求。

鼠齿盘在使用中的优点是:①定位精度高,由于鼠齿盘采用向心齿结构,故它既可保证分度精度,又可保证定心精度,且不受轴承间隙及正反转的影响,一般定位精度可达 $\pm 3''$,高精度的可在 $\pm 0.3''$ 以内。同时重复定位精度既高又稳定。②承载能力强,定位刚度好。由于是多齿同时啮合,一般啮合率不低于 90% ,每齿啮合长度不少于 60% 。③齿面的磨损对定位精度的影响不大,随着不断磨合,定位精度不仅不会下降,且有可能提高,故使用寿命也较长。④适用于多工位分度。由于齿盘的所有齿数都可以做成分度 2 倍数,故可用于分度数目的不同场合。

鼠齿盘的缺点是:①其主要零件——鼠齿盘端面齿盘的制造比较困难,其齿形及形位公差要求很高,且成对齿盘的对研工序很费时,一般要研磨几十小时以上,故生产效率低,成本也较高。②工作时动齿盘要升降、转位、定位及夹紧。故鼠齿盘式分度工作台的结构亦相对复杂些。

2) 数控转台

数控转台的外形和分度工作台没有多大差别,但在结构上则具有一系列的特点。由于数控转台能实现进给运动,所以它在结构上和加工中心的进给驱动机构有许多共同点。不同点在于加工中心的进给驱动机构实现的是直线进给运动,而数控转台实现的是连续的圆周进给运动。数控转台分开环和闭环两种。

(1) 开环数控转台的结构 开环数控转台和开环直线进给机构一样,都可用电—液脉冲马达、功率步进电机驱动,由传动机构、间隙消除装置及蜗轮夹紧装置等组成。图 2-64 为 XHK5140 型自动换刀数控立式铣镗床数控转台的结构图。它由 $9.8N \cdot m$ 的功率步进电机 3 驱动。步进电机 3 的输出轴上装有主动齿轮 $\alpha(z_1 = 21)$,它与被动齿轮 $\alpha(z_2 = 65)$ 相啮合。齿轮 2 和齿轮 6 的啮合间隙是由调整偏心环 1 来消除的。齿轮 6 与蜗杆 4 用花键结合,花键结合的间隙应尽量小,以减小对分度定位精度的影响。蜗杆 4 为双导程(变齿厚)蜗杆,因此,可以用轴向移动蜗杆的办法来消除蜗杆 4 和蜗轮 15 啮合间隙。调整时,只要将调整环(两个半圆环垫片) 7 的厚度改变,便可使蜗杆 4 与蜗轮 15 之间的啮合间隙调整至 $0.17mm$ 。

蜗杆 4 的两端装有滚针轴承,左端为自由端,可以伸缩。右端装有两个 C46105 型向心止推球轴承,承受蜗杆的轴向力。蜗轮 15 下部的内、外两面装有夹紧瓦 18 和 19,数控转台的底座 21 上固定的支座 24 内均布有 6 个油缸 14。油缸 14 上端进压力油,柱塞 16 下行,并通过钢球 17 推动夹紧瓦 18 和 19,将蜗轮夹紧,从而将数控转台夹紧。数控转台不需要夹紧时,控制系统首先发出指令,使油缸 14 上腔的油液流回油箱。由于弹簧 20 的作用把钢球 17 抬起,于是夹紧瓦 18 和 19 就松开蜗轮 15。然后,启动功率步进电机,并按

照指令脉冲的要求来确定数控转台的回转方向、回转速度、回转角度及回转速度的变化规律等参数。当数控转台作为分度用时,分度回转结束后,要把蜗轮夹紧,以保证定位的可靠性,并提高承受负载的能力。

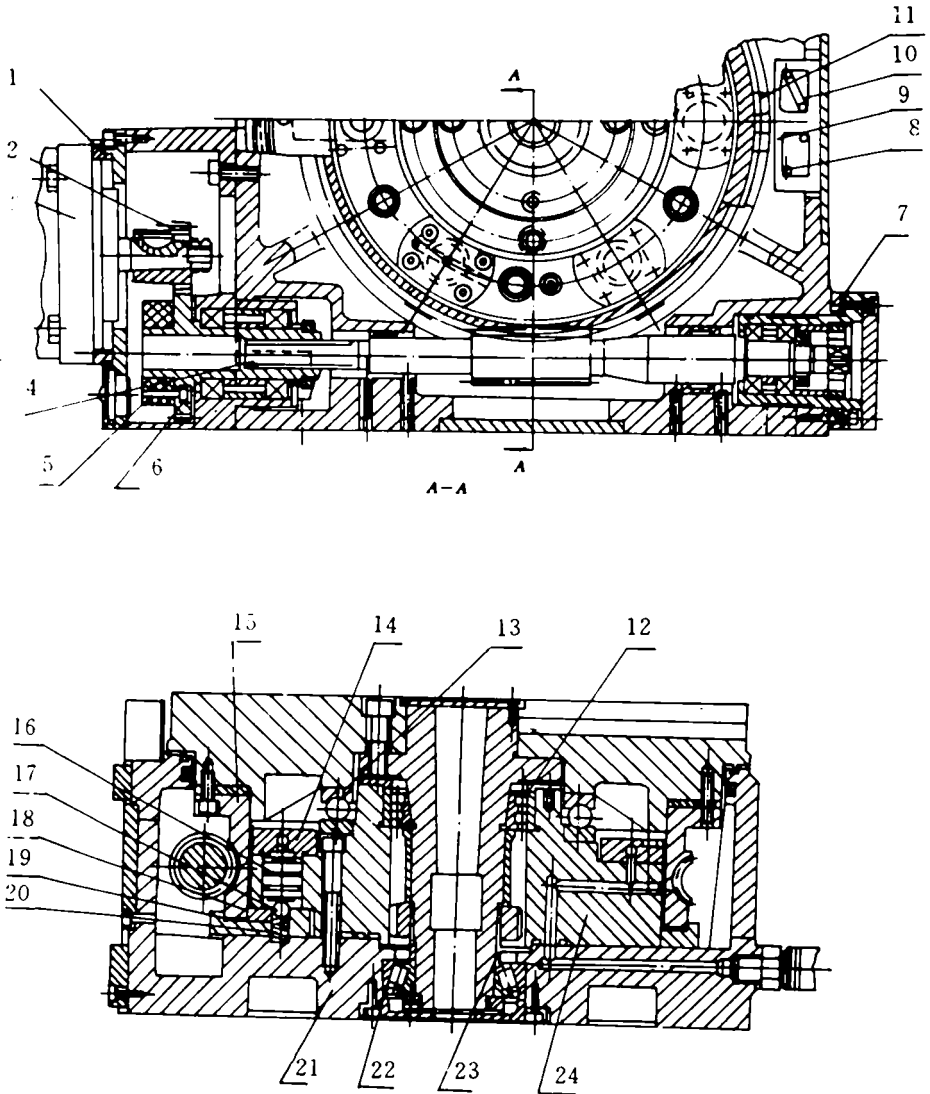


图 2-64 XHK514 型自动换刀数控立式铣镗床数控转台结构图

- 1—偏心环 2—主动齿轮 3—步进电动机 4—蜗杆 5—塑料垫块 6—被动齿轮；
 7—调整环 8、10—微动开关 9、11—挡块；12—双列向心短圆柱滚子轴承；
 13—球轴承；14—油缸；15—蜗轮；16—柱塞；17—钢球；18、19—夹紧瓦；
 20—弹簧 21—底座 22—圆锥滚柱轴承 23—调整套 24—支座。

数控转台的分度定位与分度工作台不同,它是按控制系统所指定的脉冲数来决定转位角度,没有其他定位元件(如齿盘、定位销等)。因此,对于数控转台的传动精度要求高,传动间隙(特别是蜗轮副)应尽量小。数控转台设有零点,当它做返零控制时,先由挡块 11 压合微动开关 10,发出从“快速回转”变为“慢速回转”的信号,当转台慢速回转时,再由挡块 9 压合微动开关 8 进行第二次减速。然后由无触点行程开关发出从“慢速回转”变为“点动步进”,最后由功率步进电机停在某一个固定的通电相位上(称为锁相),从而使转台准确地停在零点位置上。

该数控转台的圆形导轨采用大型球轴承 13,使回转运动灵活,径向由双列向心短圆柱滚子轴承 12 及圆锥滚柱轴承 22 保证回转精度,调整轴承 12 的预紧力,可以消除回转轴的径向间隙。调整轴承 22 的调整套 23 的厚度,可以使圆导轨上有适当的预紧力,保证导轨有一定的接触刚度。这种数控转台可做成标准附件,既能水平轴向安装,又能垂直轴向安装,以适应不同工件的加工要求。

数控转台的脉冲当量系数指数控转台每个脉冲所回转的角度($^{\circ}$ /脉冲),现在尚未标准化。现有的数控转台的脉冲当量有小到 0.001° /脉冲,也有大到 2° /脉冲。设计时应根据加工精度的要求和数控转台直径大小来选定。一般,加工精度愈高,脉冲当量应选得愈小。但也不能盲目追求过小的脉冲当量。脉冲当量 δ 选定后,根据步进电机的脉冲步距角 θ 就可决定减速齿轮和蜗轮副的传动比

$$\delta = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \theta$$

式中 Z_1 、 Z_2 ——分别为主动、被动齿轮齿数 Z_3 、 Z_4 ——分别为蜗杆头数和蜗轮齿数。

在决定 Z_1 、 Z_2 、 Z_3 、 Z_4 时,一方面要满足传动比的要求,同时,也要考虑结构的限制。

(2) 闭环数控转台的结构 闭环数控转台的结构与开环数控转台的大致相同,其区别在于:闭环数控转台有转动角度的测量元件(圆光栅或圆感应同步器)。将所测量的结果反馈与指令值进行比较,按闭环原理进行工作,使转台定位精度更高。

图 2-65 所示为闭环数控转台的结构图,该数控转台用直流伺服电机 15 通过减速齿轮 14、16 及蜗杆蜗轮副 12、13 带动工作台 1 回转,工作台的转角位置用光栅 9 测量。测量结果发出反馈信号与数控装置发出的指令信号进行比较,若有偏差经放大后控制伺服电机朝消除偏差方向转动,使工作台精确定位。台面的锁紧用均布的 8 个小油缸 5 来完成,需要夹紧时,油缸上腔进压力油,活塞 6 下移,通过钢球 8,推开夹紧瓦 3 和 4,从而把蜗轮 13 夹紧。当工作台需要回转时,控制系统发出指令,油缸 5 上腔的压力油流回油箱,在弹簧 7 的作用下,钢球 8 抬起,夹紧瓦松开蜗轮 13。然后,按数控系统的指令,由直流伺服电机 15 通过传动装置实现工作台的分度转位、定位、夹紧或连续回转运动。转台的中心回转轴采用圆锥滚子轴承 11 及双列向心短圆柱滚子轴承 10,并预紧消除其径向和轴向间隙,以提高工作台的刚度和回转精度。工作台支承在镶钢滚柱导轨 2 上,运动平稳且耐磨。

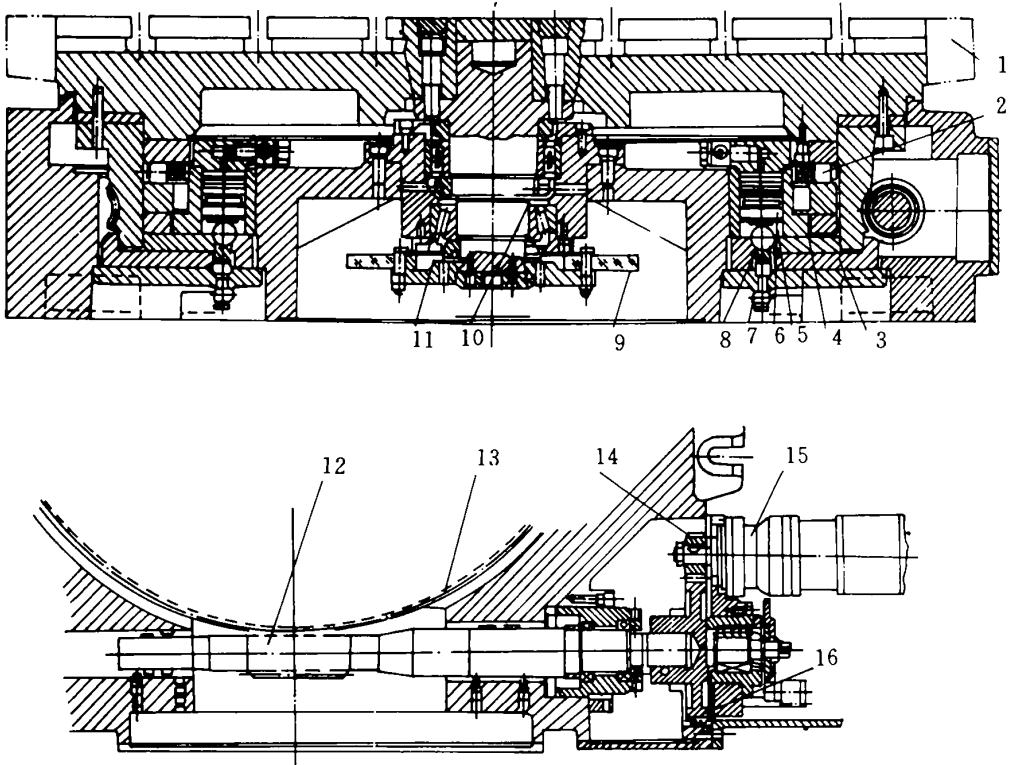


图 2-65 闭环数控转台的结构图

- 1—工作台 2—导轨 3、4—夹紧瓦 5—油缸；
 6—活塞 7—弹簧 8—钢球 9—圆光栅；
 10—双列向心矩圆柱滚子轴承 11—圆锥滚柱轴承；
 12—蜗杆 13—蜗轮 14、16—齿轮 15—电机。

3) 带交换托盘的多齿盘分度工作台

为了提高加工中心的运转率,在加工中心前面(或侧面),设置 2 面或多面交换托盘,通过托盘自动交换装置(APC),与主机进行托盘交换。图 2-66 示出带交换托盘的多齿盘(亦叫鼠齿盘)分度工作台结构图。过渡桥 1 是托盘自动交换装置到加工中心主机之间的过渡桥。交换托盘经过过渡桥 1,进到主机分度工作台上,此时由托盘自动交换装置发出交换托盘的信号,由活塞 5 拉紧载有交换托盘 3 的拉板 4,使交换托盘被定位块 α (共有 6 个)和两个定位销定位。此时由信号杆 9 压下微动开关,发出定位完成信号。与此同时,自动托盘交换装置的推料杆缩回,至全部缩回后,发出缩回完成信号,机床即可开始加工工件。当工件的一面加工完需要分度时,压力油进到活塞 8 的下方,抬起活塞 8,使分度台连同交换托盘一起被抬起,上齿盘便离开下齿盘。当抬到顶时,发出抬起完成信号,此时伺服电机驱动蜗杆蜗轮副 a_1 、 a_2 ,传动齿轮副 a_3 、 a_4 ,把工作台转位到所需分度角度处,然后活塞 8 下降,上多齿盘 6 再度与下多齿盘 7 啮合,完成准确分度。

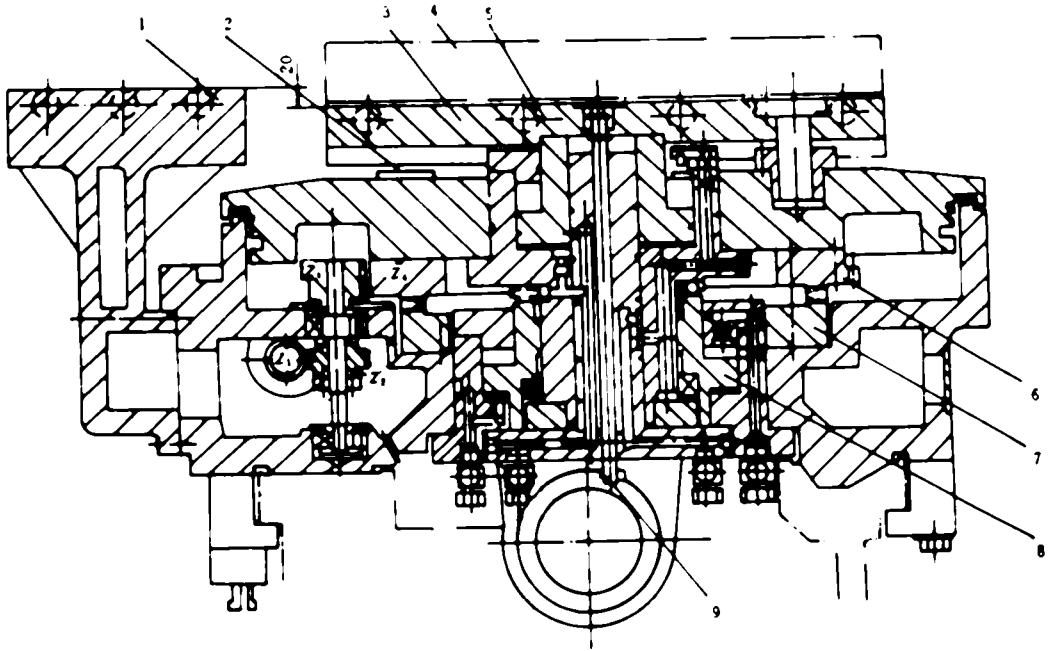


图 2-66 带交换托盘的多齿盘分度工作台

1—过渡桥 2—定位块 3—交换托盘 4—拉板 5—用于升降交换托盘的活塞；
6—上多齿盘 7—下多齿盘 8—用于升降多齿盘的活塞 9—信号杆。

7. 低摩擦系数的导轨

加工中心采用的导轨从类型上分仍是滑动导轨、滚动导轨和静压导轨 3 种,但在采用的材质和结构上均已起了“质”的变化。

1) 塑料滑动导轨

加工中心的导轨副,为保证移动部件有良好的运动特性,采用的是铸铁—塑料或镶钢—塑料滑动导轨。塑料导轨常用在导轨副的运动导轨上,与之相配的金属导轨则用铸铁或钢,铸铁牌号为 HT30,表面淬火硬度 HRC45~50,表面粗糙度 $R_a 0.20\mu\text{m} \sim 0.10\mu\text{m}$,镶钢导轨常用 55 号钢或其他合金钢,淬硬至 HRC58~62。导轨塑料常用聚四氟乙烯导轨软带和环氧型耐磨导轨涂层两类。

(1) 聚四氟乙烯导轨软带是以聚四氟乙烯为基体,加入青铜粉、二硫化钼和石墨等填充剂混合烧结,并做成软带状。国内习惯上称为“贴塑导轨”。国内外已有不少这类导轨软带,我国广州机床研究所已研制出 TSF 导轨,以及配套用的 DJ 胶粘剂。TSF 导轨软带的主要技术性能指标见 7 节。

聚四氟乙烯导轨软带常用于进给速度为 $15\text{m}/\text{min}$ 的导轨副。图 2-67 为某加工中心工作台的横剖面图。作为移动部件的工作台导轨各面(包括下压板的镶条)都粘贴有聚四氟乙烯导轨软带。

(2)环氧型耐磨涂层,是以环氧树脂和二硫化钼为基体,加入增塑剂,混合成液状或膏状为一组分和固化剂为另一组分的双组分塑料涂层。由于这类涂层导轨采用涂刮或注入膏状塑料的方法,国内习惯上称为“涂塑导轨”或“注塑导轨”。国外最有名的导轨涂层是SKC3导轨塑料涂层和Mogilce钻石牌导轨涂层,国产型号为HNT。前一种用作轻负载的机床导轨,后两者则适用于重负载导轨。SKC3导轨塑料涂层有多种不同的相对密度,分别适用于各种比压的机床导轨。其主要技术指标见表6-2。

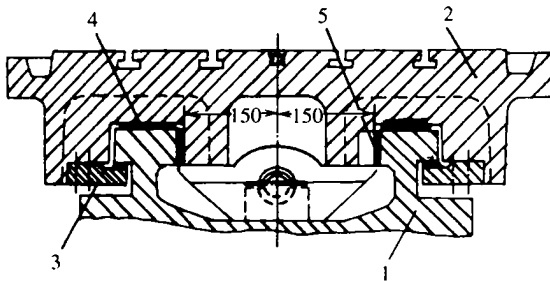


图 2-67 工作台和滑座横剖面

1—床身 2—工作台 3—下压板;
4—导轨软带 5—贴有导轨软带的镶条。

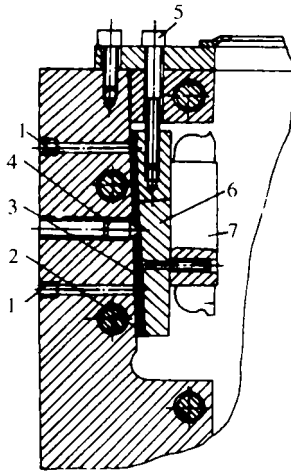


图 2-68 楔铁结构示意图

1—涂料注入孔 2—橡胶挡圈 3—注入的 Mogilce FL 涂层材料;
4—楔铁紧定螺钉 5—楔铁调整螺钉 6—楔铁 7—滚动导轨。

SKC3 导轨塑料涂层有良好的可加工性,可进行车、铣、刨、钻、磨削和刮削,也有良好的摩擦特性和耐磨性,而且其抗压强度比聚四氟乙烯导轨软带高,固化时体积不收缩,尺寸稳定。特别是可在调整好固定导轨和运动导轨间的相关位置精度后注入涂料,可节省许多加工工时,特别适用于重型机床和不能用导轨软带的复杂配合型面。采用这种导轨

塑料涂层的实例见图 2-68。由图中看出该卧式镗铣加工中心床身和移动立柱两导轨间楔铁面,采用调好精度后,注入 MogliceFL 涂层材料,免去了大量刮研工作量。

2) 滚动导轨

滚动导轨具有摩擦系数低(一般在 0.003 左右)动、静摩擦系数相差小,且几乎不受运动速度变化的影响,定位精度和灵敏度高,精度保持性好等优点。

加工中心使用滚动导轨大致经历三种型式的发展。最初使用的是一种套式直线滚动导轨,如图 2-69 所示。这种导轨的轨道是一根长的圆柱体,相对运动部分是装有滚珠的圆套,虽然它可以在导轨上解决了由滑动摩擦变为滚动摩擦的问题,但是由于滚动体(钢球)与导轨的滚动接触是点接触,因此刚性低,承载能力差,而且对装置的精度要求很严格。

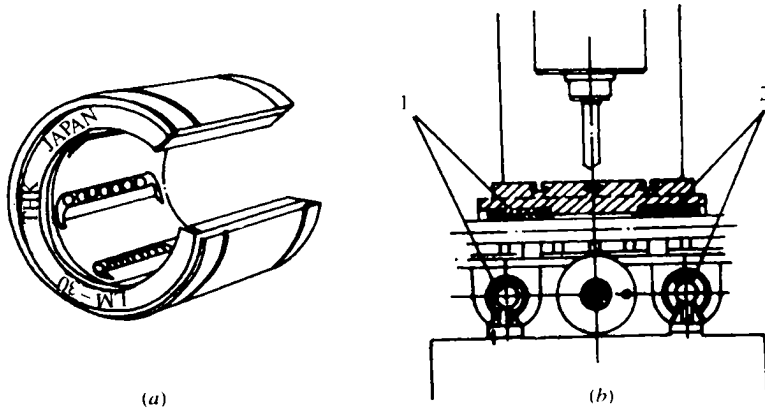


图 2-69 套式直线滚动导轨

(a) 导轨套 (b) 在加工中心上的使用。1、2—滚动套。

为克服套式滚动导轨的缺点,继之又出现了辊式直线滚动导轨(见图 2-70)。这种形式的滚动导轨是线接触,因此刚度较高。从理论上讲,它比套式滚动导轨的承载能力高。但是,由于滚柱在加工中圆柱度一致性上很难做到十分准确,在滚动中容易引起轴线歪斜,难于施加预压力。同时对滚动块安装面之间的形位公差要求非常严格,而相对的滚动表面对精度和硬度也有很高的要求,并且在装配调整时需要花费大量的人力和时间。

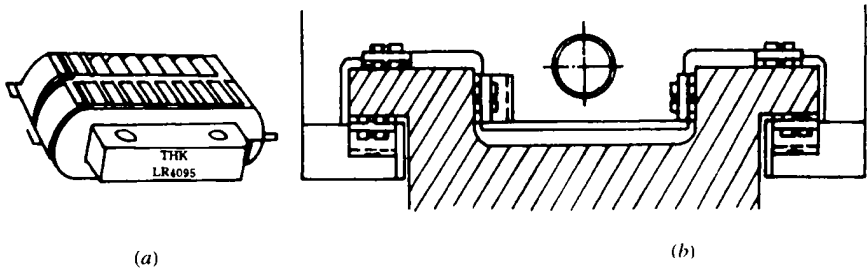


图 2-70 辊式直线滚动导轨

(a) 辊式滚动块 (b) 在加工中心上的应用

单元式直线滚动导轨又称直线滚动导轨,是近年来出现的一种滚动导轨,其突出的优点为无间隙,并且能够施加预紧力。这种导轨的结构如图 2-71 所示,该直线滚动导轨主要由导轨、滑块、滚珠、保持器、端盖等组成。它由生产厂成组装成,故称单元式直线滚动导轨。使用时,导轨固定在不运动部件上,滑块固定在运动部件上。当滑块沿导轨体移动时,滚珠在导轨体和滑块之间的圆弧直槽内滚动,并通过端盖内的滚道从工作负荷区到非工作负荷区,然后再滚动回工作负荷区,不断循环,从而把导轨体和滑块之间的移动变成了滚动。为防止灰尘和脏物进入导轨滚道,滑块两端及下部均装有塑料密封垫。滑块上设有润滑油注油杯。

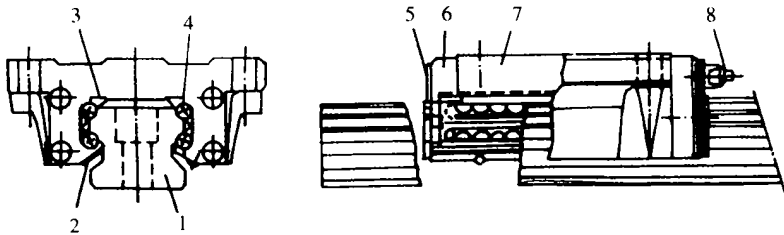


图 2-71 直线滚动导轨的结构

1—导轨 2—侧面密封垫 3—保持器 4—承载球列;
5—端部密封垫 6—端盖 7—滑块 8—润滑油杯。

加工中心常用的单元式直线滚动导轨有 THK 公司的 LM 系列直线滚动导轨和 HSR 型直线滚动导轨。

LM 系列直线滚动导轨除有一般滚动导轨的共性优点之外,还有下列特点:

①具有自调整能力 安装基面许用误差大,安装基面只需铣、刨加工,不必磨削精加工,即可满足 LM 系列直线导轨的安装要求。这样,不仅省工,而且安装方便,生产周期短,又有可靠的质量保证。

②制造精度高 导轨体的 4 条滚道和两侧面在一次装夹下同时磨削,保证了各滚道和侧面相互之间有极高的平行度。又由于这种滚动导轨自身的特点,可大幅度提高机床的定位精度。

③可高速运行 LM 系列导轨运行速度可大于 $60\text{m}/\text{min}$,甚至更高。润滑方法简单,一般情况下只要在端部润滑杯内定期注入锂系列皂基 2 号润滑脂或 ISOVG32~68 透平润滑油即可,且耗油量仅为滑动导轨的 $1/17$ 。

④能长时期保持高精度 在较差的工作条件下,以 $15\text{m}/\text{min}$ 的速度连续往复运行 1200km 后,钢球的磨损量仅为 $1\mu\text{m} \sim 2\mu\text{m}$,滚动阻力略有下降,变化值为 7%。实际使用中,一批经过用 LM 导轨改造的机床,每天两班工作,到目前已使用十几年,仍能达到原设计精度。

⑤可预加负载提高刚度 在装配导轨时选用不同直径的钢球,使导轨滚道间成过盈配合,以提高直线滚动导轨的刚度。如以中等规格的 HSR 型导轨为例, C_0 级(中等预加负载)滚动时的径向间隙为 $-35\mu\text{m} \sim -22\mu\text{m}$ 。

图 2-72 为加工中心常用的 HSR 型直线滚动导轨结构图。从图中可看出 A 列承载的滚珠在断面上呈 45°角分布,因此,它对来自上下左右 4 个方向的载荷均能平均承受。这对于加工中心在切削时的各种复杂受力条件非常适用,能将连续加工时受力方向及大小改变所造成的几何误差减少到最小,稳定加工精度。

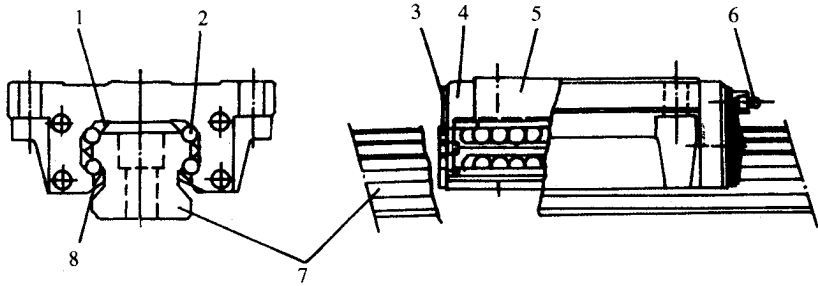


图 2-72 HSR 直线滚动导轨结构

1—保持架 2—负荷滚珠列 3—防尘垫片 4—端部挡板；
5—LM 单元轴承壳体 6—润滑油喷嘴 7—导轨 8—侧垫片。

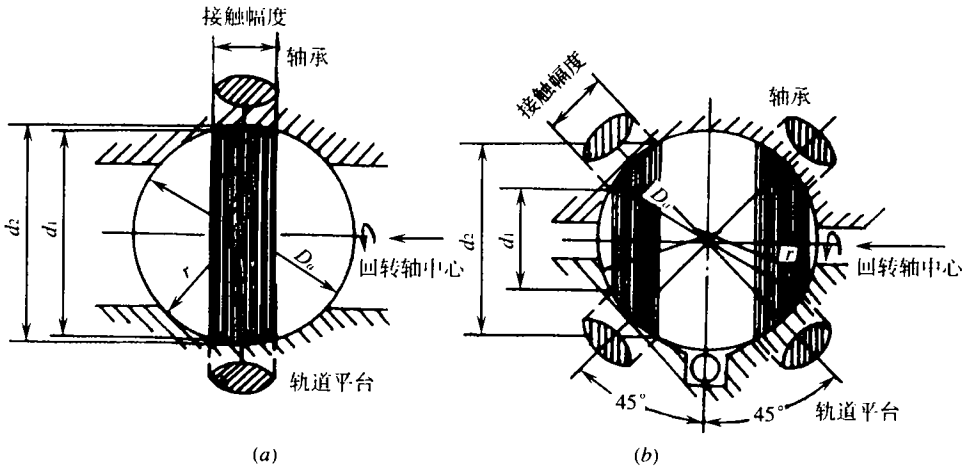


图 2-73 哥特式滚道的差动滑动

(a) 圆弧沟槽 (b) 哥特式拱沟槽。

一般钢球滚道都做成哥特式的断面,钢球以 4 点接触滚动,但是由于钢球在滚动时接触面的直径差很大,故将会出现高达 40% 的差动滑动量(见图 2-73)。这种结构不仅使摩擦阻力增大,使用寿命受到限制,更重要的是无法施加较大的预紧力。用两组相同的导轨单元做试验,一组采用哥特式滚道,另一组采用圆弧滚道。当处于零间隙时,两组导轨单元的滚道阻力都大约为 3N,运动的灵活性几乎无差别。但是当两组导轨的滑动块上的滚珠与滚道的间隙成为 $-20\mu\text{m}$ 时,哥特式滚道的阻力增至 60N,而圆弧形滚道的阻力仅为 6N。而当滚珠与滚道的间隙为 $-40\mu\text{m}$ 时,圆弧形滚道的阻力为 16N,哥特式滚道已无

法运动了。由于圆弧滚道可以施加预紧力,因此它与哥特式滚道的导轨相比,具有两个突出的优点:①具有更大的刚性。其原理与滚珠丝杠预加载荷的原理相似。在应用中表现出有较大承载能力,故有较高的加工能力。②可降低对导轨安装面的加工要求,提高整机的装配精度。

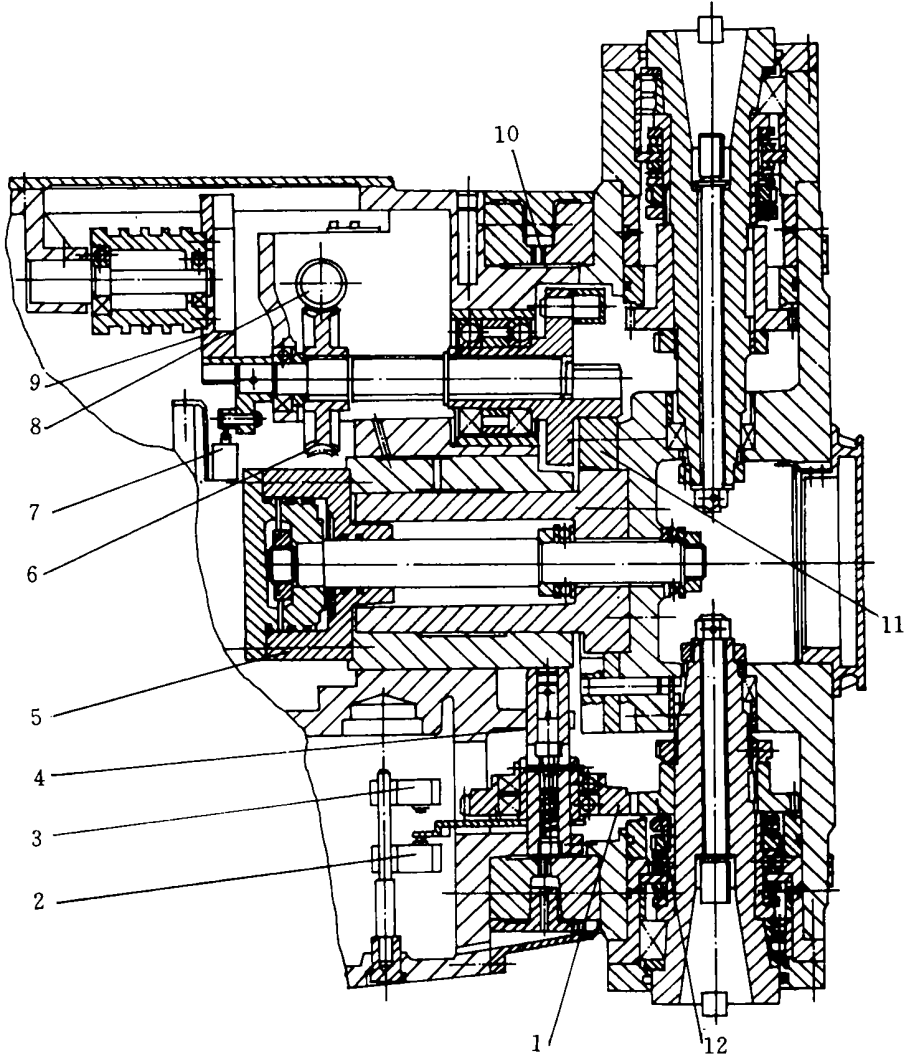


图 2-74 八轴转塔头结构

1、12—齿轮 2、3、7—行程开关 4、5—油缸；
6—蜗轮 8—蜗杆 9—盘 10—鼠牙盘 11—槽轮。

三、自动换刀装置

由刀库和机械手组成的自动换刀装置(Automatic Tool Changer, ATC)是加工中心的重要组成部分。加工中心上所需更换的刀具较多,从十几把到几十把,甚至上百把,故通常采用刀库形式,其结构比较复杂,自动换刀装置种类繁多。由于加工中心上自动换刀次数比较频繁,故对自动换刀装置的技术要求十分严格,如要求定位精度高,动作平稳,工作可靠以及精度保持性等。这些要求都与加工中心的性能息息相关。

1. 自动换刀装置的形式

各种加工中心的自动换刀装置的结构取决于机床的型式、工艺范围以及刀具的种类和数量等。换刀装置主要可以分为以下几种型式:

1) 更换主轴换刀装置

更换主轴换刀是一种比较简单的换刀方式。这种机床的主轴头就是一个转塔刀库,主轴头有卧式和立式两种。图 2-1 所示的立式转塔头钻镗铣床便是采用这种换刀方式。八方形主轴头(转塔头)上装有 8 根主轴,每根主轴上装有一把刀具。根据各加工工序的要求按顺序自动地将所需要的刀具由其主轴转到工作位置,实现自动换刀,同时接通主传动。不处在工作位置的主轴便与主传动脱开。转塔头的转位由槽轮机构来实现,其结构如图 2-74 所示,转塔头径向分布着 8 根结构完全相同的主轴,每次转位包括下列动作。

(1) 脱开主轴传动 油缸 4 卸压,弹簧推动齿轮 1 与主轴上的齿轮 12 脱开。

(2) 转塔头抬起 当齿轮 1 脱开后,固定在其上的支板接通行程开关 3,控制电磁阀,使液压油进入油缸 5 的左腔,油缸活塞带动转塔头向右移动,直至活塞与油缸端部相接触。固定在转塔头体上的鼠牙盘 10 便脱开。

(3) 转塔头转位 当鼠牙盘脱开后,行程开关 7 发出信号启动转位电机,经蜗杆 8 和蜗轮 6 带动槽轮机构的主动曲拐使槽轮 11 转过 45°。并由槽轮机构的圆弧槽来完成主轴头的分度位置粗定位。主轴号的选定是通过行程开关组来实现的。若处于加工位置的主轴不是所需要的,转位电机继续回转,带动转塔头间歇地再转 45°,直至选中主轴为止。主轴选好后,由行程开关 7 关停转位电机。

(4) 转塔头定位夹紧 通过电磁阀使压力油进入油缸 5 的右腔,转塔头向左返回,由鼠牙盘 10 精定位,并利用油缸 5 右腔的油压作用,将转塔头可靠地压紧。

(5) 主轴传动重新接通 由电磁阀控制压力油进入油缸 4,压缩弹簧使齿轮 1 与主轴上的齿轮 12 啮合。此时转塔头转位、定位动作全部完成。

这种换刀装置优点是省去了自动松、夹、卸刀、装刀以及刀具搬运等一系列的复杂操作,从而缩短了换刀时间,并提高了换刀的可靠性。但是由于空间位置的限制,使主轴部件结构不能设计得十分坚实,因而影响了主轴系统的刚度。为保证主轴的刚度,必须限制主轴数目,否则将使结构尺寸大大增加。由于这些结构上的原因,所以转塔主轴头通常只适应于工序较少、精度要求不太高的机床,如数控钻镗铣床。

2) 更换主轴箱换刀装置

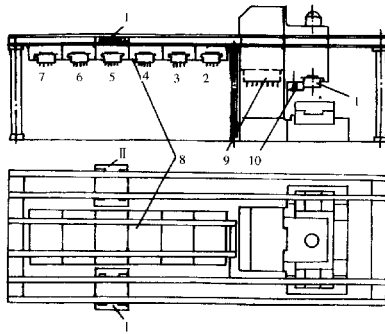


图 2-75 更换主轴箱换刀装置

1—主轴箱 2~7—备用主轴箱 8—主轴箱库 9—刀库 10—机械手 ; I、II—小车。

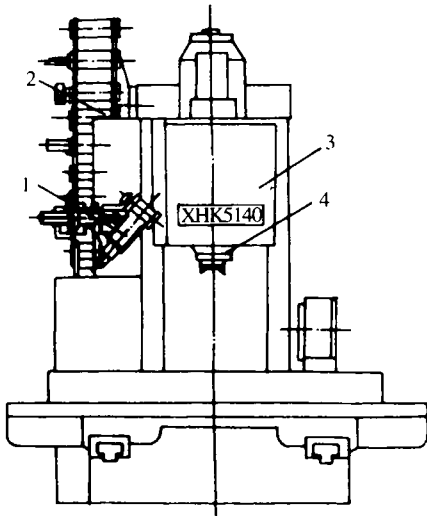


图 2-76 刀库装在机床立柱一侧

1—机械手 2—刀库 3—主轴箱 4—主轴。

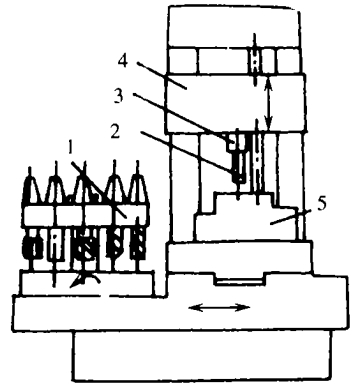


图 2-77 刀库装在机床工作台上

1—刀库 2—刀具 3—主轴 4—主轴箱 5—工件。

有的加工中心采用多主轴的主轴箱,利用更换这种主轴箱来达到换刀的目的,如图 2-75 所示。机床立柱后面的主轴箱库两侧的导轨上,装有同步运行的小车 I 和 II,它们在主轴箱库与机床动力头之间进行主轴箱的运输。根据加工要求,先选好所需的主轴箱,等两小车运行至该主轴箱处,将它推到小车 I 上,小车 I 载着它与空车 II 同时运行到机床动力头两侧的更换位置。当上一道工序完成后,动力头带着主轴箱 1 上升到更换位置,动力头上的夹紧机构将主轴箱松开,定位销也从定位孔中拔出,推杆机构将用过的主轴箱 1 从动力头上推到小车 II 上。同时又将待用主轴箱从小车 I 推到机床动力头上,并进行定位与夹紧。然后动力头沿立柱导轨下降开始新的加工。与此同时,两小车回到主轴箱库,

停在待换的主轴箱旁。由推杆机构将下次待换的主轴箱推上小车 I ,并把用过的主轴箱从小车 II 推入主轴箱库中的空位。小车又一次载着下次待换的主轴箱运行到动力头的更换位置,等待下一次换箱。图示机床还可通过机械手 10 ,在刀库 9 与主轴箱 1 之间进行刀具交换。这种形式的换刀,对于加工箱体类零件,可以提高生产率。

3)带刀库的自动换刀系统

这类换刀装置由刀库、选刀机构、刀具交换机构及刀具在主轴上的自动装卸机构等 4 部分组成,应用广泛。如图 2-76 和图 2-77 所示,刀库可装在机床的立柱上、主轴箱上或工作台上。当刀库容量大及刀具较重时,也可装在机床之外,作为一个独立部件,如图 2-78 所示。如刀库远离主轴,常常要附加运输装置,来完成刀库与主轴之间刀具的运输,如图 2-79 所示。

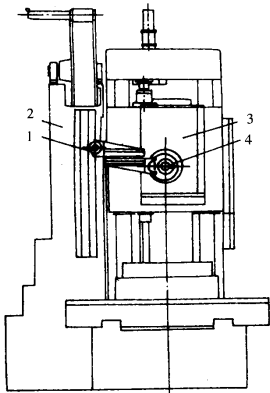


图 2-78 刀库装在机床之外

1—机械手 2—刀库 3—主轴箱 4—主轴。

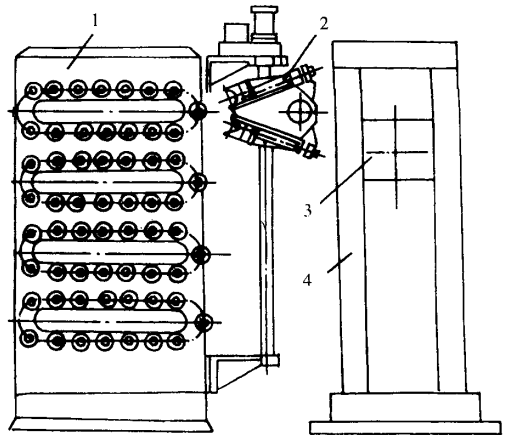


图 2-79 刀库远离机床主轴

1—刀库 2—机械手 3—主轴箱 4—立柱。

带刀库的自动换刀系统,整个换刀过程比较复杂,首先要将加工过程中要用的全部刀具分别安装在标准的刀柄上,在机外进行尺寸预调整后,插入刀库中。换刀时,根据选刀指令先在刀库上选刀,由刀具交换装置从刀库和主轴上取出刀具,进行刀具交换,然后将新刀具装入主轴,将用过的刀具放回刀库。这种换刀装置和转塔主轴头相比,由于机床主轴箱内只有一根主轴,在结构上可以增强主轴的刚性,有利于精密加工和重切削加工;可采用大容量的刀库,以实现复杂零件的多工序加工,从而提高了机床的适应性和加工效率。但换刀过程的动作较多,换刀时间长。同时,影响换刀工作可靠性的因素也较多。

为缩短换刀时间,可采用带刀库的双主轴或多主轴换刀系统,如图 2-80 所示。该机床转塔轴上待更换刀具的主轴与转塔刀库回转轴线成 45° ,当水平方向的主轴在加工位置时,待更换刀具的主轴处于换刀位置,由刀具交换装置预先换刀,待本工序加工完毕后,转

塔头回转并交换主轴(即换刀)。这种换刀方式,换刀时间大部分和机床加工时间重合,只需要转塔头转位的时间,所以换刀时间短。转塔头上的主轴数目较少,有利于提高主轴的结构刚性;刀库上刀具数目也可增加,对多工序加工有利。但这种换刀方式也难保证精镗加工所需要的主轴刚度。因此,这种换刀方式主要用于钻床,也可用于铣镗床和数控组合机床。

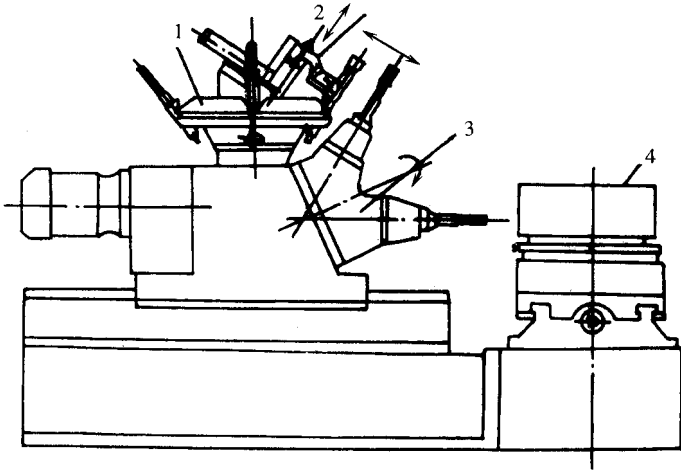


图 2-80 带刀库的双主轴换刀系统

1—刀库 2—机械手 3—转塔头 4—工件。

常见的加工中心上自动换刀装置形式列于表 2-7。

表 2-7 加工中心上的换刀装置

形式	类别	特点	应用范围
转塔式	垂直转塔头	1. 根据驱动方式不同,可为顺序换刀或任意换刀	用于钻削中心
	水平转塔头	2. 结构紧凑简单 3. 容纳刀具数目少	
刀库式	无机械手换刀	1. 利用刀库运动与主轴直接换刀,省去机械手 2. 结构紧凑 3. 刀库运动较多	小型加工中心
	机械手换刀	1. 刀库只做选刀运动,机械手换刀 2. 布局灵活,换刀速度快	各种加工中心
	机械手和刀具运送器	1. 刀库距机床主轴较远时,用刀具运送器将刀具送至机械手 2. 结构复杂	大型加工中心

形式	类别	特 点	应用范围
成套 更换 方式	更换转塔	1. 利用更换转塔头 增加换刀数目 2. 换刀时间基本不变	扩大工艺范围 的钻削中心
	更换主轴箱	1. 利用更换主轴箱 扩大组合机床加工工艺范围 2. 结构比较复杂	扩大柔性的组 合机床
	更换刀库	1. 扩大加工工艺 , 更换刀库 , 另有刀库存储器 2. 充分提高机床利用率和自动化程度 3. 扩大加工中心的加工工艺范围	加工复杂零件 , 需刀具很多的 加工中心或组 成 高度自动化 的生产系统

2. 刀库及刀具交换装置

刀库的功能是储存加工工序所需的各种刀具 , 并按程序指令 , 把即将要用的刀具迅速、准确地送到换刀位置 , 并接受从主轴送回的已用刀具。所以说它是自动换刀装置中主要部件之一。

1) 刀库的形式

根据刀库的容量和存取刀具的方式 , 刀库可设计成多种形式。图 2-81 为常见的几种刀库形式。



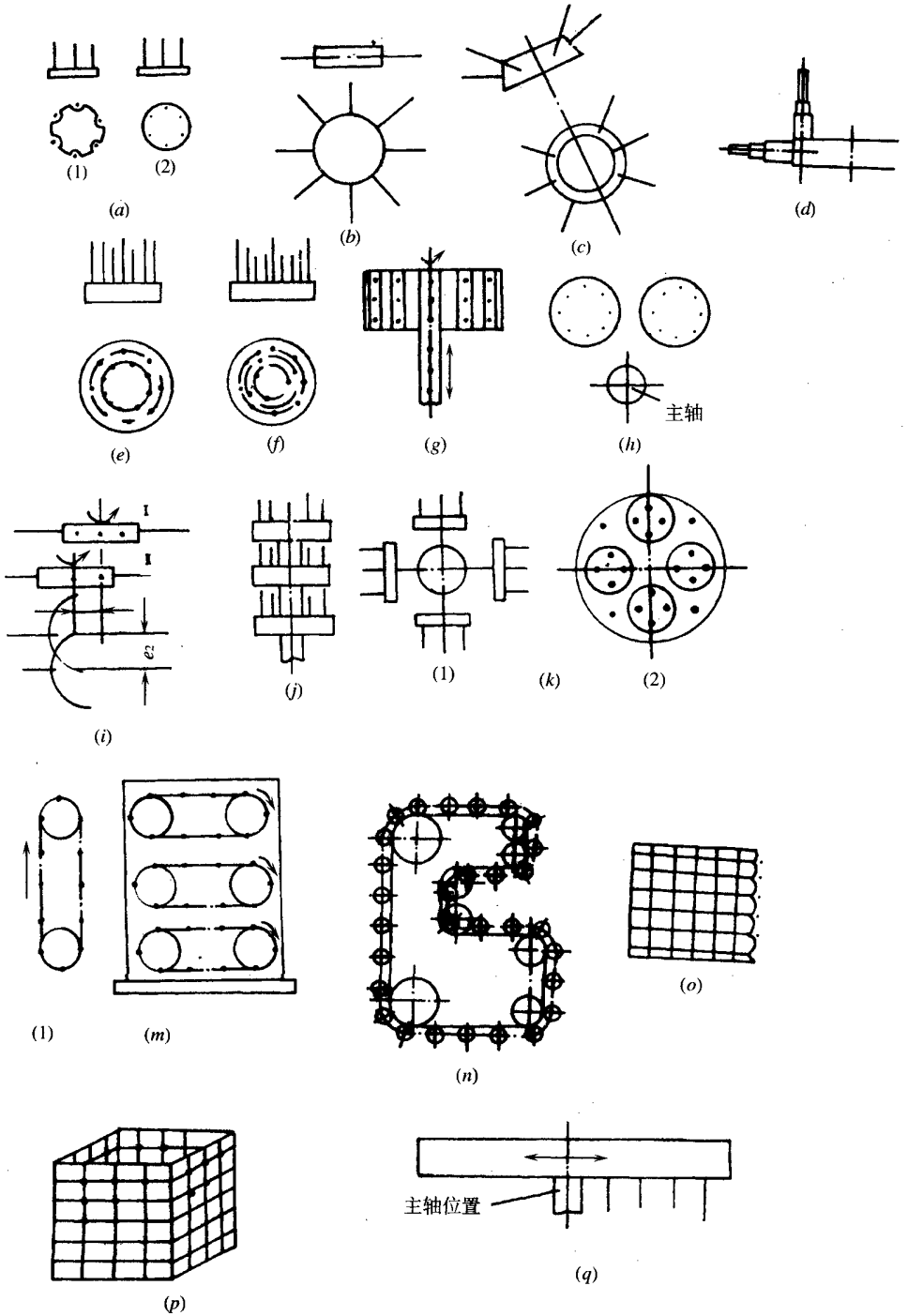
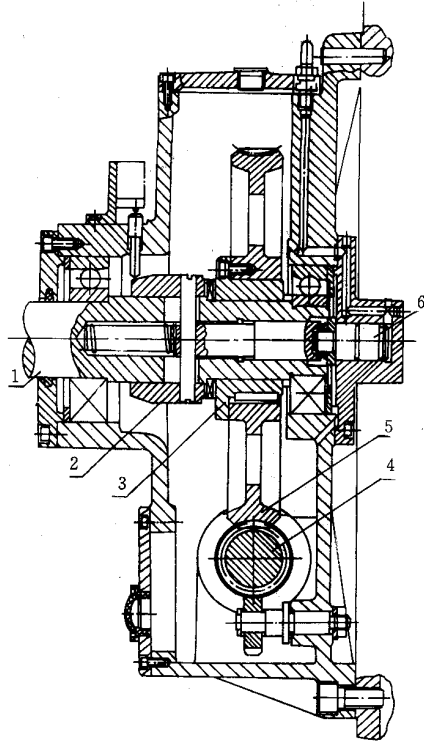


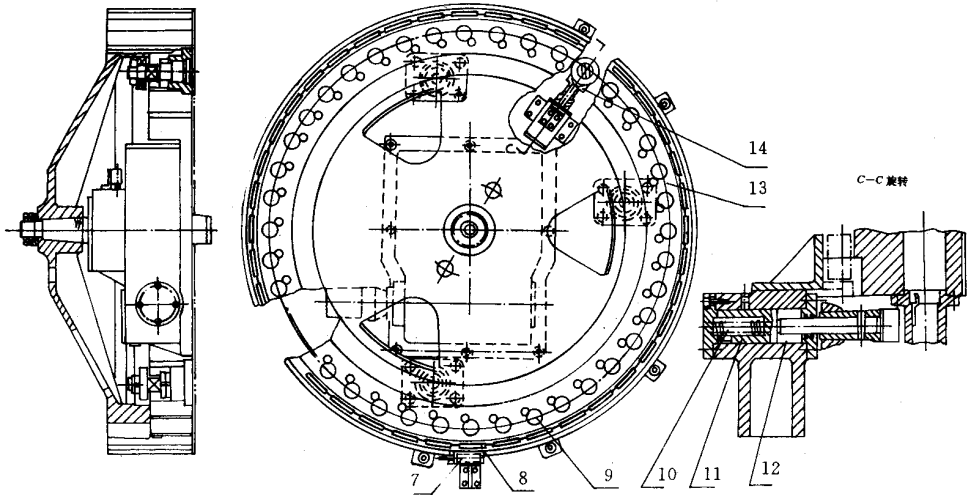
图 2-81 刀库形式示意图

图 2-8(a)中(1)为径向取刀形式(2)为轴向取刀形式(b)占地面积大,刀库位置受限制,但若置于卧式加工中心顶部,则可用单臂双手机械手很方便地实现换刀动作,换刀时间可较短,使整个换刀装置较简单(c)可根据机床总体布局及主轴位置灵活安排刀库位置,刀库容量不宜过大。上述(a)~(c)形式结构简单紧凑,应用较多,但因刀具单环排列,空间利用率低,若刀库容量增大时,则直径加大,转动惯量大,选刀运动时间长,故这几种形式的刀库适用于刀库容量较小的场合,一般不多于 32 把。(d)为刀具可做 90° 翻转的鼓轮刀库,采用这种形式的刀库可简化取刀动作。特点同上。(e)刀库空间利用率较高,但装刀、取刀机构复杂,仅适用于机床空间有限制而刀库容量又较大的场合。(f)刀库空间利用率更高,但装刀、取刀机构更为复杂,其刀库除有回转运动外,装刀的滑块还须有直线运动,以便把选中的刀具送到固定的换刀位置,再由装刀、取刀装置进行装、取刀操作,适用于大容量刀库,一般大于 60 把。(g)结构紧凑、空间利用率高,因其质量大,故转动惯量大,其结构和换刀运动控制装置复杂,用于刀库置于机床立柱顶部且要求刀库容量又较大的场合。(h)两刀库分别置于机床主轴两侧,刀库结构可简单,从而使机床总体布局较紧凑,适用于中小型数控加工中心。(i)上刀库(I)为小型刀具刀库,存储钻、镗、铰刀等,下刀库(II)为大型刀具刀库,由于轻、重型刀具分别安置在各自适当的位置,从而使刀库得到充分利用,由此也带来了刀库结构较复杂,适用于双主轴的大型加工中心。(j)不同类型的刀具及轻、重型刀具分别放置,但传动机构复杂,只有当刀库容量大时才考虑用这种形式的刀库。(k)在一个大鼓轮中有 4 个或若干个小鼓轮,有公转及自转运动,可充分利用空间,扩大了刀库容量,结构紧凑,但传动及识别刀库装置均较为复杂,适用于刀库置于机床立柱顶端,位置受限制而刀库容量又大的场合。链式刀库是目前用得最多的一种形式,它由主动链轮,带动装有刀套的链条。(l)结构紧凑,刀库容量大,链环可根据机床的布局配置成灵活的形式,可充分利用空间,通常为轴向取刀,位置精度较低,适用刀库容量大的场合。若增加刀具数量时,只增加链长而链轮直径不变,链轮的圆周速度可不增加,因而刀库运动惯量不像鼓轮式刀库增加得那样多。(m)当刀库容量很大时,为不使刀库过高又能增加容量,可采用多环链,以使刀库外形更紧凑。(n)为加长链条的链式刀库,采用增加支承链轮数目的方法,使链条折叠回绕,提高其空间利用率,达到增加刀库容量。(o)刀库结构紧凑,空间利用率高,但换刀时间较长,小直径刀具采用轴向取刀,大直径刀具采用径向取刀,布局不灵活,通常刀库安置在工作台,应用较少。(p)刀库容量大,辅助装置较复杂,用于需刀库容量大的机床上,这种刀库,可根据需要在机床上使用一侧的刀座板时,更换其另一侧的刀座板。(q)刀库容量小,结构简单,一般为十多把刀。多用在简易自动换刀数控机床上。

刀库除了储存刀具之外,还要根据要求将各工序所用的刀具运送到换刀位置。刀库常采用单独驱动装置,如图 2-8(a)(b)所示的鼓轮式刀库结构图,可容纳 40 把刀具,图(a)为刀库的驱动装置,由液压马达驱动,通过蜗杆 4 蜗轮 5,端齿离合器 2 和 3 带动与圆盘 13 相连的轴 1 转动,如图(b)所示。圆盘 13 上均布 40 个刀座 9,其外侧边缘上有相应的 40 个刀座编码板 8。在刀库的下方装有固定不动的刀座号读取装置 7。当圆盘 13 转



(a)



(b)

图 2-82 鼓轮式刀库结构图

动时,刀座编码板 8 依次经过刀座号读取装置,并读出各刀座的编号,与输入指令相比较,当找到所要求的刀座号时,即发出信号,油缸 6 右腔进入高压油,使端齿离合器脱开,使圆盘 13 处于浮动状态。同时油缸 12 前腔的高压油通路被切断,并使其与回油箱连通,在弹簧 10 的作用下,油缸 12 的活塞杆带着定位 V 形块 14 使圆盘 13 定位,以便换刀机构换刀。这种方法,装置比较简单,总体布局较紧凑,但圆盘直径较大,转动惯量大,且由于刀库离主轴较远,故需采用中间搬运装置来换刀。

为保证刀套准停精度和刀套定位刚性,链式刀库的换刀位置一般设在主动链轮上,如图 2-83 所示;或者设在尽可能靠近主动链轮的刀套处,如图 2-84 所示。

采用任意位置换刀的链式刀库结构如图 2-85 所示。刀库由 45 个刀座组成,刀座就是链传动的链节,刀座的运动由 ZM-40 液压马达通过减速箱传到下链轮轴上,下链轮带动刀座运动。刀库的运动速度通过调节 ZM-40 的转速来实现。刀座的定位用正靠的办法将所要的刀具准确地定位在取刀(还刀)位置上。在刀具进入取刀位置之前,刀座首先减速。刀座上的燕尾进入刀库立柱的燕尾导轨,在选刀和定位区域内刀座在燕尾导轨内移动,以保持刀具编码环与选刀器的位置关系的一致性。

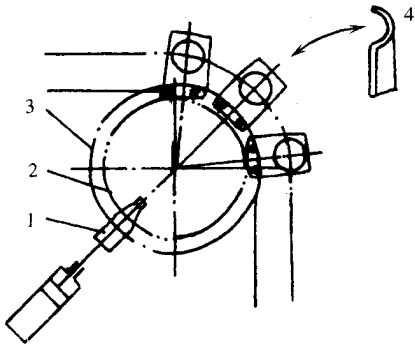


图 2-83 链式刀库换刀位置之一
1—定位插销 2—定位盘 3—链轮 4—手爪。

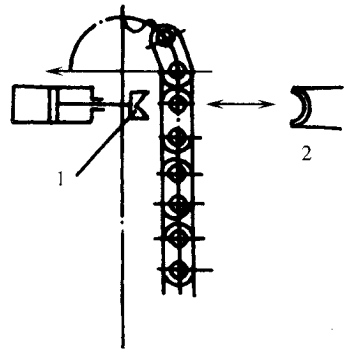


图 2-84 链式刀库换刀位置之二
1—定位块 2—手爪。

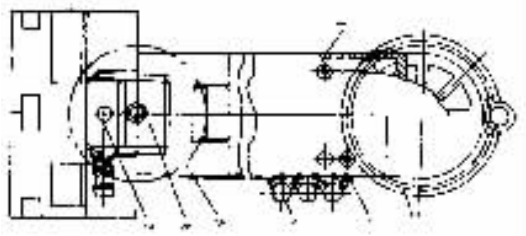
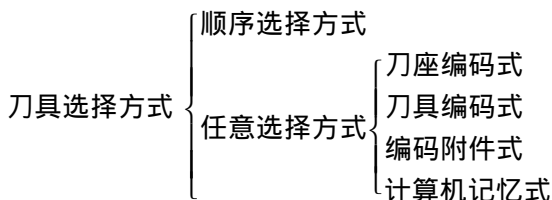


图 2-85 任意位置换刀的链式刀库
1—刀库立柱 2—上链轮 3—燕尾导轨 4—刀座 5—下链轮 6—减速箱 7—液压马达

2) 刀具的选择方式

在自动换刀装置换刀时,按数控装置的刀具选择指令,从刀库中将所需要的刀具准确地自动地选出,并转换到取刀位置,称为自动选刀。从刀库中选择刀具通常采用下述方式:



(1) 顺序选择方式 顺序选择方式是按零件加工的预定工序要求依次将所用刀具存入刀库的刀座中,使用时按顺序将其转到取刀位置。用过的刀具放回原来的刀座中,亦可以按加工顺序放入下一个刀座中。这种方法不需要刀具识别装置,驱动控制也较简单,工作可靠,但刀具不能重复使用,即工艺相同的不同工序,也要重新安排刀具,故增加了刀具数量和刀库容量。一般用于刀具较少的中小型加工中心、加工批量较大但工件品种较少的加工中心、刀库与主轴之间直接换刀的加工中心、有自动换刀库的数控机床(当加工小批量零件时)。另外,在装刀时必要认真谨慎对号入座,否则将会产生严重后果。

(2) 任意选择刀具方式 这种方法根据程序指令的要求任意选择所需要的刀具,刀具在刀库中不必按照工件的加工顺序排列,可任意存放。每把刀具(或刀座)都编上代码,自动换刀时,刀库旋转,每把刀具(或刀座)都经过“刀具识别装置”接受识别。当某把刀具的代码与数控指令的代码相符合时,该把刀具被选中,刀库将选中的刀具送至换刀位置,等待机械手来抓取。任意选择刀具法的优点是刀库中刀具的排列顺序与工件加工顺序无关,相同的刀具可重复使用,故刀具数量比顺序选择法的刀具可少一些,刀库也相应小一些。

① 刀座编码式 这种编码方式是对刀库中的每个刀座都预先进行编码,刀具也编号,并将与刀座编码对应的刀具一一放入指定的刀座中,根据刀座编码选刀。换刀时刀库旋转,使各个刀座依次经过刀具识别器,直至找到规定的刀座,刀库即刻停止旋转。刀座编码又分永久性编码和临时性编码,前者刀座号是固定不变的;后者又称编码钥匙,即采用一种专用的编码钥匙。这种方法是按加工顺序要求事先给各刀具都缚上一把表示该刀具号的编码钥匙,当把各刀具存放到刀库的刀座中时,将编码钥匙插进刀座旁边的钥匙孔中。这样就把钥匙的号码转记到刀座中,给刀座编上了号码。识别器可通过识别钥匙上的号码来选取该钥匙旁边刀座中的刀具。编码钥匙的形状如图 2-86 所示。图中除导向凸起外,共有 16 个凸出和凹下的位置,故有 $2^{16} - 1 = 65535$ 种凹凸组合,可区别 65535 把刀具。图 2-87 为编码钥匙孔的剖面图,钥匙沿着水平方向的钥匙缝插入钥匙孔座,然后顺时针方向旋转 90° ,处于钥匙代码凸起 6 的第一弹簧接触片 5 被撑起,表示代码“1”,处于代码凹处的第二弹簧接触片 7 保持原状,表示代码“0”。由于钥匙上每个凸凹部分旁边均有相应的碳刷 4 和 1,故可将钥匙各个凸凹部分均识别出来,即识别出相应的刀具。当取

出刀具时,钥匙也随之取出,刀座码立即消失,调换钥匙可任意改变刀具编码,使用具有更大的灵活性。

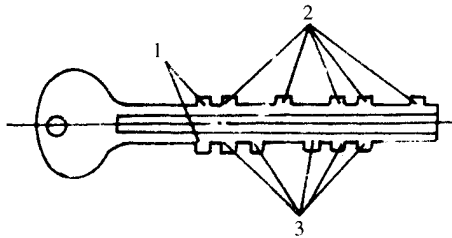


图 2-86 编码钥匙形状

1—导向凸起 2、3—代码凸起。

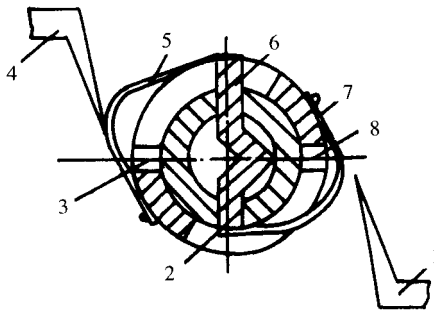


图 2-87 编码钥匙孔的剖面图

1、4—碳刷 2—锁心 3、8—弹子孔；
5—第一弹簧片 6—代码凸起 7—第二弹簧片。

这种编码方法由于取消了刀柄中的编码环,使刀柄结构大为简化,因此,识别器的结构不受刀柄尺寸的限制,且可放在较适当位置。此外,在自动换刀过程中必须将用过的刀具放回原来的刀座中,增加了换刀动作。它多用于有中间传递刀具位置且刀库容量不太大的自动换刀装置,但不适于刀库与主轴间直接换刀的方式。

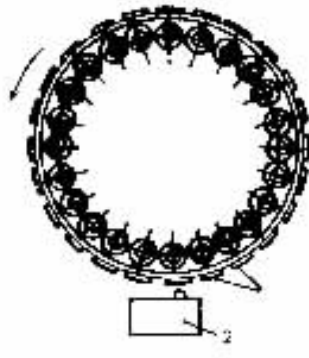


图 2-88 圆盘形刀库的刀座编码装置

1—刀座编码块 2—刀座识别装置。

图 2-88 所示为圆盘形刀库的刀座编码装置。在圆盘的圆周上均布若干个刀座,其外侧边缘上装有相应的刀座编码块 1,在刀库的下方装有固定不动的刀座识别装置 2。

② 刀具编码式 这种方式是直接对每把刀具进行编码,由换刀装置识别刀具上的编码进行选刀。由于每把刀具都有自己的代码,故可存放于刀库的任一刀座中。这样刀库中的刀具在不同的工序中也就可重复使用,用过的刀具也不一定放回原刀座中,避免了因刀具存放在刀库中的顺序差错而造成的事故,同时也缩短了刀库的运转时间,简化了自动换刀控制线路。它还可直接在刀库与刀具主轴之间进行换刀而不致增加换刀时间。其缺点是使刀具长度增加,制造困难,刚度降低,同时使机械手和刀库的结构也复杂化。

刀具编码的具体结构如图 2-89 所示。在刀柄 1 后端的拉杆 4 上套装着等间隔的编码环 2,由锁紧螺母 3 固定。编码环既可是整体的,也可由圆环组装而成。编码环直径有大小两种,大直径的为二进制的“1”,小直径的为“0”。通过这两种圆环的不同排列,可得到一系列代码。例如由 6 个大小直径的圆环便可组成能区别 $63(2^6 - 1 = 63)$ 种刀具。通常全部为 0 的代码不许使用,以免与刀座中没有刀具的状况相混淆。为便于操作者的记忆和识别,也可采用二—八进制编码来表示。6 个编码环相当于八进制的二位,如号码二进制是 $(111\ 111)_2$ 相当于二—八进制数 $(77)_8$,也就是十进制的 $(63)_{10}$ 。

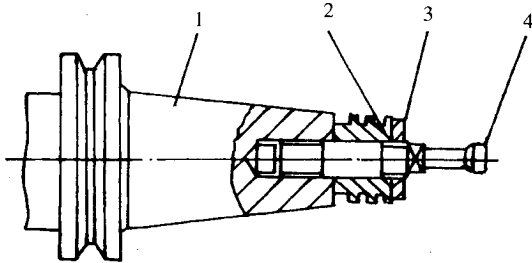


图 2-89 刀具编码结构图

1—刀柄 2—编码环 3—锁紧螺母 4—拉杆。

编码元件也可用编码螺钉进行编码,它是在刀具尾柄上铣出一个平面,在此平面上加工出一排编码螺钉孔,或在刀具尾柄端面几个同心圆上加工出编码螺钉孔。在螺钉孔中装入螺钉者代表二进制“1”,不装螺钉者代表“0”,以组成刀具编码。

③ 编码附件法 这种选刀方式介于刀具编码与刀座编码之间,刀库的刀座与刀具均无需编码,只利用一种带有编码附件(如钥匙、卡片、编码杆、编码盘)与刀具合在一起,这样刀具就具有与编码附件相同的编号。当带编码附件的刀具插入刀库中某一刀座时,该刀座便具有编码附件指定的编码。

以上选刀方式都给换刀系统带来很多不便,所以近年来在加工中心应用得很少。

④ 计算机记忆式 高档的数控加工中心,可将刀具号和刀库上存刀地址对应地记忆在计算机存储器内或可编程控制器内。不论刀具放入哪个地址,均可跟踪记忆,利用刀库上装刀位置检测装置,可测得每一地址。这样刀具可以任意取、存,无需编码元件,这种刀

具任选方式使换刀控制大为简化。故目前的加工中心绝大多数都采用这种方式。

3) 刀具(刀座)识别装置

刀具(刀座)识别装置是自动换刀系统中的重要组成部分,常用的有下列几种。

(1) 接触式刀具识别装置 接触式刀具识别装置应用广泛,特别适应于空间位置较小的刀具编码,其原理如图 2-90 所示。在刀柄 1 上装有两种直径不同的编码环,规定大直径的环表示二进制的“1”,小直径的环为“0”,图中有 5 个编码环 4,在刀库附近固定一刀具识别装置 2,从中伸出几个触针 3,触针数量与刀柄上的编码环个数相等。每个触针连一个继电器,当大直径的编码环与触针接触,继电器通电,其数码为“1”。当各继电器读出的数码与所需刀具的编码一致时,由控制装置发出信号,使刀库停转,等待换刀。接触式刀具识别装置结构简单,但由于使用中触针有磨损,故寿命较短,可靠性较差,且难于快速换刀。

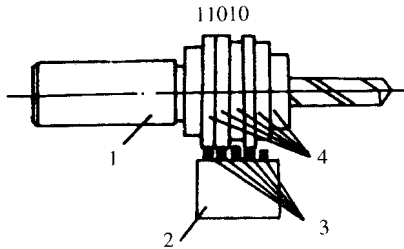


图 2-90 接触式刀具识别装置

1—刀柄 2—刀具识别装置;

3—触针 4—编码环。

(2) 非接触式刀具识别装置 非接触式刀具识别装置无机械接触、无磨损、无噪声、寿命长、反应速度快,适应于高速且换刀频繁的工作场合。常用的有磁性识别法和光电识别法。

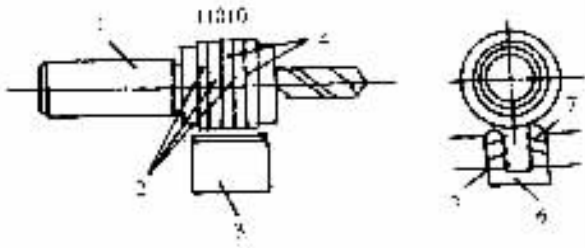


图 2-91 磁性识别装置

1—刀柄 2—导磁材料编码环 3—非接触式识别装置;

4—非导磁材料编码环 5—一次线圈;

6—检测线圈 7—二次线圈。

① 非接触式磁性识别法 磁性识别法是利用磁性材料和非磁性材料磁感应强弱不同,通过感应线圈读取代码。编码环的直径相等,分别由导磁材料(如软钢)和非导磁材料(如黄铜、塑料等)制成,规定前者编码为“1”,后者编码为“0”。图 2-91 所示为一种用于

刀具编码的磁性识别装置。图中刀柄 1 上装有非导磁材料编码环 4 和导磁材料编码环 2，与编码环对应的有一组检测线圈 6 组成非接触式识别装置 3。在检测线圈 6 的一次线圈 5 中输入交流电压时，如编码环为导磁材料，则磁感应较强，在二次线圈 7 中产生较大的感应电压。如编码环为非导磁材料，则磁感应较弱，在二次线圈中感应的电压较弱。利用感应电压的强弱，就能识别刀具的号码。当编码环的号码与指令刀号相等时，控制电路便发出信号，使刀库停止运转，等待换刀。

刀具编码的识别装置原理如图 2-92 所示。当数控装置接受穿孔纸带给出的选刀号 T 代码，由选刀控制电路使刀库快速转动，刀具依次通过识刀器，对应每个刀具的编码环感应出不同的信号，经刀号读出电路将编码环所表示的号码读出，通过输入控制存入刀号寄存器内，然后送入比较符合电路与数控装置，对已接收的 T 代码进行比较。若与给定的 T 代码不一样，则刀库仍继续转动，直到识刀器读出的刀具或刀座编码与 T 代码一致时，发出选刀符合信号，说明已选中刀具，此时刀库减速、定位、停止，所选刀具停在等待换刀位置。图中延时清零电路用来等待识刀器读完一个编码号后再进行比较识别，以免因读出信号时间上的不一致造成失误。每读完一次编码，延时清零电路经一定延时发出一次清零信号，使刀号寄存器清零复位，以便寄存下一个刀号。

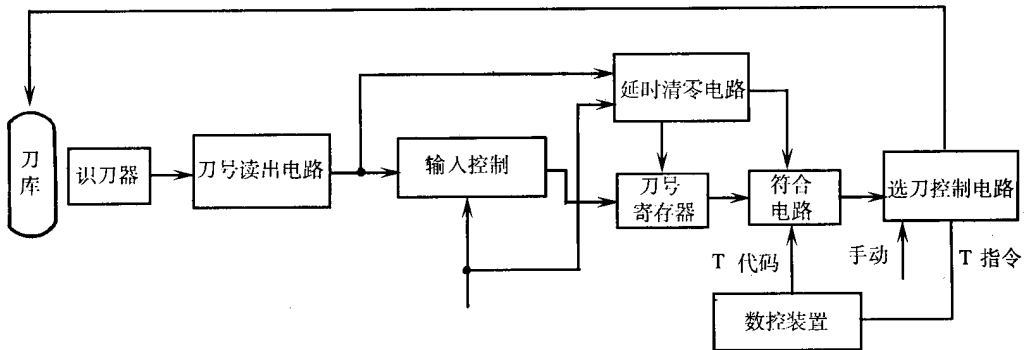


图 2-92 识刀装置原理框图

② 光学纤维刀具识别装置 这种装置利用光导纤维很好的光传导特性，采用多束光导纤维构成阅读头。用靠近的两束光导纤维来阅读二进制码的一位时，其中一束将光源投射到能反光或不能反光（被涂黑）的金属表面，另一束光导纤维将反射光送至光电转换元件转换成电信号，以判断正对这两束光导纤维的金属表面有无反射光，有反射时（表面光亮）为“1”，无反射时（表面涂黑）为“0”，如图 2-93（b）所示。在刀具的某个磨光部位按二进制规律涂黑或不涂黑，就可给刀具编上号码。正当中的一小块反光部分用来发出同步信号。阅读头的端面如图 2-93（a）所示，共用的投光射出面为一矩形框，中间嵌进一排共 9 个圆形受光入射面。当阅读头端面正对刀具编码部位，沿箭头方向相对运动时，在同步信号作用下，可将刀具编码读入，并与给定的刀具号进行比较而选刀。

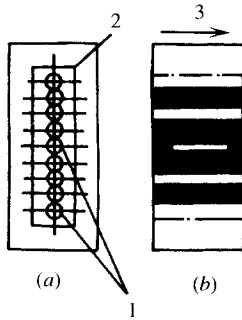


图 2-93 光学纤维刀具识别装置

1—受光入射面 2—投光射出面 3—阅读方向。

在光导纤维中传播的光信号比在导体中传播的电信号具有更高的抗干扰能力。光导纤维可任意弯曲,这给机械设计、光源及光电转换元件的安装都带来很大的方便。因此,这种识别方法很有发展前途。

近年来“图像识别”技术也开始用于刀具识别,刀具不必编码,而在刀具识别位置上利用光学系统将刀具的形状投影到许多光电元件组成的屏板上,从而将刀具的形状变为光电信号,经信息处理后存入记忆装置中。选刀时,数控指令 T 所指的刀具在刀具识别位置出现图形时,便与记忆装置中的图形进行比较,选中时发出选刀符合信号,刀具便停在换刀位置上。这种识别方法虽有很多优点,但由于该系统价格昂贵而限制了它的使用。

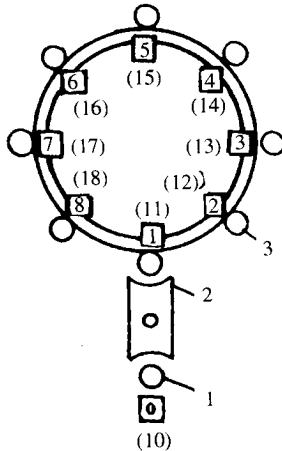


图 2-94 刀库中刀具位置编号

1—主轴 2—刀具交换装置 3—刀座。

(3)利用 PC 实现随机换刀 随着计算机技术的发展,利用软件选刀以代替传统的编码环和识刀器。在这种选刀和换刀的方式中,刀库上的刀具能与主轴上的刀具任意地直接交换,即随机换刀。主轴上换来的新刀号及还回刀库的刀具号,均在 PC 内部相应地存

储单元记忆。随机换刀控制方式需要在 PC 内部设置一个模拟刀库的数据表,其长度和表内设置的数据与刀库的位置数和刀具号相对应。这种方法主要由软件完成选刀,从而消除了由于识刀装置的稳定性、可靠性所带来的选刀失误。

① ATC(自动换刀)控制和刀号数据表 如图 2-94 所示,刀库有 8 个刀座,可存放 8 把刀具。刀座固定位置编号为方框内 1 号~8 号,为主轴刀位置号,由于刀具本身不附带编码环,故刀具编号可任意设定,如图 2-94 中(10)~(18)的刀号。一旦给某刀编号后,该编号不应随意改变。为了使用方便,刀号也采用 BCD 码编写。

在 PC 内部建立一个模拟刀库的刀号数据表,如图 2-95 所示。数据表的表序号与刀库刀座编号相对应,每个表序号中的内容就是对应刀座中所插入的刀具号。图中刀号表首地址 TAB 单元固定存放主轴上的刀具号, $TAB + 1 \sim TAB + 8$ 存放刀库上的刀具号。由于刀号数据表实际上是刀库中存放刀具位置的一种映像,所以刀号表与刀库中刀具的位置应始终保持一致。

地址	刀 号	
TAB	1 0	} 主轴刀号
TAB+1	1 1	
} 刀库刀号	1 2	
	1 3	
	1 4	
	1 5	
	1 6	
	1 7	
TAB+9	1 8	

图 2-95 刀库的刀号数据表

② 刀具的识别 虽然刀具不附带任何编码装置,且采用任意换刀方式,但是,由于在 PC 内部设置的刀号数据表始终与刀具在刀库中的实际位置相对应,所以对刀具的识别实质上转变为对刀库位置的识别。当刀库旋转,每个刀座通过换刀位置(基准位置)时,产生一个脉冲信号送至 PC,作为计数脉冲。同时,在 PC 内部设置一个刀库位置计数器,当刀库正转(CW)时,每发一个计数脉冲,使该计数器递增计数;当刀库反转(CCW)时,每发一个计数脉冲,则计数器递减计数。于是计数器的计数值始终在 1~8 之间循环,而通过换刀位置时的计数值(当前值)总是指示刀库的现在位置。

当 PC 接到新刀具的指令(TXX)后,在模拟刀库的刀号数据表中进行数据检索,检索到 T 代码给定的刀号,将该刀具号所在数据表中的表号数存放在一个缓冲存储单元中,这个表序号数就是新刀具在刀库中的目标位置。刀库旋转后,测得刀库的实际位置与要求的刀库目标位置一致时,即识别了所要寻找的新刀具。刀库停转并定位,等待换刀。识别刀具的 PC 程序流程图如图 2-96 所示。

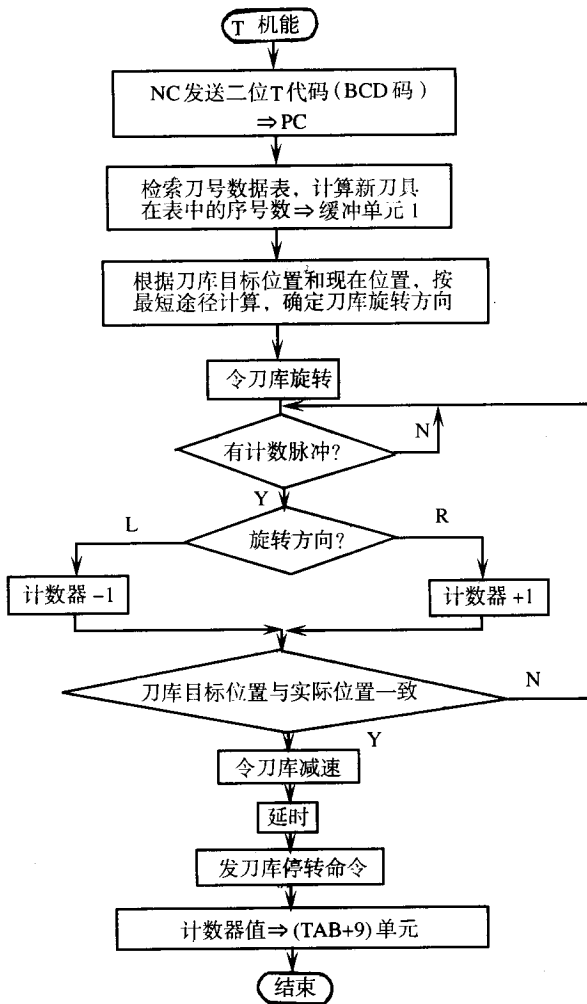


图 2-96 识别刀具的 PC 程序流程框图

③ 刀具的交换及刀号数据表的修改 当前一工序加工结束后需要更换新刀加工时, NC 系统发出自动换刀指令 M06 控制机床主轴准停。机械手执行换刀动作, 将主轴上用过的旧刀和刀库上选好的新刀进行交换。与此同时, 应通过软件修改 PC 内部的刀号数据表, 使相应的刀号表单元中的刀号与交换后的刀号相对应, 修改刀号表的流程如图 2-97 所示。

4) 刀具交换装置

实现刀库与机床主轴之间装卸和传递刀具的装置称为刀具交换装置。交换装置的形式和具体结构对数控机床的总体布局、生产率和工作可靠性都有直接影响。

(1) 交换装置的形式 交换装置的形式很多, 一般可分为两大类。

①由刀库和主轴的相对运动实现刀具交换 用这种形式交换刀具时,必须将主轴上用过的刀具送回刀库,再从刀库取出新刀,但两个动作不能同时进行。它适用采用 40 号以下刀柄的小型加工中心(如 XH754 型卧式加工中心)或换刀次数少的用重型刀具的重型机床。这种换刀方式没有机械手,因而结构简单,刀库回转是在工步与工步之间,故换刀时间较长,换刀动作也较多,但却免去了刀库回转时的振动对加工精度的影响。在这种换刀方式中,刀库可以是圆盘型、直线排列式,也可以是格子箱式等。圆盘型刀库可设在立柱顶上、立柱主轴箱的侧面,也可设在横梁一端。直线排列式刀库可设在工作台上方,也可设在工作台的一端或两端。格子箱式刀库可设在双工作台的中间。XH754 型卧式加工中心的自动换刀动作由主轴箱和刀库配合完成,自动换刀顺序如下:

I. 上一工步结束,主轴准停,主轴箱上升。此时主轴内有刀具,而正对着主轴的刀库刀位空着。

II. 主轴箱上升到顶部极限位置,刀柄进入刀库的空位,此时刀柄被刀库上的夹爪夹住,主轴内自动松刀。

III. 刀库前移把刀具从主轴中拔出。

IV. 刀库转位,把下一工步所需刀具转至主轴中心位置,压缩空气将主轴锥孔吹净。

V. 刀库后退,把下一工步所需刀具插入主轴孔,同时主轴内的刀柄自动拉紧装置拉紧刀柄。

VI. 主轴箱下降至工作位置,主轴起动,下一工步开始。

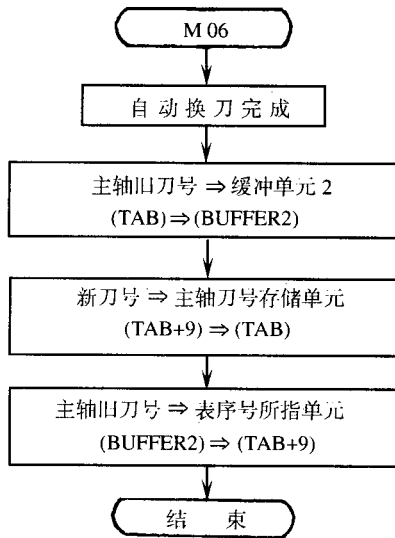


图 2-97 修改刀号表的流程框图

②由机械手进行刀具交换,由于刀库及刀具交换方式不同,换刀机械手种类繁多。机械手的类型见表 2-8 及图 2-98~图 2-118。

表 2-8 换刀机械手的结构及特点

类型	形式	应用	特点
单臂单手式	机械手作往复直线运动	用于刀具主轴与刀库刀座轴线平行的场合	结构较简单 换刀时间较长
	机械手摆动,其轴线与刀具主轴平行	用于刀库刀座轴线与主轴轴线平行的场合	
	机械手摆动,其轴线与刀具主轴垂直	用于刀库刀座轴线与主轴轴线垂直的场合	
单臂双手式	固定双手式	用于刀库刀座轴线与主轴轴线平行的场合 广泛用于加工中心	可同时抓住主轴和刀库中的刀具,并进行拔出、插入,换刀时间短
	可伸缩双手式		
	剪式双手式		
	双手不成 180°		
双手式	双手平行式	这种机械手还起运输作用	换刀时间较短 结构较复杂
	双手交叉式		
	双手有回转运动		

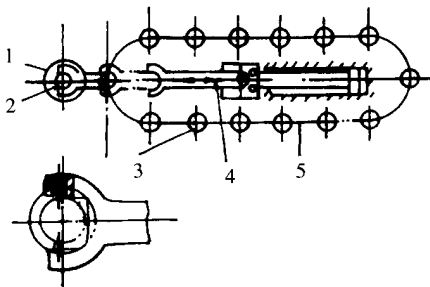


图 2-98 单臂单手式机械手(一)

1-机床主轴 2、3-刀具 4-机械手 5-刀库。

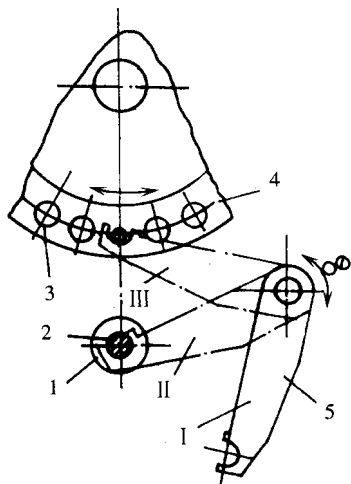


图 2-99 单臂单手式机械手(二)

1-机床主轴 2-旧刀 3-新刀 4-刀库 5-机械手

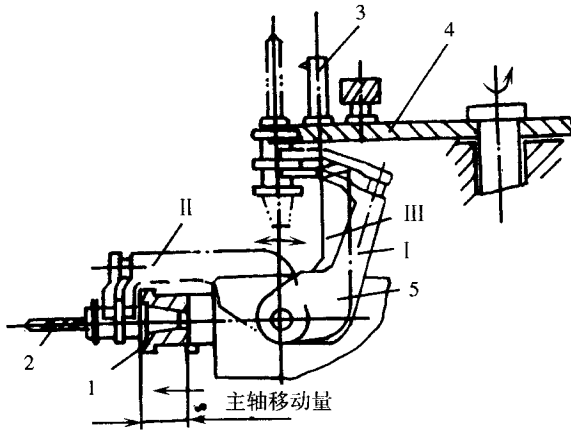


图 2-100 单臂单手式机械手(三)

1-机床主轴 2、3-刀具 4-刀库 5-机械手

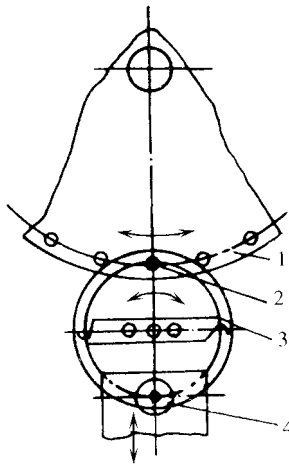


图 2-101 回转式单臂双手机械手(一)

1-刀库 2-换刀位置的刀座 3-机械手 4-机床主轴

下面介绍几种有代表性的换刀机械手

I. 单臂双爪型机械手 单臂双爪型机械手,亦叫扁担式机械手,是目前加工中心上用得较多的一种。其换刀动作如图 2-112 所示,而其手臂和手爪结构如图 2-113 所示。

这种机械手的拔刀、插刀动作,大都由油缸动作来完成。根据结构要求,可采取油缸动活塞固定,或活塞动油缸固定的结构形式。而手臂的回转动作,则通过活塞的运动带动齿条、齿轮传动来实现。机械手臂的不同回转角度,由活塞的可调行程来保证。

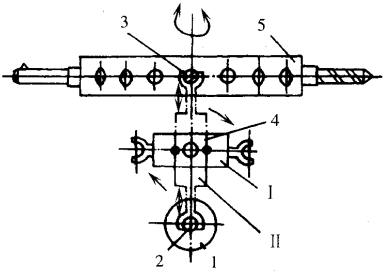


图 2-102 回转式单臂双手机械手(二)

1—机床主轴 2、3—刀具；
4—机械手 5—刀库。

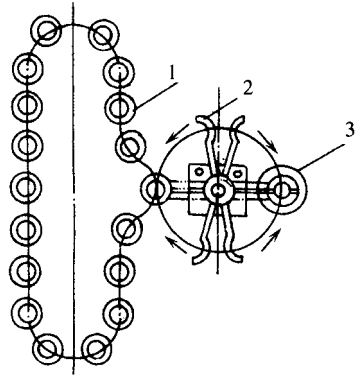


图 2—103 回转式单臂双手机械手(三)

1—刀库 2—机械手 3—机床主轴。

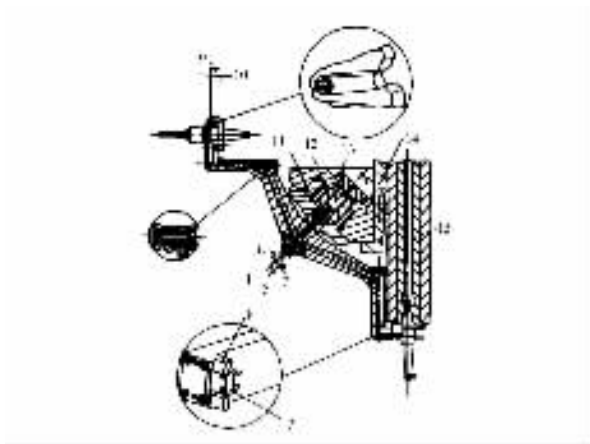


图 2-104 回转式单臂双手机械手(四)

1—抓手 2—拔刀 3—换位(旋转 180°)；
4—插刀 5—松刀 6—返回原位(旋转 90°)；
7—抓刀动块 8—抓刀定块 9—刀库；
10—刀库轴线 11—齿条 12—齿轮；
13—抓刀活塞 14—机械手托架 15—主轴。

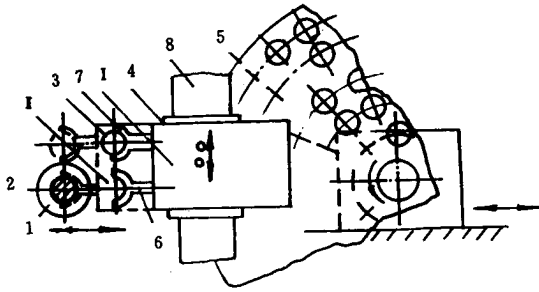


图 2-105 双手平行式机械手

- 1—机床主轴 2—旧刀 3—新刀 4—水平滑板 5—刀库；
6—卸刀机械手 7—装刀机械手 8—支柱；
I—后退位置；II—前移位置。

由于液压驱动的机械手需要采用严格的密封,还需较复杂的缓冲机构,控制一机械手动作的电磁阀都有一定的时间常数,因而换刀速度慢。近年来国内外先后研制出凸轮联动式单臂双爪机械手,其工作原理如图 2-114 所示。这种机械手的优点是由电动机驱动,不需较复杂的液压系统及其密封、缓冲机构,没有漏油现象,结构简单,工作可靠。同时,机械手臂的回转和插刀、拔刀的分解动作是联动的,部分时间可重叠,从而大大缩短了换刀时间。

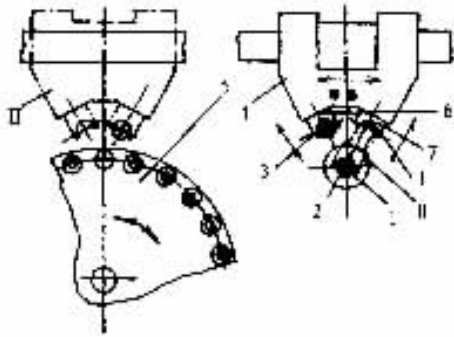


图 2-106 双手交叉式机械手

- 1—机床主轴 2—旧刀 3—新刀 4—机械手座；
5—刀库 6—卸刀机械手 7—装刀机械手。

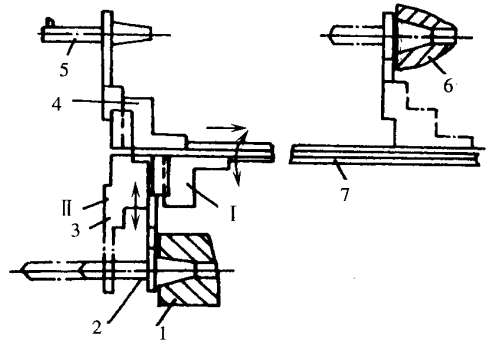


图 2-107 双手式机械手(一)

- 1—机床主轴 2—旧刀 3—卸刀机械手；
4—装刀机械手 5—新刀 6—刀库 7—导向装置。

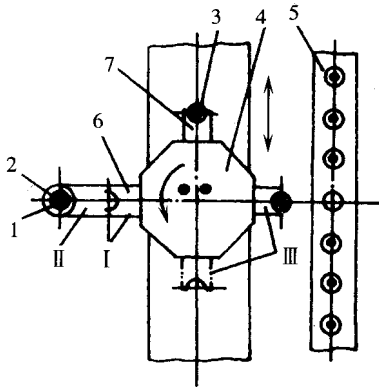


图 2-108 双手式机械手(二)

1—机床主轴 2—旧刀 3—新刀 4—机械手座；
5—刀库 6—卸刀机械手 7—装刀机械手。

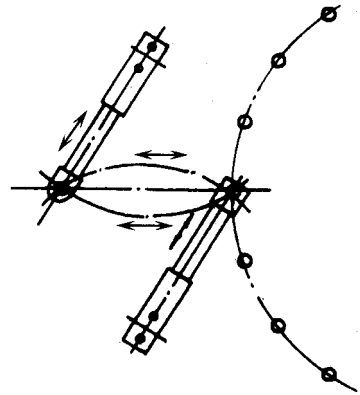


图 2-109 双手式机械手(三)

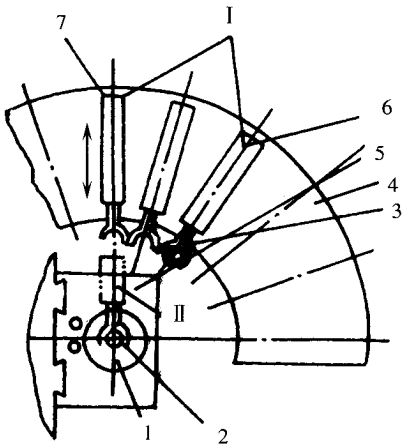


图 2-110 多手式机械手(一)

1—机床主轴 2—旧刀 3—新刀；
4—机械手托架 5—主轴头 6、7—机械手。

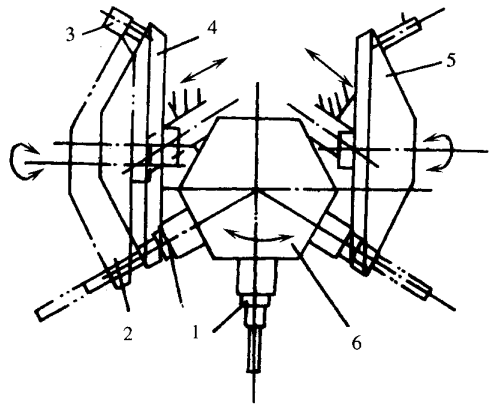
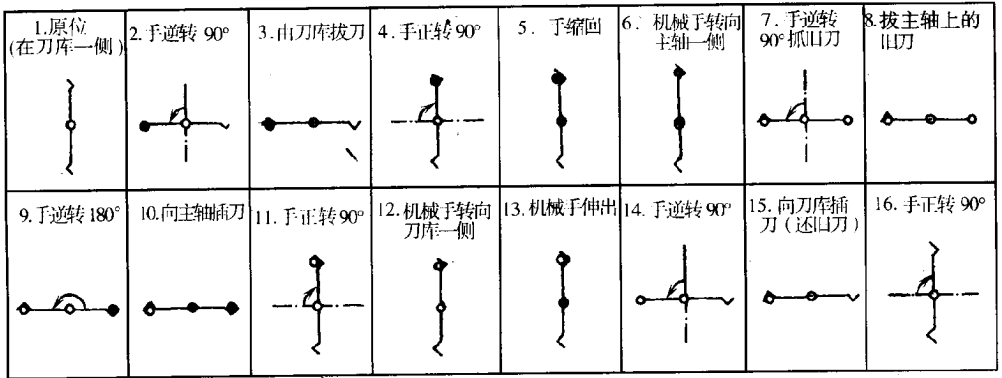


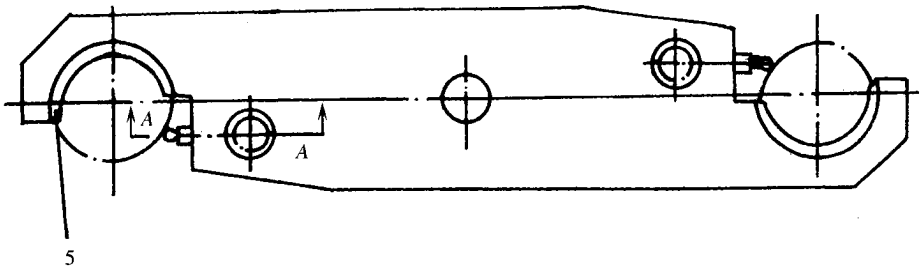
图 2-111 多手式机械手(二)

1—机床主轴 2—旧刀 3—新刀；
4、5—刀库 6—转塔头。



图例: ● 新刀; ○ 旧刀; ⊙ 拔刀; ⊗ 插刀

图 2-112 单臂双爪型机械手换刀动作示意图



A-A 放大图

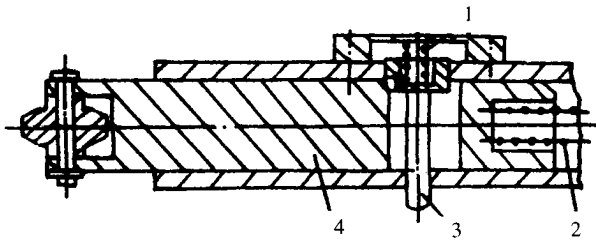


图 2-113 手臂和手爪结构

1、2—弹簧 3—锁销 4—活动销 5—手爪。

II. 双臂单爪交叉型机械手 JCS-013 型卧式加工中心所用换刀机械手就是双臂单爪交叉型机械手,如图 2-115 所示,该机械手的自动换刀过程如图 2-116 所示。

III. 单臂双手爪且手臂回转轴与主轴成 45° 的机械手这种机械手用于 HXK716 型立式加工中心。它换刀动作可靠,换刀时间短。缺点是刀柄精度要求高,结构复杂,联机调整的相关精度较高,机械手离加工区较近等。

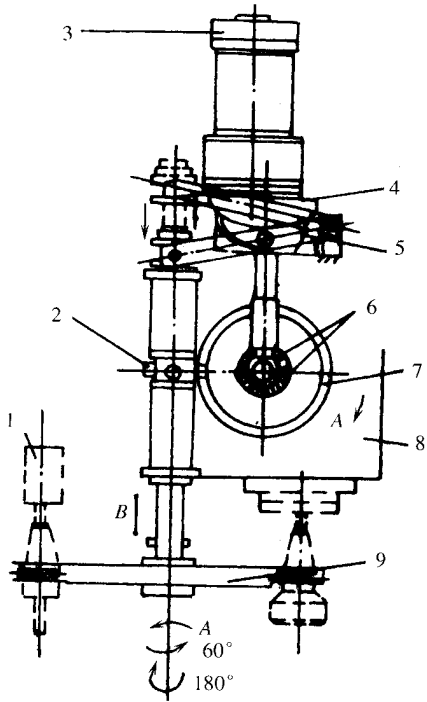


图 2-114 凸轮联动式换刀装置

- 1—刀套 2—十字轴 3—电动机；
4—圆柱槽凸轮（手臂上下）5—杠杆；
5—锥齿轮；7—凸轮滚子（平臂旋转）；
8—主轴箱 9—换刀手臂。

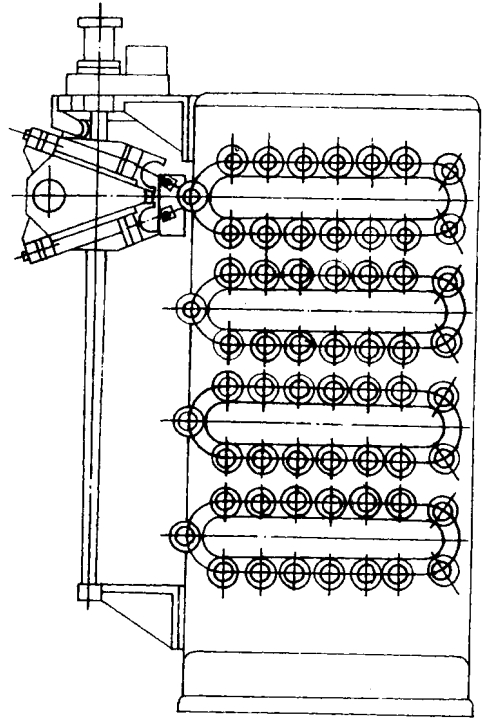


图 2-115 双臂单爪机械手

(2) 手爪形式

①单臂双爪式机械手的手爪 这种机械手的手爪,大都采用机械锁刀方式,有些大型加工中心,亦有采用机械加液压锁刀方式,以保证大而重的刀具在换刀中不被甩出。

较普遍采用的机械锁刀方式手爪——弹簧销式手爪,如图 2-113 中 AA 放大图所示。它是目前加工中心上用得较多的一种。手臂的两端各有一个手爪,刀具被由弹簧 2 推着的活动销 4 (类似人的拇指)顶靠在固定爪 5 中。锁紧销 3 被弹簧 1 顶起,使活动销 4 被销住,不能后退,这就保证了机械手在换刀过程中手爪中的刀具不会被甩出。当手臂处于抓刀位置时,锁紧销 2 被设置在主轴伸出端或刀库上的撞块压下,活动销 4 就可以活动,使得机械手可以抓住(或放开)主轴或刀库刀套中的刀具。

此外,钳形杠杆机械手,如图 2-117 所示,用得也较为普遍。图中锁销 2 在弹簧(图中未画出此弹簧,它类似图 1-113 中的 3)作用下,其大直径外圆顶着止退销 3,杠杆手爪 6 就不能摆动张开,手中的刀具就不会被甩出。当抓刀或还刀时,锁销 2 被装在刀库或主轴端处的撞块压回,止退销 3 和杠杆手爪 6 就能够摆动、张开,刀具就能装入或取出。钳

形手和杠杆手均为直线运动抓刀。

②无机手换刀方式的刀库夹爪 无机手换刀方式中,刀库夹爪既起着刀套的作用,又起着手爪的作用。图 2-118 所示为无机手换刀方式的刀库夹爪图。

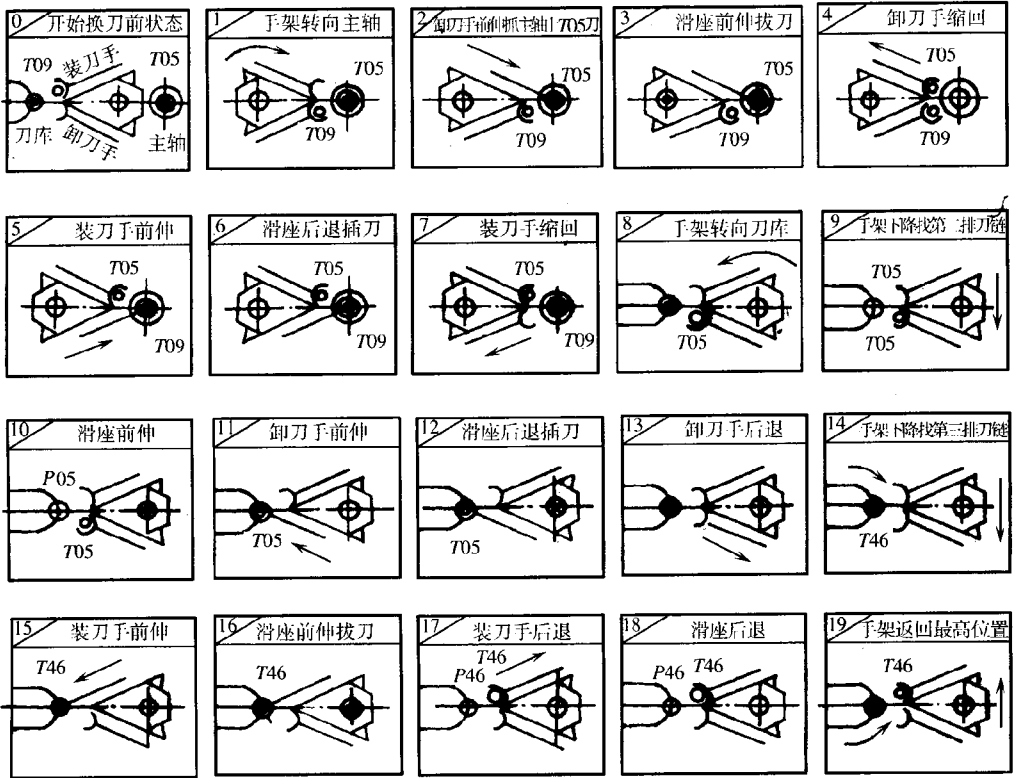


图 2-116 自动换刀过程

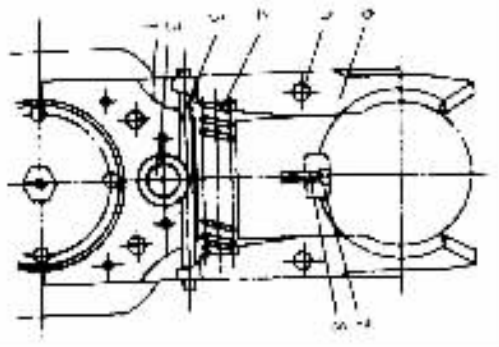


图 2-117 钳形杠杆机械手

- 1—手臂 2—锁销 3—止退销 4—弹簧 5—支点轴；
6—手爪 7—键 8—螺钉。

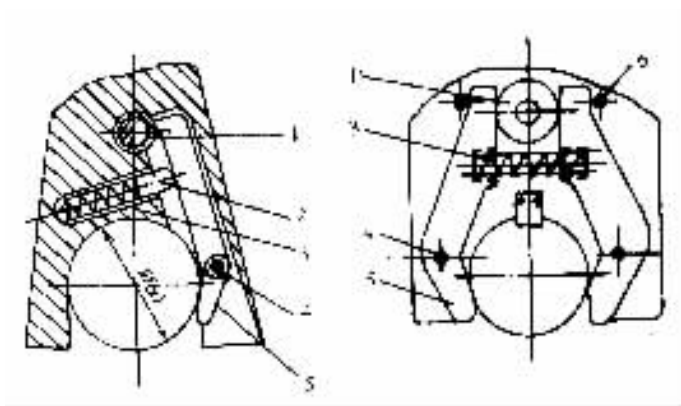


图 2-118 刀库夹爪

1—锁销 2—顶销 3—弹簧；
4—支点轴 5—手爪 6—挡销。

第四节 SWORD750 立式加工中心主轴系统简介

箭牌(SWORD)750 立式加工中心是引进 Cicinnati 的加工中心,配置 GEFANUC18i-MA 数控系统。该机床由数字式交流伺服电机驱动。电机可以实现正、反转和紧急停电时刹车功能,主轴有过载和过热保护功能。

主轴电机安装在主轴箱上面,通过多齿带与主轴相连。高精度主轴使用 40 系列锥柄,气动拉紧,主轴箱的安装非常便于维修,主轴箱轴承为油气润滑。

主轴参数如下,其功率特性如图 2-119 所示。

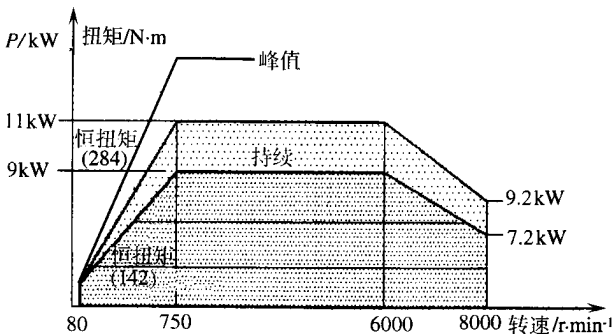


图 2-119 主轴功率特性图

连续功率	9kW
30min 切削功率	11kW
恒扭矩转速范围	60r/min ~ 750r/min
恒扭矩输出	142Nm
- 连续功率每转输出	0.012kW
恒扭矩输出(MTDR)	167Nm
- MTDR 功率每转输出	0.017kW
峰值扭矩输出(1min)	Kollmorgen 229Nm ,Fanuc 206Nm
拉紧力	8.5kN
换刀单元/刀库	
刀库容量	21 把刀
换刀方法	直接换刀
激励方法	电机混合
选刀方法	双向 ,最短路径
刀库旋转	电机和齿轮箱
换刀时间(切削到切削)	7 _s
切削到切削时间检测是在 Z 轴移动 140mm 和主轴转速在 1000r/min 相邻位置换刀。	
相邻位置满装时最大刀具直径	80mm
相邻位置空时最大刀具直径	160mm
最大刀具长度	385mm
最大刀具质量	6.8kg
刀柄类型	
No.40 系列	ISO407388/1 标准
拉钉	21 件
最大刀具质量包括刀柄	6.8kg
刀库最大承重	68kg
工作台	750
工作台尺寸	950mm × 520mm
工作台承重	750kg
T 型槽数	3
T 型槽尺寸	18mmH12 *
中心槽尺寸	18mm(H8)
T 型槽中心距	200mm
工作台距地面高度	812mm
进给驱动	

X Y Z 轴采用高性能交流伺服电机直接与丝杠相联接。脉冲编码器反馈装置直接

与电机轴相联接,使得机床取得高速的响应及稳定的控制。低惯性的电机转子可保证机器获得高的加速性能。

高频脉宽电机可以保证主轴正/反转和刹车。

丝杠直径	32mm
丝杠螺距	12mm
线性导轨	
线性导轨系统高承载能力和低摩擦系数	
床身刀轨间隔(Y 向轴)	676mm(2 根)
拖板导轨间隔(X 向轴)	375mm(2 根)
立柱导轨间隔(Z 向轴)	334mm(2 根)
导轨型号(Y 向轴)	HSR - 35(4 根)
导轨型号(X 向轴)	K - 35(4 根)
导轨型号(Z 向轴)	HSR - 35(4 根)
进给轴扭矩及进给速度	
Z 轴扭矩在主轴	10kN
X ,Y 轴扭矩	3.5kN
切削进给速度 :X ,Y ,Z 轴	15000mm/min
快速移动速度 :X ,Y ,Z 轴	24m/min
加/减速度	3.5m/s ²
定位精度	
检测温度在 20℃	
X ,Y ,Z 轴线性光栅尺为标准配置。	
定位精度按辛辛那提机床公司标准检测 :	X 轴 ,Y 轴 ,Z 轴
检测范围(全行程)	X 轴和 Y 轴 ,Z 轴
定位精度	± 3μm
重复定位精度	± 1μm
检测方向	单向
定位精度按 ISO2302/2 :1997 标准 ,ISO 标准为频带宽 ,不是 ± 公差	
X 轴和 Y 轴	
Z 轴	
定位精度	0.008mm
单向重复定位精度	0.004mm
气源要求	
气源主要用驱动主轴拉紧、松开刀柄。	
最大空气消耗量	6.6 ³ m ₃ /s
工作压力	5.5bar ± 1bar

气源应该过滤,使得固体微粒不超过 $5\mu\text{m}$ 。

润滑系统

润滑油或脂 频率

丝杠螺母

锂基脂 1000h

X - Y - Z 轴导轨轴承

锂基脂 免维修

主轴轴承

自动油润滑系统和恒定气流结合

在一起过往轴承进行润滑。

油气润滑系统

液压油 每天检查 240h 加油 32mL

冷却和排屑系统

冷却系统仅使用水溶性冷却液。

冷却液传递

冷却液通过两根柔性管冷却
(主轴内冷为选件)。

冷却箱容量

178L

冷却泵

1. 标准冷却泵

25L/min

2. 带主轴内冷泵流量

27L/min(0.1MPa(代替标准泵))

3. 带自动冷却系统泵流量

40L/min(代替标准冷却泵)

手动排屑器可以方便排屑。

电源要求

完整的电器设备包括所有电机和与其相关设备

机床电压为 $380\text{V} \pm 10\%$ 3 相 50Hz , 电压波动

最大功率消耗(连续)

25kVA

最大负载电压 $380\text{V} \pm 10\%$

38A

机床重量/面积

净重

4000kg

最大距地面高度

2.7m

长度

2.4m

深度

2.8m

带排屑器长度

2.8m

防护门打开尺寸

965mm

安装用调整垫和调整螺钉,详细看机床安装图。

环境条件

环境温度 5°C 到 30°C (最大不超过 40°C)

相对湿度不超过 80%

海拔高度不超过 1000m

超过此条件时向工厂查询。

最大精度和稳定性在 20°C 下获得

噪声水平：

78dB

噪声水平检测按照 E. C89/392EEC 标准和修订版 91/368/EEC 和 93/44/EEC。检测即要求满足在切削时合格又要求满足无负载最大转速条件时合格。噪声水平检测时需要的参数根据要求可以提供。

排屑箱在机床侧面,可以手动拉出排屑。自动排屑系统是可选件。

异味和冷却烟雾

当加工材料为易产生异味和烟雾时,注意使用者应考虑健康和标准。

防火

加工低熔点材料时,用户应考虑如何避免造成的危害。

标准的机床配置 GEFANUCI8i - MA 数控系统标准功能。标准坐标管理性能

- * 控制轴数 4 轴
- * 连动轴数 4 轴
- * 编程分辨率 0.001 或 ~ 0.0001 英寸
- * 直线插补
- * 螺旋线插补
- * 刚性攻丝
- * 圆弧插补
- * 图形功能
- * 矢量进给控制
- * 切削进给夹紧
- * 每分进给编程
- * 编程进给率修调 0% ~ 150%
- * 快速转换修调 1% ~ 100%
- * 自动加减速
- * 准确停 G09,准确停模式 G61
- * 暂停(O4)
- * 参考点返回检测(G27)
- * 绝对零点编程
- * 机床坐标点编程
- * 编程数据输入(G10)
- * 绝对(G90)/增量命令(G91)
- * 十进制编程/计算器十进制输入
- * 4 或 5 位数字 S 码
- * 8 位数 T 码
- * 2 位数 M 码
- * 编程尺寸 + / - 8 位数

- * 选择程序跳跃
- * 刀具偏置 99 对, + / - 6 位数
- * 刀具偏置类型磨损
- * 刀具长度补偿(G43 ,G44 ,G49)
- * 刀具寿命管理(姊妹刀)
- * 间隙补偿
- * 丝杠螺距误差补偿
- * 编程数搜索
- * 跳跃功能(G31)
- * 序号搜索
- * 缓冲存储记录
- * 手动连续轴点动
- * 单程序运行
- * 空运转
- * MST 功能锁定
- * 所有机床轴锁定
- * Z 轴锁定
- * 键开关编程保护
- * 报警和操作信息显示
- * 绝对、相对和机床坐标显示
- * 零件程序存储 160m
- * 记录程序 63
- * 自诊断功能
- * 镜像功能
- * 控制电池报警
- * 固定循环
- * 工作坐标系(G45 - G59)
- * 刀具补偿
- * 手轮
- * 背景编程
- * 米制/英制编程
- * 编程子程序(4 级嵌套)
- * 编程代码 :EIARS - 244 和 ISO840 码自动识别
- * 主轴速度修调 50% - 120%
- * 宏程序 B 编程
- * RS - 232C 接口

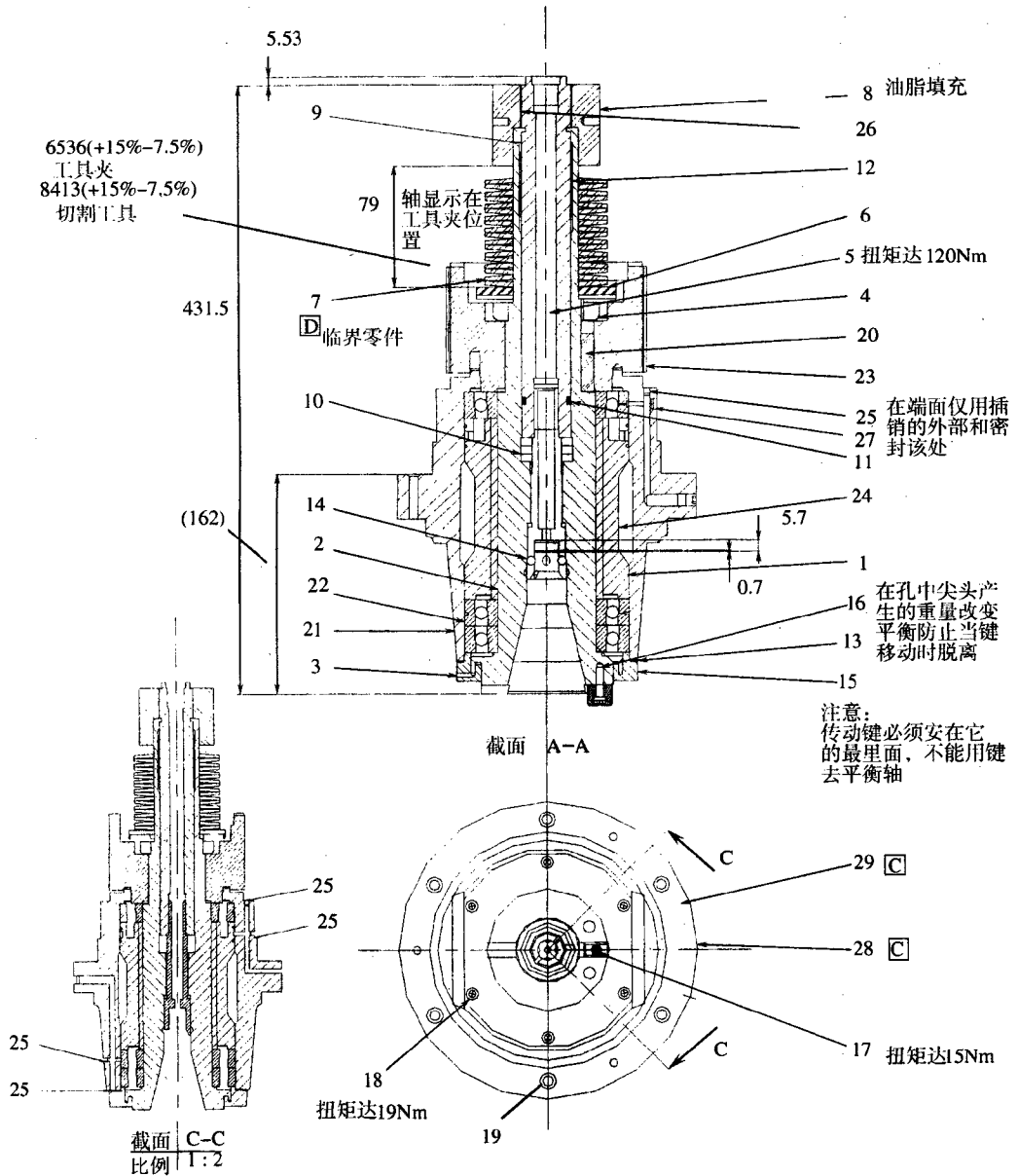


图 2-120 主轴装配图

- 1—环 $3.0 \times 104.51/D$ 2—轴 3—轴承盖 4—垫圈锁 5—螺母锁 6—弹簧板 7—不对称弹簧组；
 8—顶圈弹簧 9—顶杆 10—挂钩 11—带唇形密封条 12—轴承滚珠隔离圈；
 13—圈垫圈 14—钢球 15—键驱动 16—退刀槽 17—螺丝钉帽 (M6×20) 18—螺丝钉帽 (M8×20)；
 19—平螺丝钉 (M6×12) 20—键 21—外壁 22—润滑油轴承 23—高扭矩滑轮 24—间隔轴承；
 25—插销保护 26—尼龙衬垫 27—插销管 R0.375 28—保养盘 29—推力螺丝钉。

* 步进模式

- * 报警记录显示
- * 操作记录显示
- * 维修记录显示
- * 帮助功能
- * PCMCIA 存储卡接口

主轴部件装配图如图 2-120 所示, 主轴部件图如图 2-121 所示。

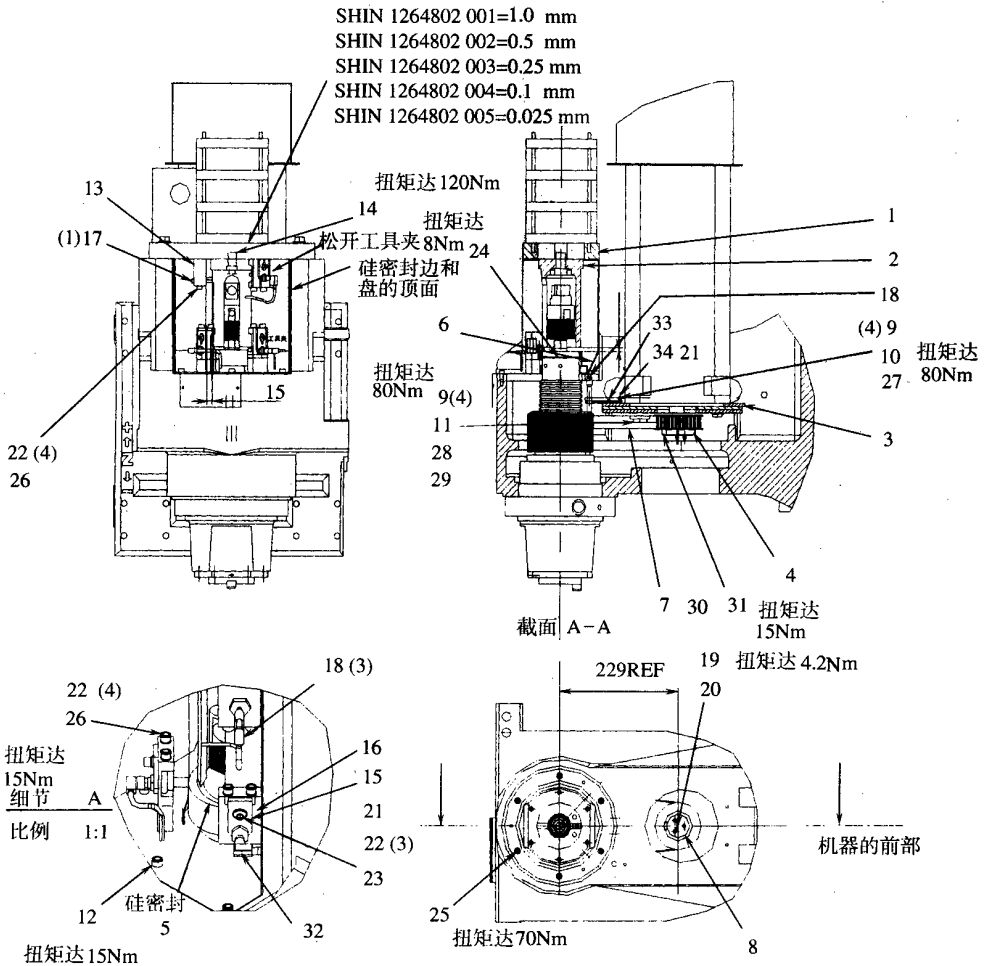


图 2-121 主轴部件图

- 1—圆柱板 2—排出器 3—圆电机衬盘 4—皮带轮 5—冷却偏针仪 6—冷却盘 7—带子 8—金属板 9—垫圈；
 10—六角螺钉 (M12×40) 11—六角螺钉 (M12×60) 12—螺丝钉帽 (M6×10) 13—排出器队列块；
 14—螺丝钉帽 (M6×30) 15—圆转辙器衬盘 16—转辙器垫板 17—滚转销 (10×40) 18—近转换 (M8)；
 19—六角螺钉 (M12×50) 20—螺丝钉帽 (M12) 21—垫圈 (M6) 22—弹簧垫圈 (M12) 23—螺丝钉帽 (M12×20)；
 24—转动设置盖 25—螺丝钉帽 (M10×40) 26—螺线钉帽 (M6×70) 27—平螺丝钉 (M12×20) 28—弹簧垫圈 (M12)；
 29—六方螺母 (M12) 30—垫圈 (N6) 31—平螺丝钉 (M6×12) 32—漏斗管 33—圆转辙器 34—螺丝钉帽 (M6×12)。

第三章 数控车床

第一节 CK7815 型数控车床

一、CK7815 型数控车床的布局及主要部件

1. 机床的使用范围

CK7815 型数控车床具有加工精度高、稳定性好、生产效率高、工作可靠等优点。该机床主要用于对圆柱形、圆锥形和各种成形回转表面车削各种螺纹,以及对盘形零件的钻、扩、铰和镗孔等加工。它适用于航天航空、国防、石油、电机、仪表、汽车、拖拉机及机械制造等诸行业中的回转体零件的中小批量生产。其外形见图 3-1。

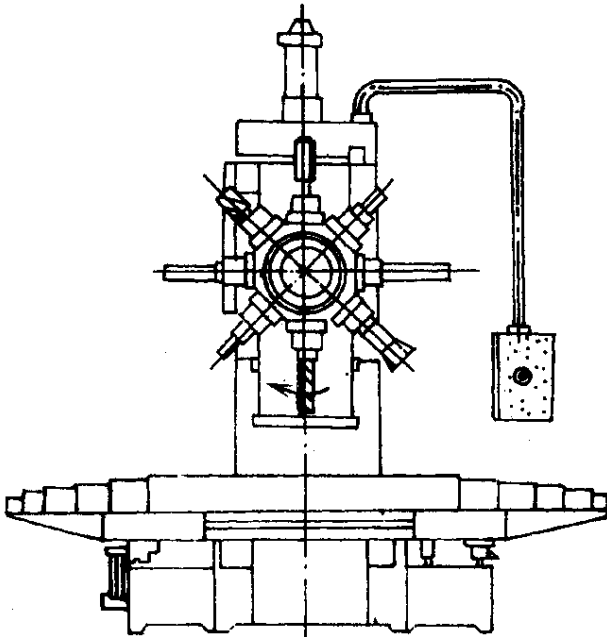


图 3-1 CK7815 型数控车床

2. 机床的布局及主要部件的结构特点

机床为机、电、液、气四位一体,按照人机工程学宜人化进行布局设计,全封闭防护,操作简便,维修方便。

机床采用卧式床身,60°倾斜导轨布局形式,以利于排屑。床身为整体高刚性结构。矩形导轨,采用宽支承窄导向的设计以增加运动平稳性。导轨采用感应淬火,在对应床鞍接触面为贴塑导轨,明显降低滑动导轨的摩擦阻力,而且动刚度不因阻尼的变小而变差,于是具有良好的动态特性。

床身左端为主轴箱,其结构简单,无齿轮传动。主轴由交流调速主轴电机驱动,机床在低转速下也具有高功率输出,恒功率区宽。机床可以无级调速和恒线速度切削,有利于降低端面加工时的表面粗糙度值,且便于选取最能发挥刀具切削性能的切削速度。主轴承为超精密角接触球轴承和双列圆柱滚子轴承以保证主轴的刚性和精度。主轴轴承采用高级润滑,温升低,热变形小。

机床纵向和横向运动均采用交流伺服电机,其中X轴是通过同步齿形带驱动滚珠丝杠副。纵向驱动装置安装在纵向床身导轨之间。脉冲编码器与滚珠丝杠相联,可直接反映滚珠丝杠精度。机床采用间歇润滑系统对床身导轨、床鞍和滚珠丝杠等部件集中润滑,定时定量供油。

机床卡盘和尾座均为液压控制。液压夹紧油缸为高速卡盘液压缸。卡盘为高速液压卡盘。尾座在床身右端。卡盘的松夹和尾座套筒的进退由操纵面板上的按钮来控制。

机床床鞍溜板导轨上装有8位或12位的电动轨塔刀架(见图3-1右上图),具有分度转位快、平稳可靠、无渗漏等优点。分度控制采用编码器和接近开关,电气设计上增加了双保险安全保护环节以确保电机安全、换刀准确。

机床配有自动对刀仪,通过接触式传感器,可以快而准地测出刀具安装调整时的偏差值,并将测得的数据存储在计算机中,在加工中自动进行补偿。该装置也可以用于检测刀具磨损与破损并给予自动补偿或及时报警。

机床具有良好的功能扩展性,机床配置排屑器,可实现排屑自动化。机床可配自动拉门和卡盘自动吹屑。机床可配上下料机械手构成柔性制造单元(PMC)或柔性制造系统(FMS)。

机床数控系统可配用日本FALNU-5T、6T、6TB、3TA、3IF等CNC系统。随着数控技术的飞速发展,目前,该数控车床的数控系统已是FANUC-OT、OTC、OTD、OTE-A-2等CNC系统,此外也可以配用美国A-B公司A-B8400GLC、德国西门子公司SIENU-MERIK810T等系统。

二、主要技术参数

1. 机床的主要技术参数

最大回转直径(床身上/床鞍上)

540mm/260mm

最大切削直径

轴类零件	150mm	
盘类零件	400mm	
最小外圆车削直径	10mm	
最大车削长度	500mm	
主轴转速范围		
高速区域	直流电动机 { 22r/min ~ 1800r/min	无级
低速区域		
交流电动机	{ 37.5r/min ~ 5000r/min	
	{ 15r/min ~ 2000r/min	
锥孔锥		莫氏 5#
工作进给速度	{ 0.01mm/r ~ 500mm/r 0.0001 英寸/r ~ 50 英寸/r	
	{ 1mm/min ~ 2000mm/min 0.01 英寸/min ~ 600 英寸/min	
快速移动速度		
纵向		12/min
横向		9m/min
刀架行程		
纵向		660mm
横向		240mm
刀具数		8 或 12
尾架驱动方式		液压
预紧力		1600 ~ 5000N
行程		90mm
锥孔锥度		莫氏 4#
主轴电机功率		
连续		5.5kW
30min		7.5kW
进给伺服电机		
额定功率		1.4kW
额定转速		1500r/min
机床质量		3500kg
精度		
横向定位精度		$\pm 0.025\text{mm}/300\text{mm}$
重复定位精度		$\pm 0.01\text{mm}$
车削工件直径误差		$\pm 30.018\text{mm}$
圆度误差		$\pm 0.01\text{mm}$
端面平面度误差		$\pm 0.027\text{mm}$

轮廓尺寸

2395mm × 1385mm × 1860mm

(不带排屑器)

2. 数控系统的主要技术规格(FANUC-6T)

(1)系统的组成 :FANUC-6T 系统组成见图 3-2。

(2)主要技术规格见表 3-1。

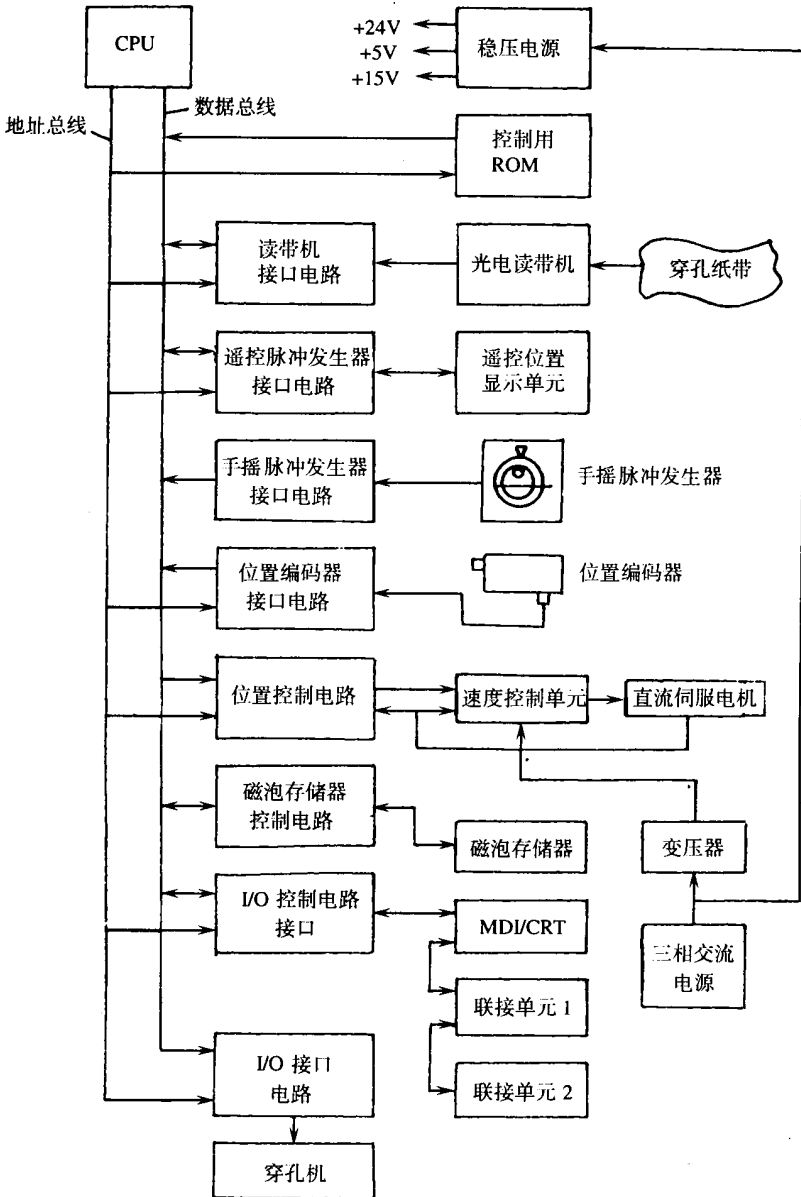


图 3-2 FANUC-6T 系统组成框图

表 3-1 FANUC—6T 系统技术规格

序号	名称	规格								
(1)	控制轴	X 和 Z 两轴								
(2)	同时控制轴数	两轴(快速、进给和手动)								
(3)	设定单位	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>最小设定单位</td> <td>X、Z 轴 0.001mm</td> <td>0.0001 英寸</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">最小移动单位</td> <td>X 轴 0.005mm</td> <td>0.00005 英寸</td> </tr> <tr> <td>Z 轴 0.001mm</td> <td>0.0001 英寸</td> </tr> </table> <p>上述 x 轴为直径编程,也可以选用半径编程。最小设定单位通过参数设定,可变为 0.01mm、0.0001mm、0.0001mm 或 0.00001 英寸</p>	最小设定单位	X、Z 轴 0.001mm	0.0001 英寸	最小移动单位	X 轴 0.005mm	0.00005 英寸	Z 轴 0.001mm	0.0001 英寸
最小设定单位	X、Z 轴 0.001mm	0.0001 英寸								
最小移动单位	X 轴 0.005mm	0.00005 英寸								
	Z 轴 0.001mm	0.0001 英寸								
(4)	最大指令值	$\pm 99999.999\text{mm}$ ± 9999.9999 英寸 当英制输入、米制输出时,最大指令值为 3937. 咖 8 英寸								
(5)	指令值	8 通道纸带 (EIA RS—227, JS01154, JIS C6246)								
(6)	纸带代码	EIA RS—244A								
(7)	纸带格式	字地址格式可变程序段								
(8)	小数点编程	数据可用小数点形式输入,用小数点输入的地址有 X、Z、U、W、I、K、R、E 和 F								
(9)	快速进给率	快速进给速度可达 24000m/min 或 960 英寸/min,每个轴的速度均可通过参数设定,快速进给倍率为 F0 25、50 或 100%								
(10)	进给率(G98, G99)	进给可以为每转进给或每分进给,通过 G 码指定 G98 指令每分钟进给量范围 (1 ~ 1500)mm/min (0.01 ~ 600)英寸/min G99 指令主轴每转进给量范围 (0.01 ~ 500)mm/r (0.0001 ~ 50.0000)英寸/r,倍率范围可从 0% ~ 200%,每次增量值为 10%								
(11)	自动减加速	在快速进给中,不管是自动还是手动,自动加减速都是线性的,因而定位时间短								
(12)	绝对值/增量值编程	地址为 X、Z 时为绝对值编程,地址为 U、W 时为增量值编程,二者可在同一程序段内使用								
(13)	坐标系设定(C50)	用 G50 和 X、Z 坐标可以设定坐标系,使现时的刀具位置变为规定值								
(14)	定位(G00)	执行 G00 指令机床快速运动,并减速停止在终点								
(15)	直线插补(G01)	直线插补时,进给速度由 F 码指令								
(16)	圆弧插补(G02, G03)	任何 0°到 360°的圆弧均可用 G02、G03 编程,G02 为顺圆,G03 为逆圆								

序号	名称	规格
(17)	螺纹切削(G32)	直螺纹和锥螺纹均可用 F 码直接设定导程
(18)	缓冲寄存器	当程序开始执行时,纸带信息的一个程序段被读入缓冲寄存器,这就避免了由于读带机引起的停顿 在数据进入缓冲寄存器时,BUF 被显示在 CRT 上
(19)	暂停(G04)	使用 G04 时,可以推迟下一程序段的执行时间,延迟的时间由地址 P、U 或 X 指定
(20)	辅助功能(M2 位)	对机床(ON/OFF),由地址 M 和两位数字组成,每个程序段中只能指令一个 M 码
(21)	主轴速度功能(踏位)	主轴速度由地址 S 和两位数字指令
(22)	刀具功能(T2/T4 位)	刀具选择和刀具偏移可以用 T 和两位或四位数字指令
(23)	刀具偏移	T 码后面数字中最后一位(T 码为两位数字)或最后两位(T 码后为四位数字)表示刀具偏移号。偏移值应预先用 MDI 键盘输入到相应偏移号的存储器中,标准的偏移存储器为 16 组,可以任选扩充到 32 或 64 组
(24)	空运转	空运转时为连续进给,枷指令有效,快速移动倍率也有效 通过参数设定也可以进行快速空运转
(25)	互锁	可以同时停止两轴的进给,互锁动作时,机床可动部分减速停止,互锁信号清除后,机床加速开始进给
(26)	单程序段	使程序一段一段地执行
(27)	跳过任选程序段	把机床上跳步开关放在“ON”位置时,跳过程中带“/”码的程序段
(28)	手动绝对值开关 ON/OFF	手动操作移动刀具的距离可以加在绝对坐标值上 当手动绝对值开关为 ON 加,OFF 不加
(29)	辅助功能锁定	可以使机床上的 M、S 和 T 功能信号停止传送
(30)	机床锁定	除机床不运动外,其他方面与机床运动时一样动作,在程序运行中途也有效
(31)	进给保持	在各轴上的进给可以停止,按循环启动按钮可以恢复自动运行,在进给开始前可以进行手动操作
(32)	倍率取消	从机床上可以发出信号,使进给倍率开关无效,保持 100%进给率
(33)	紧急停	按动急停按钮,所有指令停止,机床也立即停止
(34)	外部复位	可以从外部进行 NC 复位,所有指令停止,机床减速停止
(35)	外部电源开关	从机床操作面板等装置外部,进行电源的接通和断开

序号	名称	规格
(36)	超程	当机床运动部件到达行程极限时,发出信号,机床减速停止并作超程显示
(37)	手动连续进给	(1)手动连续进给有24级,按等比级数排列,用手动开关转换 (2)手动也可快速进给,进给率可用参数设定,倍率开关有效
(38)	增量进给(步进进给)	可进行步进定位,步进量为(0.001,0.01,0.1,1,10,100)mm(米制); (0.0001,0.001,0.01,0.1,1,10)英寸(英制)
(39)	原点按钮	由MDI键盘改变坐标0点以设定工件坐标系,以使刀具定位
(40)	顺序号检索	使用MDI和CRT检索程序中的顺序
(41)	程序号检索	利用MDI和CRT检索地址O后面4位程序号 在ISO码中用冒号(:)代替O
(42)	间隙补偿	用来补偿机床运动系统中固有的刀具运动损失,补偿量为0~255个最小设定单位,用参数设定
(43)	NC准备信号	这个信号在NC电源接通和控制系统准备好发送给机床,当电源切断时信号停止
(44)	伺服准备信号	伺服准备信号发往机床,当没有这个信号时,进行轴的制动
(45)	重绕信号	NC发出这个信号,纸带反绕
(46)	NC报警信号	报警状态出现时,NC发出报警信号
(47)	分配信号	当运动指令完毕后,NC发出分配信号。如在一个程序段中指令了M、S、T功能以及运动指令,这个信号可以在运动指令完成后,指令执行M、S、T功能
(48)	循环操作信号	循环操作期间NC发出这个信号
(49)	循环开始指示灯	循环开始时,NC发出这个信号,指示灯亮
(50)	进给保持指示灯	进给保持状态下,NC发出信号,指示灯亮
(51)	程序锁定	使用这个功能禁止显示、设定和编辑 N9000 - 9899

序号	名称	规格
(52)	环境条件	(1)环境温度 运转时 0℃ ~ 45℃ 运输和保管时 - 20t℃ ~ 60℃ (2)温度变化 最大 1.1°/min (3)湿度 通常 75% 以下(相对湿度) 短期允许 95% (4)振动 运转时 0.5g 以下 (5)在尘埃、切削油、有机溶剂浓度较高环境中使用时请与 NC 制造厂家联系
(53)	质量	分离型 最大 260kg(带一个伺服变压器) 最大 300kg(带两个伺服变压器) 内置型 1 :最大 120kg 内置型 2 :最大 210kg 无壳型 55kg
(54)	自诊断功能	能检查下述内容 (1)反馈的异常 (2)位置控制异常 (3)伺服系统异常 (4)过热 (5)删异常 (6)ROM 异常 (7)RAM 异常 (8)MDI 或 DPL 数据的传送 (9)零件程序存储器异常 (10)纸带读带机异常 (11)同 Pc 的数据传送异常

三、机床传动系统

图 3-3 是 CK7815 型数控车床的传动系统图。

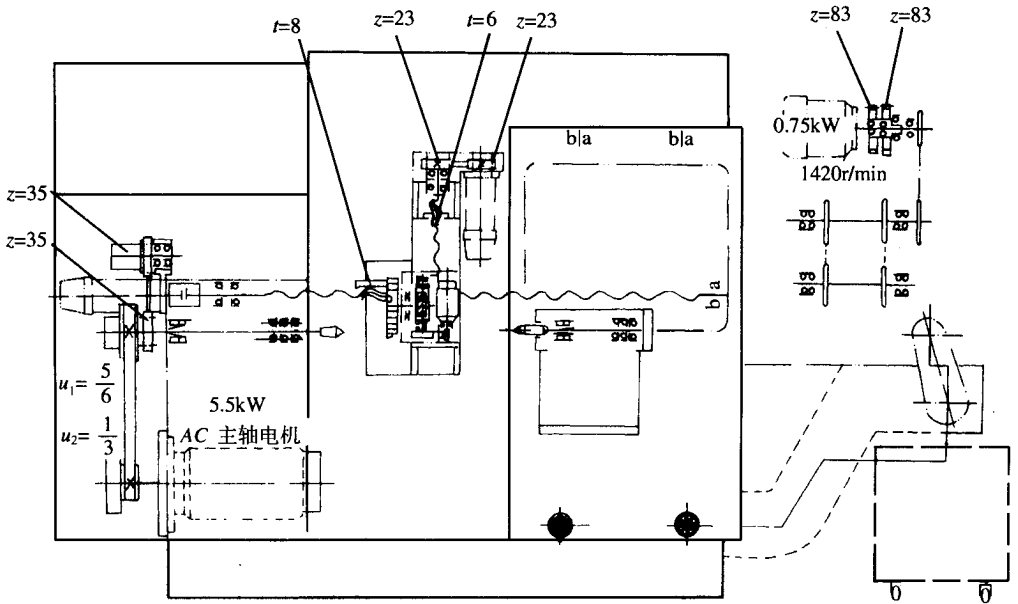


图 3-3 CK7815 型数控车床传动系统

主轴 AC—6 型 5.5kW 交流调速电机或 DC—8 型 1.1kW 直流调速电动机通过两级塔式带轮直接带动,由电气系统无级调速。由于传动链中没有齿轮,故噪声很小。

当采用交流调速主轴电机时,其基本转速为 1500r/min,两级齿轮的传动比为 $U_1 = 5/6$; $U_2 = 1/3$ 。当电动机转速在 1500r/min—4500r/min 时,为恒功率输出;当电动机转速在 1500r/min 以下时,为恒转矩输出。当主轴电机转速在 4500r/min 以上时,输出功率下降 1/3。主轴转速图和功率特性见图 3-4(a)。

当用直流主轴电动机时,其主轴转速和功率特性见图 3-4(b)。采用传动比 $D_1 : 1 : 1$; $U_2 = 3/5$ 的带轮,机床主要适于高速加工,在最低转速时由于功率过低,实际加工的有效功率很低,是无法进行切削的。

最高转速因受卡盘和卡盘油缸极限转速的制约,实际上达不到 5000r/min。一般为 4500r/min,使用 HOIMA6 型卡盘时,最大只允许 3200r/min。纵向 Z 轴进给为直流伺服电机直接带动滚珠丝杠。滚珠丝杠的螺距为 8mm,电机为 FB15 型。额定转矩 18Nm,最大转矩为 157Nm。最高转速为 1500r/min,输出功率为 1.4KW。

横向 x 轴进给电机与 Z 轴相同,通过同步齿形带带动横向滚珠丝杠。这种结构轴向尺寸比较小。

刀盘转位是由电机经过齿盘、蜗轮副实现的。

尾架套筒内活顶尖支承在前后两组轴承上,由液压油缸来操纵。

排屑机构是由电机、减速器和链轮传动的。

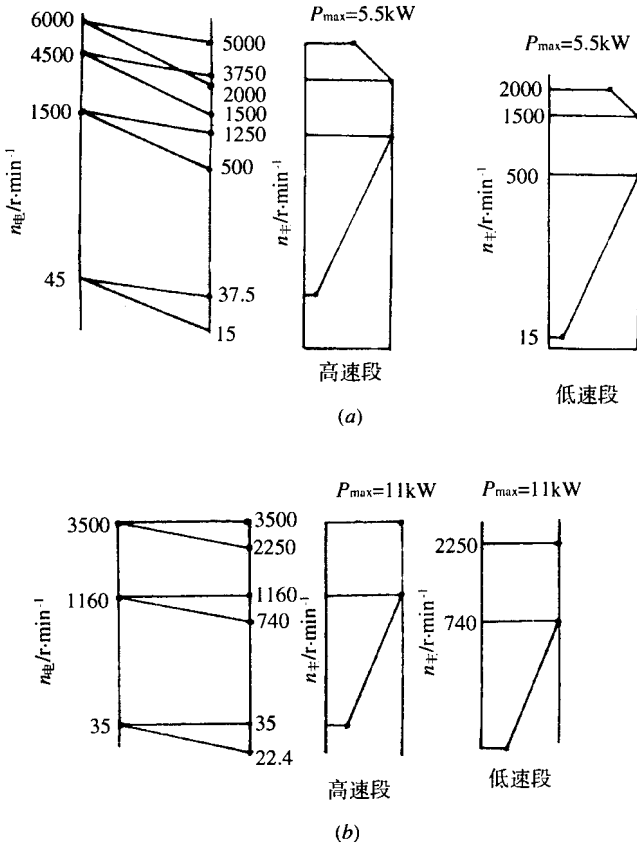


图 3-4 主轴转速和功率特性

四、机床的结构及调整

1. 主轴箱结构

图 3-5 是 CK7815 型数控车床的主轴箱展开图。电动机通过带轮 1、2 和三联 V 型带带动主轴。

主轴 9 前端是三个角触球轴承,前面两个大口向外(朝向主轴前端),后面...个大口朝里(朝向主轴后端)形成背靠背组合形式。轴承由圆螺母 11 预紧,预紧量在轴承制造时已调好。因为带轮 2 直接安装在主轴上,又没有卸荷装置,为了加强刚性,主轴后支承为双列向心短圆柱滚子轴承。其径向间隙由螺母 3、7 来调整,螺母 8 和 10 是压块锁紧圆螺母,其作用是防止螺母 7 和 11 的回松,通过 7 和 8,10 和 11 之间端面上的圆柱销来实现锁紧。这种结构比在 7、8 上直接用压块锁紧为好,不会由于压紧而使端面位置变化,影响主轴精度。主轴最后端螺母的结构与 8 相同,因其在主轴尾部,对主轴精度影响不大。主轴

脉冲发生器 4 是由主轴通过一对带轮和齿形带带动的,和主轴同步运转,齿形带的松紧由螺钉 5 来调节。调节时,先将机床上固定脉冲发生器支架 6 的螺钉略松,再进行调整,调好后,再将支架 6 紧固。

在机床主轴上安装有液动夹紧卡盘。

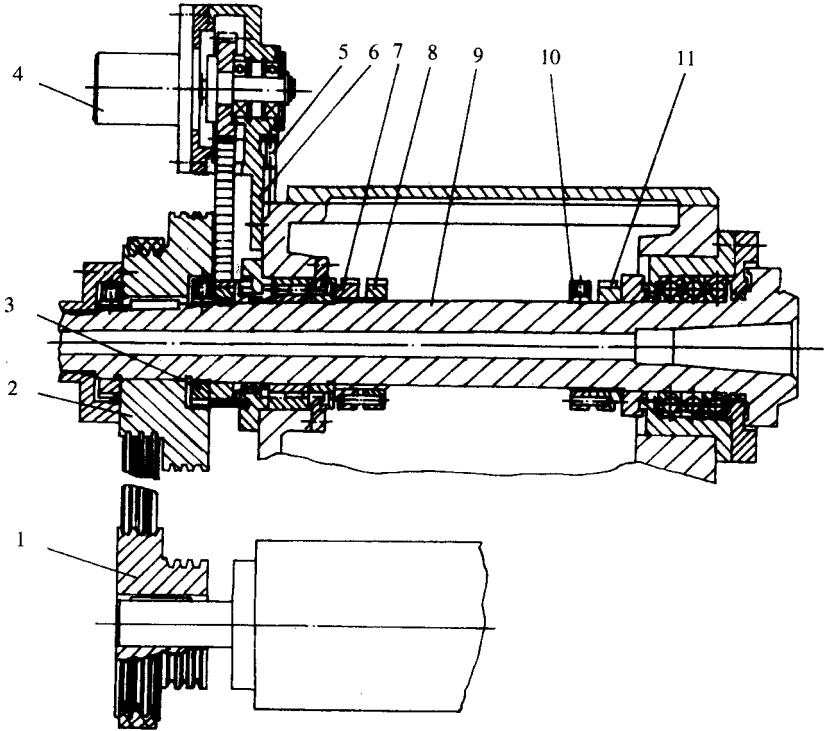


图 3-5 CK7815 型数控车床主轴箱

1、2-带轮 3、7、11-螺母 4-脉冲发生器 5-螺钉 6-支架 8、1-锁紧螺母 9-主轴。

2. 尾架

CK7815 型数控车床尾架结构如图 3-6 所示。当手动移动尾架到所需位后,先用螺钉 16 进行预定位,紧螺钉 16 时,使两楔块 15 上的斜面顶出轴 14,使得尾架紧贴在矩形导轨的两内侧面上,然后,用螺母 3 螺栓 4 和压板 5,将尾架紧固。这种结构,可以保证尾架的定位精度。

尾架套筒内轴 9 上装有顶尖,因轴 9 能在尾架套筒内的轴承上转动,故顶尖是活顶尖。为了使顶尖保证高的回转精度,前轴承选用 NN3000K 双列短圆柱滚子轴承,轴承径向间隙用螺母 8 和 6 调整;后轴承为三个角接触球轴承,由防松螺母 10 来固定。

尾架套筒与尾架孔的配合间隙,用内外锥套 7 来做微量调整。当向内压外锥套时,使得内锥套 7 内孔缩小,即可使配合间隙减小;反之变大,压紧力用端盖来调整。尾架套筒用压力油驱动。若在孔 13 内通入压力油,则尾架套筒 11 向前运动,若在孔 12 内通入压力油,尾架套筒就向后运动。移动的最大行程为 90 mm,预紧力的大小用液压系统的压力

来调整。在系统压力为 $(5 \sim 15) \times 10^5 \text{Pa}$ 时,油缸的推力为 $1500\text{N} \sim 5000\text{N}$ 。

尾架套筒行程大小可以用安装在套筒 11 上的挡铁 2 通过行程开关 1 来控制。尾架套筒的进退由操作面板上的按钮来操纵。在电路上尾架套筒的动作与主轴互锁,即在主轴转动时,按动尾架套筒退出按钮,套筒并不动作,只有在主轴停止状态下,尾架套筒才能退出,以保证安全。

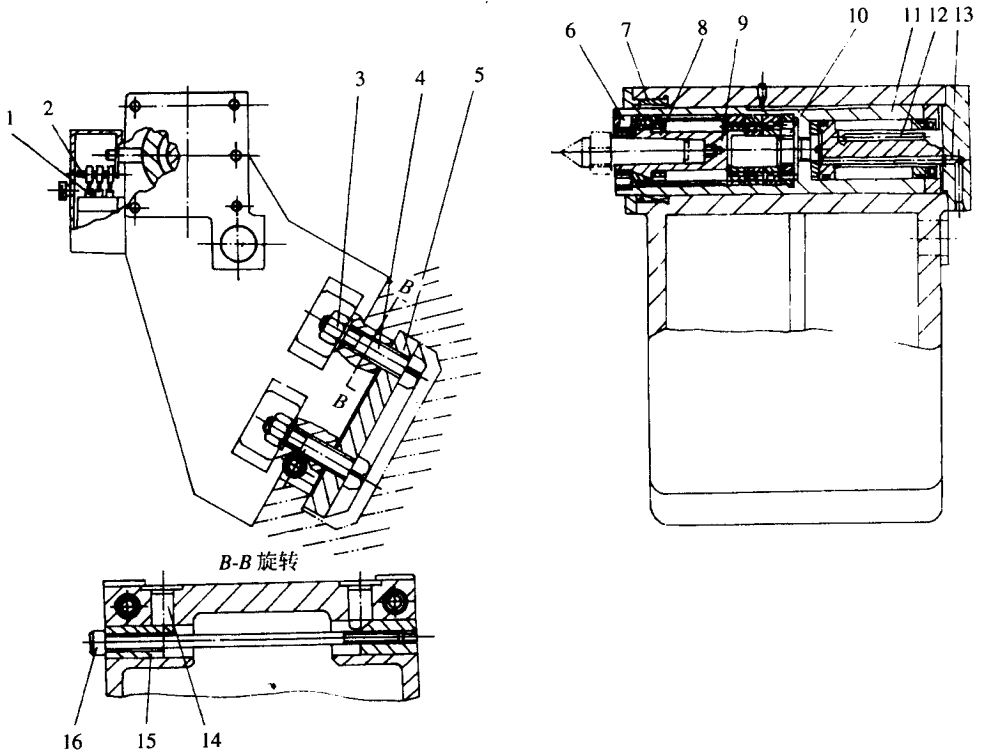


图 3-6 尾架

1 - 开关 2 挡铁 3 6、8、10 - 螺母 4、16 - 螺柱 5 - 压板 7 - 锥套 9 - 套筒内轴;
11 - 套筒 ;12、13 - 油孔 ;14 - 销轴 ;15 - 楔块。

在主轴达 $5000\text{r}/\text{min}$ 高速度时,尾架不能用最大顶紧力。

3. 床鞍和横向进给装置

机床床鞍结构见图 3-7。在床鞍中部装有与横向导轨平行的外循环滚珠丝杠副 1, 滚珠丝杠支承在两个角接触球轴承上,精度为 p_5 级(旧标准 D)。丝杠的导程为 6 咖。由 FB—15 型直流伺服电机 5 通过一对齿形带轮和同步齿形带轮 3 带动旋转,带轮与电机轴用锥环无键连接。详见图 1 放大部分,图中 12 和 13 是锥面相互配合的锥环。当拧紧螺钉 10 时,经过法兰 11 压外锥环 13,由于相配合的锥面的作用,结果使外锥环的外径膨胀,内锥环的内孔收缩,靠摩擦力使电机轴与带轮联接在一起。根据所传递转矩的大小,选择锥环的对数。这种联接件之间的相对角度可任意调节,配合无间隙,故对中性好。

由于刀架为倾斜布置,而滚珠丝杠又不能自锁,刀架可能自动下滑,这个问题由直流伺服电机的电磁制动来解决。

为了消除齿形带传动误差对精度的影响,采用了分离检测系统,把反馈元件脉冲编码器 2 与丝杠 1 目联接,直接检测丝杠的回转角度,有利于系统精度的提高。齿形带的松紧用螺钉 4 来调整。

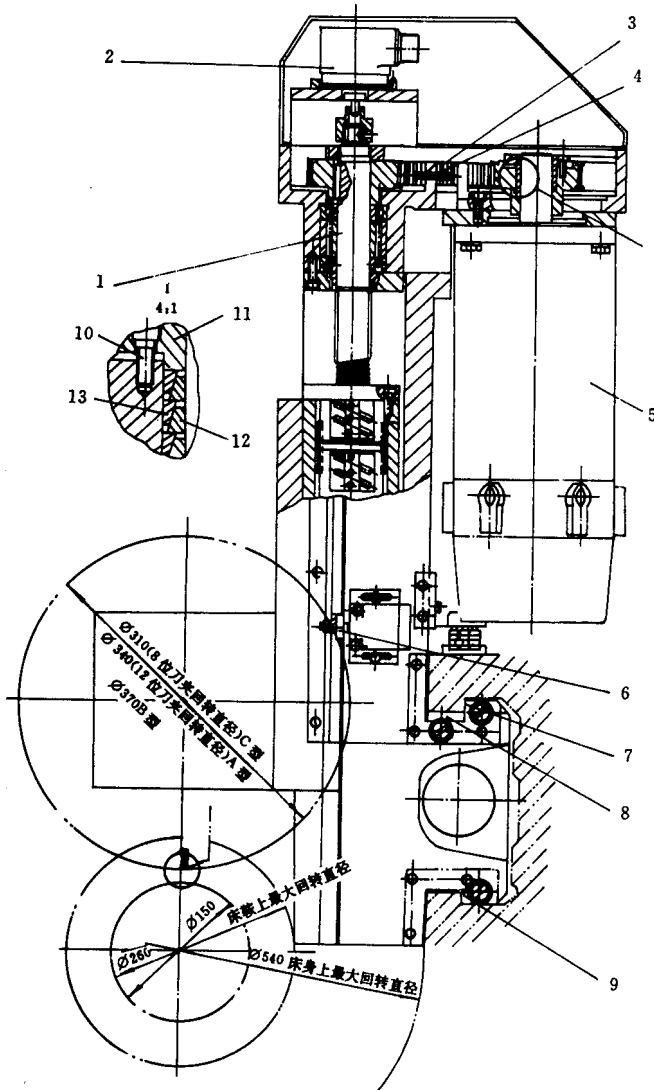


图 3-7 床鞍

1-滚珠丝杠 2-脉冲编码器 3-带轮 4-螺钉 5-伺服电机 6-挡块;

7、8、9-镶条 10-拧紧螺钉 11-法兰 12、13-内外锥环。

床鞍上与纵向导轨配合的表面均采用贴塑导轨,并用了 3 根镶条 7、8、9 调整间隙。

横向运动的机械原点、加工原点和超程限位点由三个可在槽内滑动的挡块 6 来调整。

4. 纵向驱动装置

纵向驱动部分的结构见图 3-8。床鞍的纵向移动由 FB-15 直流伺服电机 1 带动丝杠 5 来实现。丝杠 5 的前端支承在成对的 P5 级角接触球轴承 4 上。后端支承在 P5 级深沟

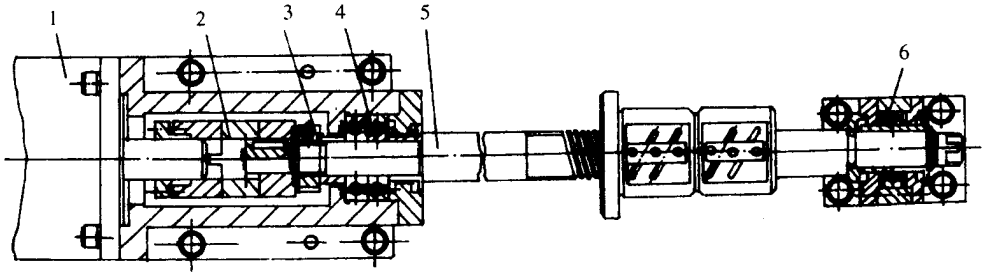


图 3-8 纵向驱动装置

1-伺服电机 2-联轴节 3-螺母 4、6-轴承 5-丝杠。

球轴承 6 上。前轴承由螺母 3 锁紧,后轴承由两个密封环用的套筒和轴用弹簧卡圈定位。由图可见,丝杠的前端轴向是固定的,后端轴向则是自由的,可以补偿由于温度引起的伸缩变形。

滚珠丝杠螺母副为外循环式可以消除间隙的双螺母结构。丝杠前端与直流伺服电机 1 之间用精密十字滑块联轴节联接,可以消除电机轴与丝杠的不同轴度的影响。伺服电机轴与十字滑块联轴节也采用锥环联接。

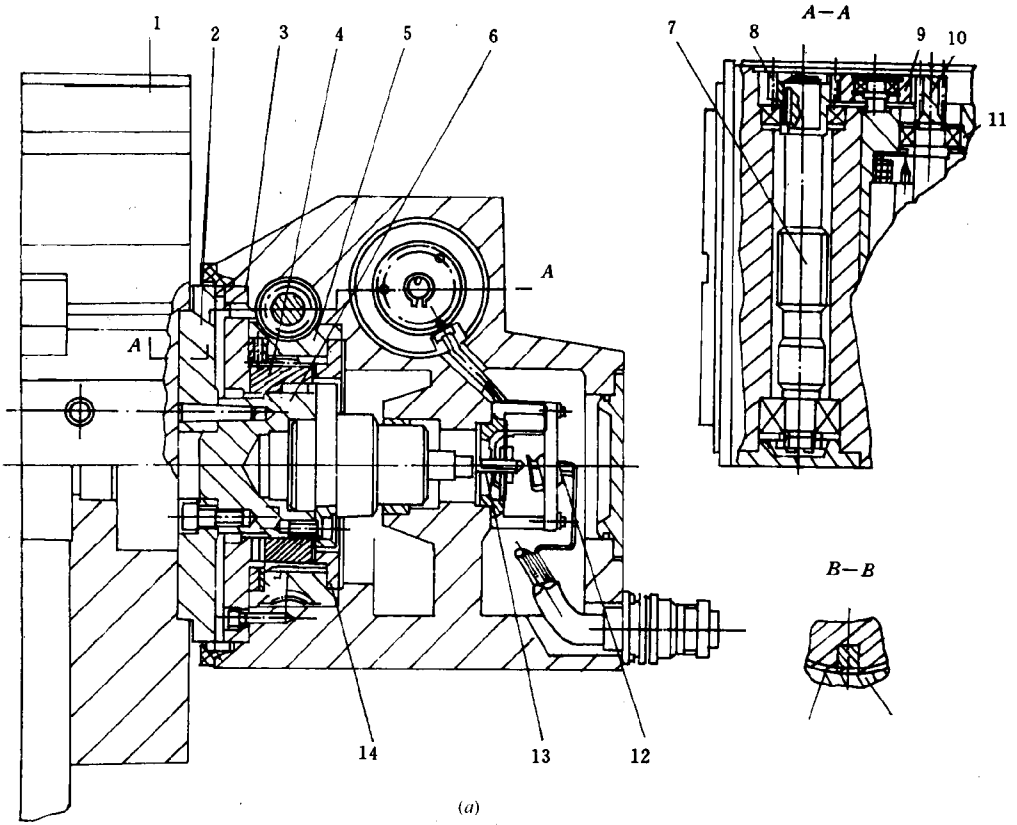
十字滑块联轴节由三件组成,与电机轴和丝杠连接的左右两件上开有通过中心的端面键槽,中间一件 2 的两端面上均有通过中心且相互垂直的凸键,分别与左右两件的关键槽相配合,以传递运动和转矩。凸键与凹槽的配合很精确,间隙小于 0.003mm。由于中间件的键是十字形的,故能补偿电机轴线与丝杠轴线的同轴度。

CK7815 型数控车床的双循环螺母按照预加负荷配置。纵向滚珠丝杠的导程为 8mm,当伺服电机转速为 1500r/min 时,快速进给可达 12 m/min,最小移动单位为 0.001mm。

5. 自动回转刀架

CK7815 型数控车床采用的 BA200L 刀架,最多可以有 24 个分度位置,机床可选用 12 位(A 型或 B 型)8 位(C 型)刀盘。A、B 型回转刀盘的外切刀可使用 25mm×150mm 的可调刀具和刀杆截面为 2500×25mm 的可调刀具,C 型可用尺寸为 20mm×20mm×125mm 的标准刀具。镗刀杆直径最大为 32mm。图 3-9(a)为自动回转刀架结构图,图(b)为 12 和 8 位刀盘布置图。

刀架转位为机械传动。驱动电机 11 尾部有电磁制动器,转位开始时,电磁制动器断电,电动机 11 通电 30ms 以后制动器松开,电动机开始转动,通过齿轮 10、9、8 带动蜗杆 7 旋转,使蜗轮 5 转动。蜗轮内孔有螺纹,与轴 6 上的螺纹配合。这时轴 6 不能回转,当蜗



A 型(12 位)

C 型(8 位 20×20 刀方)

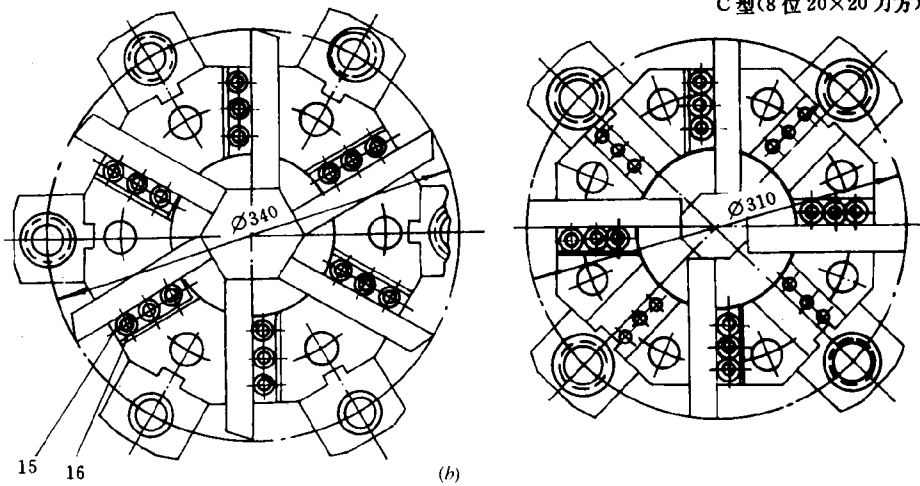


图 3-9 回转刀架

轮转动时,使轴 6 沿轴向向左移动,因为刀架 1 与轴 6、活动鼠牙盘 2 固定在一起,故刀盘和鼠牙盘 2 也向左移动,于是鼠牙盘 2 与 3 脱开。在轴 6 上有两个圆周方向对称槽,内装滑块 4,在鼠牙盘脱开后,蜗轮转到一定角度时与蜗轮固定在一起的圆盘 14 上的凸起便碰到滑块 4,蜗轮便通过 14 上的凸块带动滑块,连同轴 6、刀盘一起进行转位。当转到要求位置后,电刷选择器发出信号,使电机 11 反转,这时圆盘 14 上的凸块与滑块脱离,不再带动轴 6 转动,蜗轮与轴 6 上的螺纹使轴 6 右移,鼠牙盘 2、3 结合定位,电磁制动器通电,维持电动机轴上的反转力矩,以保证鼠牙盘之间有一定的压紧力。最后,电机断电,同时轴 6 右端的小轴 13 压下微动开关 12,发出转位结束信号。刀架选位由刷形选择器进行。

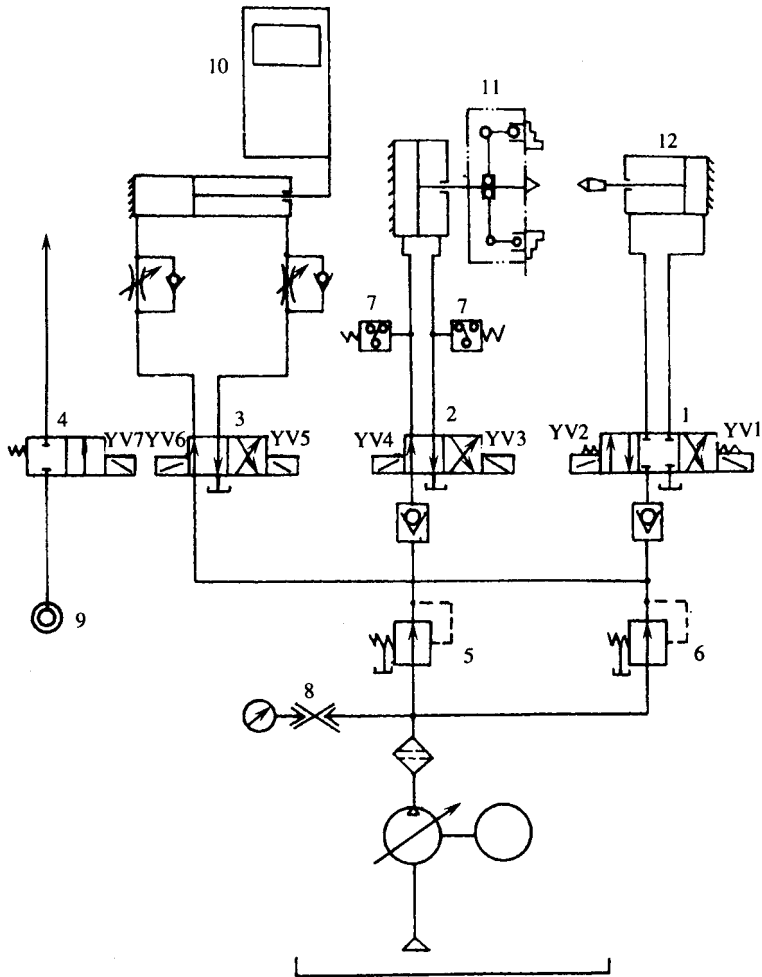


图 3-10 液压系统图

- 1、2、3 - 换向阀 4 - 电磁阀 5、6 - 减压阀 7 - 压力断电器 8 - 压力表开关;
9 - 气源 10 - 拉门罩 11 - 卡盘 12 - 尾架。

松开、夹紧位置检测则由微动开关 12 实行。整个刀架由电气系统完成控制,故结构简单。

刀具在刀盘上由压板 15 及斜铁 16(图 3-9(b))来夹紧,更换和对刀十分方便。

由上可见,刀架的工作循环过程分以下几步:接受数控装置的指令,松开—转到指令要求的位置—夹紧,发出转位结束信号。

6. 液压系统

机床上卡盘的夹紧与松开,尾架的顶紧与退出,防护罩拉门的开关等均由液压系统驱动、控制,其油路见图 3-10。

机床采用变量泵,系统油压调整到 $3 \times 10 \text{MPa}$,压力油经滤油器进入控制油路。卡盘的夹紧与松开由二位四通阀 2 来控制。夹紧力的大小由减压阀 5 来调整。为了安全操作,在油缸的进出油路上,设置了压力继电器 7,使得夹盘夹紧力达到一定值后,才能发出指令。

尾架由三位四通换向阀 1 来控制,其顶紧力的大小由减压阀 6 来调整,调整范围为 $0.5 \text{MPa} \sim 1.5 \text{MPa}$ 。

拉门的开关由二位四通阀 3 来控制,在油路中增加了单向阀和节流阀以调节拉门的开关速度。

图中还包括卡盘卡爪定位面的吹净工作的气路,它由压缩空气来完成。空气的通断由电磁阀 4 控制,气源需外接。机床一般不带拉门和卡盘卡爪定位面的吹净功能。液压系统控制中电磁阀的动作见表 3-2。

表 3-2 电磁铁动作一览表

电磁铁号 动作		YV1	YV2	YV3	YV4	YV5	YV6	YV7
		尾架	前进 后退 停止	+ - -	- + -			
卡盘	紧开 夹松			+ -	- +			
拉门	关 开					+ -	- +	
吹定 位面	吹 停							+ -

注:表中“+”表示通电;“-”表示断电。

第二节 数控车床的结构特点

一、正艺范围与分类

车床主要是用于进行车削加工,在车床上一般可以加工各种回转表面,如内外圆柱面、圆锥面、成型回转表面及螺纹面等。在数控车床上还可加工高精度的曲面与端面螺纹。用的刀具主要是车刀、各种孔加工刀具(如钻头、铰刀、镗刀等)及螺纹刀具。车床主要用于加工各种轴类、套筒类和盘类零件上的回转表面。数控车床加工零件的尺寸精度可达 IT5 ~ IT6,表面粗糙度可达 $1.6\mu\text{m}$ 以下。

数控车床的种类很多,各类卧式车床都有数控化的。数控车床主要可分为数控卧式车床、数控立式车床和数控专用车床(如数控凸轮车床、数控曲轴车床、数控丝杠车床等);或分为普通数控车床和车削加工中心。

二、数控车床的特点与发展

数控车床与卧式车床相比,有以下几个特点:

(1)高精度 数控车床控制系统的性能不断提高,机械结构不断完善,机床精度日益提高。

(2)高效率 随着新刀具材料的应用和机床结构的完善,数控车床的加工效率、主轴转速、传动功率不断提高,使得新型数控车床的空转动时间大为缩短。其加工效率比卧式车床高(2~5)倍。加工零件形状越复杂,越体现出数控车床的高效率加工特点。

(3)高柔性 数控车床具有高柔性,适应 70% 以上的多品种、小批量零件的自动加工。

(4)高可靠性 随着数控系统的性能提高,数控机床的无故障工作时间迅速提高。

(5)工艺能力强 数控车床既能用于粗加工又能用于精加工,可以在一次装夹中完成零件全部或大部分工序。

(6)模块化设计 数控车床的设计多采用模块化原则设计。

现在,数控车床技术还在不断向前发展着。数控车床发展趋势如下:随着数控系统、机床结构和刀具材料的技术发展,数控车床将向高速化发展,进一步提高主轴转速、刀架快速移动以及转位换刀速度;工艺和工序将更加复合化和集中化,数控车床向多主轴、多刀架加工方向发展;为实现长时间无人化全自动操作,数控车床向全自动化方向发展;机床的加工精度向更高方向发展。同时,数控车床也向简易型发展。

三、数控车床的布局形式

数控车床布局形式受到工件尺寸、质量和形状、机床生产率、机床精度、操纵方便运行要求和安全与环境保护的要求的影响。

随着工件尺寸、质量和形状的变化，数控车床的布局可有卧式车床、落地式车床、单立柱立式车床、双立柱立式车床和龙门移动式立式车床的变化，如图 3-11 所示。

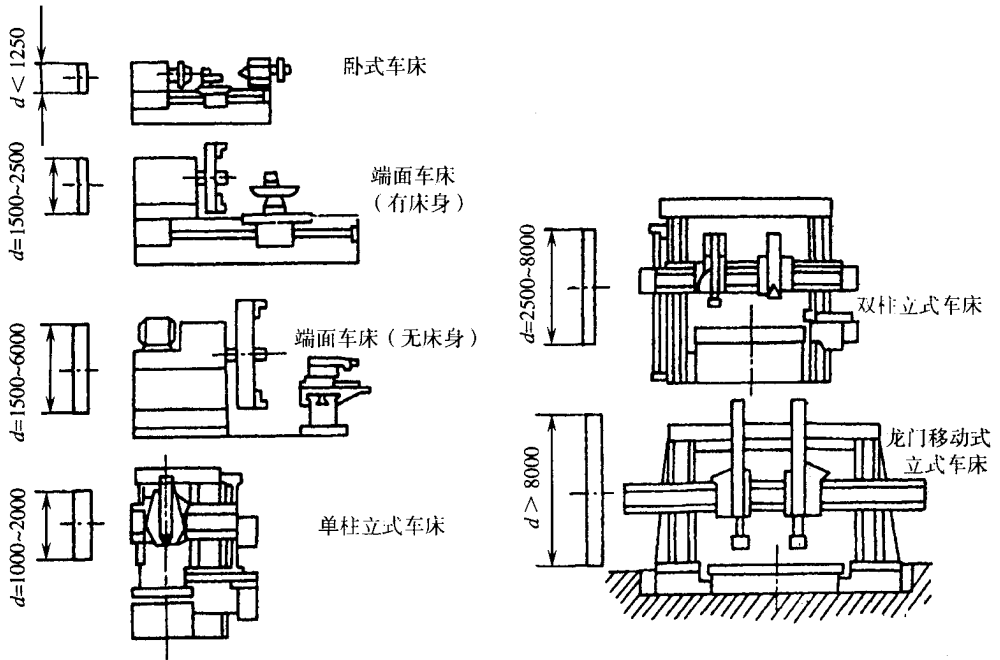


图 3-11 工件尺寸、质量对车床布局的影响

随着生产率要求的不同，数控车床的布局可以产生单主轴单刀架、单主轴双刀架、双主轴双刀架等不同的结构变化。图 3-12 是某公司 CNC 车床和车削加工系列布局图。

随着机床精度的不同，数控车床的布局要考虑到切削力、切削热和切削振动的影响。要使这些因素对精度影响最小，机床的布局就要考虑到各部件的刚度、抗振性和在受热时使得热变形的影响在不敏感的方向。如卧式车床主轴箱热变形时，随着刀架的位置不同，对尺寸的影响而不同，如图 3-13 所示。

由此可看出，在卧式数控车床布局中，刀架和导轨的布局已成为重要的影响因素。刀架位置和导轨的位置较大地影响了机床和刀具的调整、工件的装卸、机床操作的方便性，以及机床的加工精度，并考虑到排屑性和抗振性，导轨宜采用倾斜式。在图 3-14 中，以斜床身（斜导轨）—平滑板式为最佳数控卧式车床布局形式。

1. 床身和导轨

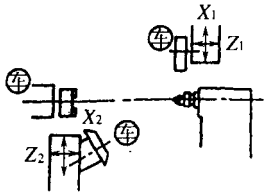
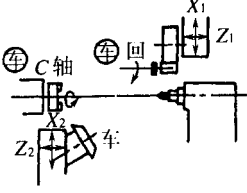
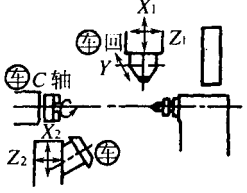
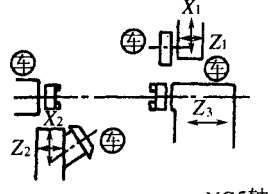
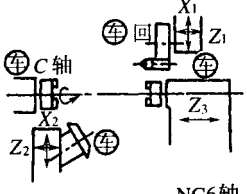
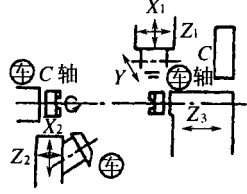
TT25	TM25	TM25Y
 <p style="text-align: center;">NC4轴</p>	 <p style="text-align: center;">NC5轴</p>	 <p style="text-align: center;">NC6轴</p>
<p>·多刀平衡车削</p>	<p>·铣削 ·动力刀具</p>	<p>·上刀架有 Y 轴、ATC 和动力刀具</p>
TT25S	TM25S	TM25YS
 <p style="text-align: center;">NC5轴</p>	 <p style="text-align: center;">NC6轴</p>	 <p style="text-align: center;">NC8轴</p>
<p>·尾座换为第二主轴</p>	<p>·尾座换为第二主轴</p>	<p>·尾座换为第二主轴</p>
<p>·1 台机床上完成 1.2 工序全部加工 ·附上下料装置可完成无人加工</p>		<p>·第 1 主轴送料 ·第 2 主轴拉棒料可完成无人加工</p>

图 3-12 某公司 CNC 车床系列布局图

床身的结构对机床的布局有很大影响。床身是机床的主要承载部件，是机床的主体。按照床身导轨面与水平面的相对位置，床身可分为图 3-14 所示的五种布局形式。一般来说，中、小规格的数控车床都采用斜床身和平床身斜滑板居多，只有大型数控车床或小型精密数控车床才采用平床身，立床身采用的较少。平床身工艺性好，易加工制造。由于刀架水平放置，对提高刀架的运动精度有好处，但床身下部空间小，排屑困难。刀架横滑板较长，加大了机床的宽度尺寸，影响外观。平床身斜滑板结构，再配置上倾斜的导轨防护罩，这样既保持了平床身工艺性好的优点，床身宽度也不会太大。斜床身和平床身斜滑板结构在现代数控车床中被广泛应用，因为这种布局形式具有以下特点：

- (1) 容易实现机电一体化。
- (2) 机床外形整齐、美观，占地面积小。

- (3) 容易设置封闭式防护装置。
- (4) 容易排屑和安装自动排屑器。
- (5) 从工件上切下的炽热切屑不致于堆积在导轨上影响导轨精度。

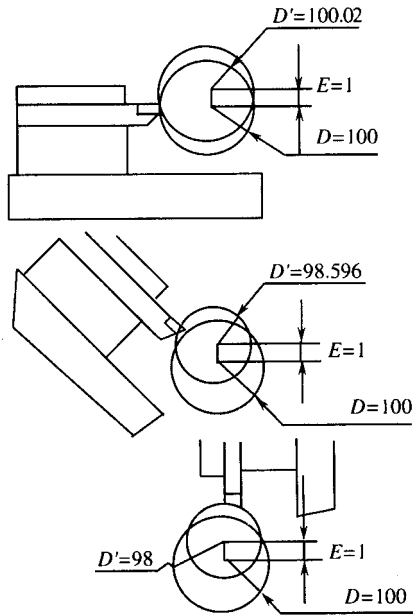


图 3-13 主轴箱热变形对加工尺寸的影响

- (6) 宜人性好,便于操作。
- (7) 便于安装机械手,实现单机自动化。

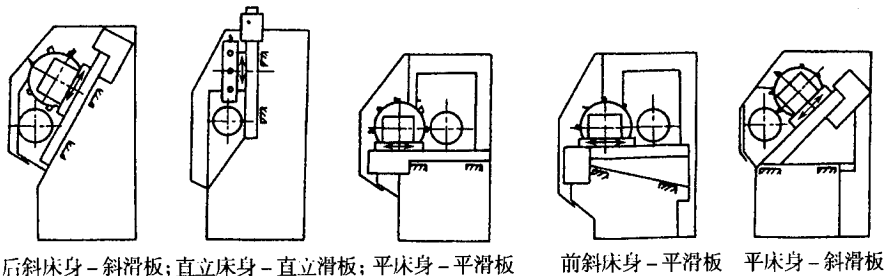


图 3-14 数控卧式车床的布局形式

斜床身按导轨相对于地面倾斜角度不同,可分为 30° 、 45° 、 60° 、 75° 和 90° (即立式床身)。其中 30° 、 45° 多为小型数控车床采用, 60° 形式适于中等规格数控车床, 75° 形式多为大型数控车床采用。倾斜角的大小将影响到刚度、排屑,也影响到占地面积、宜人性、外形尺寸高度的比例,以及刀架质量作用于导轨面垂直分力的大小等等。选用时,应结合机床

的规格、精度等选择合适的倾斜角。

数控车床与普通车床比较,具有功率大、精度高、兼做粗精加工的优点。所以,对支承件的刚度和抗振性提出更高的要求。为此,床身和导轨除采用倾斜结构外,还有下述一些结构形式:

(1)床身采用封闭式箱形结构,具有很高的刚度,如图 3-15 所示。

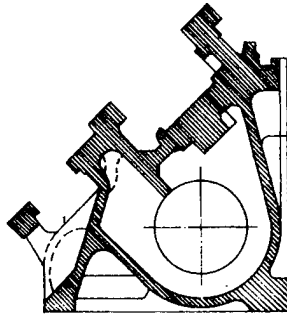


图 3-15 数控车床床身截面

(2)在床身或底座内腔填充泥芯和混凝土等阻尼材料。当发生振动时,利用阻尼材料之间的相对摩擦耗散振动能量。例如图 3-16 所示的两种车床床身动态特性比较的结果,显示充填泥芯的床身阻尼显著增加。再如图 3-17 所示数控车床底座和床身的结构示意图,充填有混凝土的底座内摩擦阻尼较高,再配以封沙的床身,使机床有较高的抗振性。该床身为四面封闭结构,中间导轨后有纵向筋,纵向每隔 250mm 有一横隔板,这样的结构,床身封闭截面可提高抗弯和抗扭刚度,纵向筋可提高中间导轨的局部刚度,横隔板可减少截面的畸变。

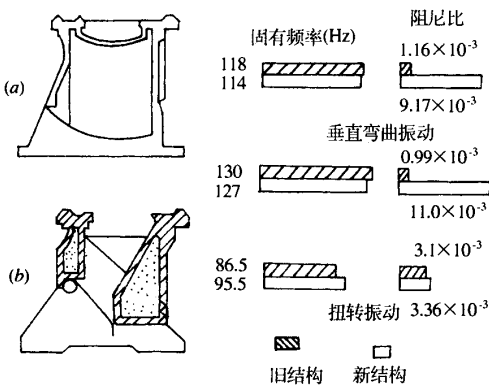


图 3-16 两种车床床身动态特性比较

(a)旧结构 (b)新结构。

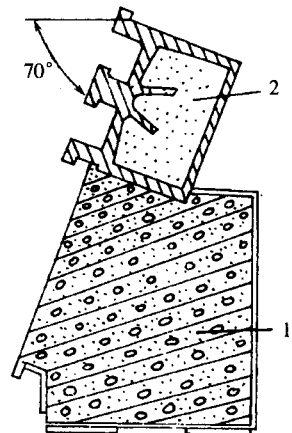


图 3-17 底座和床身示意图

1-实心混凝土底座 2-内封泥芯的铸铁床身。

(3)采用钢板焊接结构,其突出的优点是制造周期短,省去了制作木模和铸造工序,不易出废品;焊接件在设计上自由度大,便于产品更新、扩大规格和改进结构;焊接件已可以达到与铸件相同,甚至更好的结构特性。因为,它容易采用最有利于提高刚度的隔板和筋板布置形式,能充分发挥壁板和筋板的承载及抵抗变形的作用;另外,钢板的弹性模量 E 为 $2 \times 10^5 \text{MPa}$,而铸铁的弹性模量 E 仅为 $1.2 \times 10^5 \text{MPa}$,两者几乎相差一倍。因此,采用钢板焊接床身有利于提高固有频率。

2. 刀架布局

刀架是数控车床的重要部件,它对机床整体布局影响很大。二坐标连续控制的数控车床,一般都采用 12 工位的回转刀盘(也有 6、8、10 工位的)。回转刀架在机床上的布局主要有两种:一种是适用于加工轴类和盘形零件的刀架,其回转轴与主轴平行;另一种是专门用于加工盘类零件的刀架,其回转轴与主轴垂直。此外,还有分别加装在两个滑板上的回转刀架的结构形式。这种结构的数控车床称为双刀架四坐标数控车床。每个独立刀架的切削进给可分别控制,因而可同时切削同一工件的不同部位,不仅加工范围广,还能提高加工效率。四坐标数控需要配置专门的 CNC 装置,机械结构也比较复杂。它主要用于加工形状复杂、批量较大的零件,如曲轴、石油钻头、飞机零件等。

四、主传动方式

1. 主轴传动方式

数控车床的主传动系统一般采用直流或交流主轴电机,通过带传动和主轴箱内的变速齿轮带动主轴旋转。由于这种电机调速范围广又可无级调速,使得主轴箱的结构大为简化。主轴电机在额定转速时可输出全部功率和最大转矩。随着转速的变化,功率和转矩将发生变化,即所谓功率、转矩特性,从交、直流主轴电机的功率转矩特性看出电机的有效转速范围并不能完全满足主轴的工作需要。所以主轴箱一般仍需设置几挡变速(2挡~4挡)。主轴转速的变换则由电机转速的变换与齿轮有级变速的变换相配合来实现。为了获得主轴的某一转速必须接通相应的有级变速级数和电动机的调压转速或调磁转速。齿轮的有级变速采用液压或电磁离合器变换。而电动机的调压或调磁变速,由电动机的驱动电路根据转速指令信号来变换。主轴的正、反转启动与停止制动是直接控制电动机来实现的。

主轴的具体传动方式有电机经一级或二级带传动主轴,电机经 2—4 级齿轮变速传动主轴等。本章重点讨论主轴的带传动。

2. 主轴的带传动

传动主轴的带形式主要有同步齿轮形带、多楔带(即多联 V 型带),下面简要介绍其结构形式及主要参数和规格。

(1)同步齿形带 齿形带传动是一种新型的带传动,如图 3-18 所示。齿形带传动在数控机床中得到广泛的应用。因为它具有如下优点:齿形带兼有带传动、齿轮传动及链传

动的优点,无相对滑动,无需特别张紧,传动效率高,平均传动比准确,传动精度较高;有良好的减振性能,无噪声,无需润滑,传动平稳;带的强度高、厚度小、质量小,故可用于高速传动

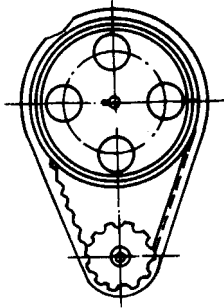


图 3-18 同步齿形带传动

齿形带根据齿形的不同又分为梯形齿同步带和圆弧齿同步带,图 3-19 是这两种齿形带的纵断面图。梯形齿同步带在传递功率时由于应力集中在齿根部位,使功率传递能力下降,且与轮齿啮合时由于受力状况不好,会产生噪声和振动。而圆弧齿同步带羽化了应力,改善了啮合条件。所以,带传动时,总是优先选用圆弧齿同步带。而梯形齿同步带,一般仅在转速不高的或小功率的动力传动中使用。

齿形带的结构如图 3-20,由强力层和带体两部分组成。

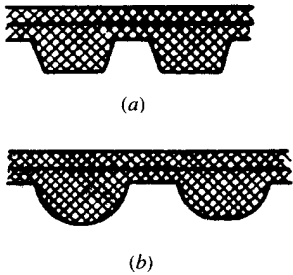


图 3-19 同步齿形带

(a) 梯形齿 (b) 圆弧齿。

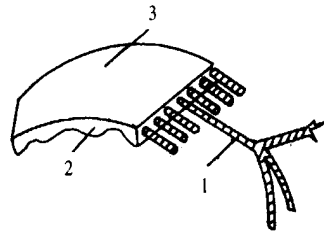


图 3-20 齿形带的结构

1-强力层 2-带齿 3-带背。

齿形带的主要参数:节距 t 为相邻两齿在节线上的距离。强力层的中心线规定为齿形带的节线(中性层),并以节线的周长 L 作为齿形带的公称长度。模数 m 是节距 t 与 π 之比,即 $m = t/\pi$,它代表带的基本特性尺寸,是齿形带尺寸计算的一个主要依据,一般取 $m = 1\text{mm} \sim 10\text{mm}$ 。其他参数可查有关手册。齿形带的标注方法为:模数 \times 宽度 \times 齿数,即 $m \times b \times z$ 。

(2) 齿形带带轮的结构和尺寸 齿形带带轮除轮缘表面需制出轮齿之外,其他结构与平带带轮相似。为了防止工作时齿形带的脱落,一般在小带轮两边装有挡边,如图 3-21 (a)所示;或在小带轮的不同侧边上装有挡边,如图 3-21(b)所示;当带轮轴垂直安装时,

两轮一般都需有挡边,或至少主动轮的两侧和从动轮下侧装有挡边,如图 3-21(c)所示。

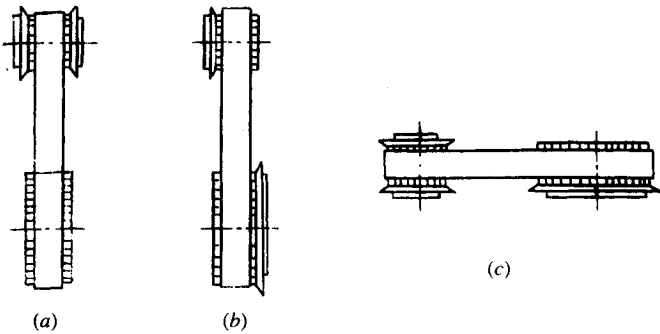


图 3-21 带轮的结构

为了保证齿形带与带轮的正确啮合和良好的接触,必须满足:带轮沿节圆度量的齿距必须与齿形带的齿距相等,或带与带轮的模数相等,带轮的齿槽角应与齿形带的齿形角相等($\alpha = 40^\circ$)。带轮的参数和尺寸可参阅有关手册。

(3)多楔带(多联 V 型带) 多联 V 型带综合了 V 型带和平带的优点,是一次成型的,不会因长度不一致而受力不匀,承载能力也比多根 V 型带高,最高线速度可达 40m/min。这种 V 型带有双联和三联两种,每种都有三种不同的截面,如图 3-22 所示。根据所传递的功率查有关图表来选择不同规格截面的 V 型带。

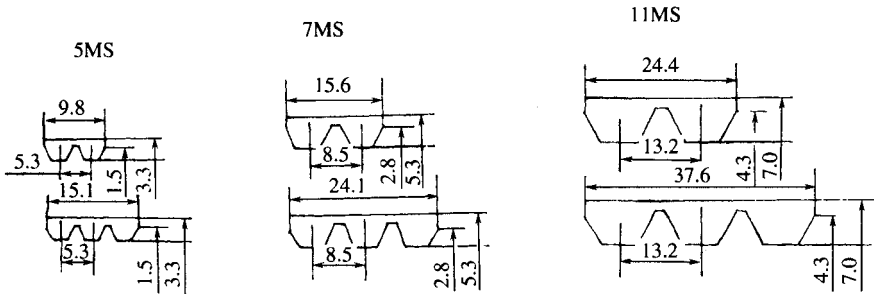


图 3-22 多联 V 型带

以上介绍的齿形带或多联 V 带,既可以用于主运动传动中,也可以用于伺服进给传动中。

3. 卡盘结构

卡盘是数控车床的主要夹具,随着主轴转速的提高,实现高速甚至超高速切削。目前数控车床的最高转速已由 1000r/min ~ 2000r/min,提高到每分钟数千转,有的甚至达到 10000r/min。这样高的转速,一般卡盘已不适用,必须采用高速卡盘才能保证安全可靠地加工。

目前,卡盘的松夹是靠用拉杆连接的液压卡盘和液压夹紧油缸的协调动作来实现的,如图 3-23 所示。

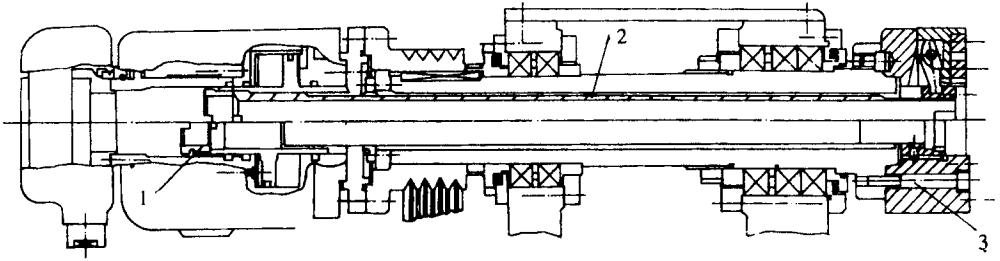


图 3-23

1-螺帽 2-拉管 3-拉钉。

随着卡盘的转速提高,由卡爪、滑座和紧固螺钉组件的卡爪组件的离心力急剧增大,而卡盘对零件的夹紧力下降。解决问题的途径有:减轻卡爪组件的质量以减小离心力,为此常采用斜齿条式结构,例如呼和浩特机床附件总厂研制的 kg3 系列斜齿条式高速通孔动力卡盘;另一途径是增设离心力补偿装置,利用补偿装置的离心力抵消卡盘组件离心力造成的夹紧力损失,例如上海机床附件二厂生产的 KEF250 型中空式高速动力卡盘,适用于转速小于 4500r/min 的数控车床。

五、进给传动系统

1. 结构特点

数控车床的进给传动方式和结构特点与普通车床、自动和半自动车床截然不同。它只用于伺服电机(直流或交流)驱动,通过滚珠丝杠带动刀架完成纵向(Z 轴)和横向(X 轴)的进给运动。由于数控车床采用了脉宽调速伺服电机及伺服系统,因此进给和车螺纹范围很大(例如,配 PANUC—6T 系统,进给和车螺纹范围为 $0.001\text{mm/r} \sim 500\text{mm/r}$)。快速移动和进给传动均经同一传动路线。一般数控车床的快速移动速度可达 $10\text{m/min} \sim 15\text{m/min}$ 。数控车床所用的伺服电机除有较宽的调速范围并能无级调速外,还能实现准确定位。在走刀和快速移动下停止,刀架的定位精度和重复定位精度误差不超过 0.01mm 。

进给系统的传动要求准确、无间隙。因此,要求进给传动链中的各环节,如伺服电机与丝杠的连接,丝杠与螺母的配合及支承丝杠两端的轴承等都要消除间隙。如果经调整后仍有间隙存在,可通过数控系统进行间隙补偿,但补偿的间隙量最好不超过 0.05mm 。因为传动间隙太大对加工精度影响很大,特别是在镜像加工(对称切削)方式下车削圆弧和锥面时,传动间隙对精度影响更大。除上述要求外,进给系统的传动还应灵敏和有较高的传动效率。

2. 传动方式及传动元件

中、小型数控车床的进给系统普遍采用滚珠丝杠副传动。伺服电机与滚珠丝杠的传动连接方式有两种:

(1) 滚珠丝杠与伺服电机轴端的锥环连接 锥环联接是进给传动系统消除传动间隙的

一种比较理想的连接方式,其工作原理已在 CK7815 型数控车床中阐述。它主要靠内外锥环锥面压紧后产生的摩擦力传递动力,避免了键连接产生的间隙。这种连接方式在进给传动链的各个环节得到了广泛的应用。如图 3-7 所示的电机轴与齿形带轮的连接。

(2) 滚珠丝杠通过同步齿形带与伺服电机连接,见图 3-24。为了消除同步齿形带传动对精度的影响,将脉冲编码器 1 安装在滚珠丝杠 4 的端部,以便直接对滚珠丝杠的旋转状态进行检测。这种结构允许伺服电机 5 的轴端朝外安装,因而可避免电机外伸,加大机床的高度和长度尺寸,或影响机床的外形美观。

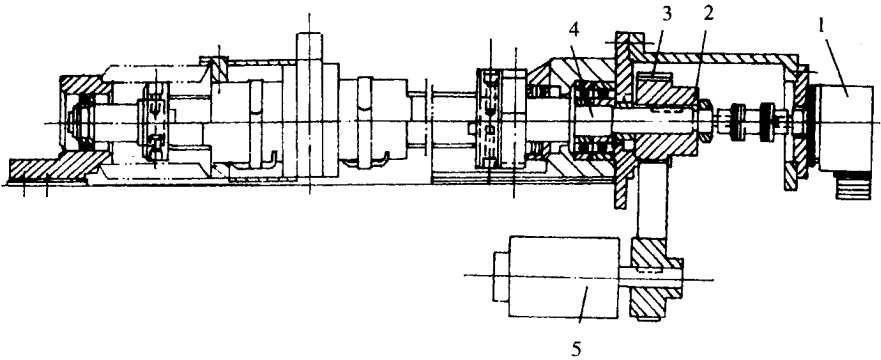


图 3-24 进给系用统同步齿形带传动

1-脉冲编码器 2-齿形带轮 3-齿形带 4-滚珠丝杠 5-伺服电机。

滚珠丝杠副是进给传动系统的主要传动副,有关滚珠丝杠副的结构、工作原理、精度、消除间隙和预紧等见第 2 章 2.3.2 节。

六、刀架系统

数控车床的刀架是机床的重要组成部分。刀架用于夹持切削用的刀具,因此其结构直接影响机床的切削性能和切削效率,在一定程度上,刀架的结构和性能体现了机床的设计和制造技术水平。随着数控车床的不断发展,刀具结构形式也在不断翻新。

刀架是直接完成切削加工的执行部件,所以,刀架在结构上必须具有良好的强度和刚度,以承受粗加工时的切削抗力;由于切削加工精度在很大程度上取决于刀尖位置,故要求数控车床选择可靠的定位方案和合理的定位结构,以保证有较高的重复定位精度(一般为 0.001mm~0.005mm)。此外,还应满足换刀时间短、结构紧凑、安全可靠等。

按换刀方式,数控车床的刀架系统主要有回转刀架、排刀式刀架和带刀库的自动换刀装置等。

1. 排刀式刀架

排刀式刀架一般用于小规格数控车床,以加工棒料。它的结构形式为夹持着各种不同用途刀具的刀夹沿着机床的 X 坐标轴方向排列在横向滑板上。刀具的典型布置方式如图 3-25 所示。这种刀架在刀具布置和机床调整等方面都较方便,可以根据具体工件

的车削工艺要求,任意组合各种不同用途的刀具,一把刀完成车削任务后,横向滑板只要按程序沿 X 轴向移动预先设定的距离后,第二把刀就到达加工位置,这样就完成了机床的换刀动作。这种换刀方式迅速省时,有利于提高机床的生产效率。若使用图 3-26 所示的

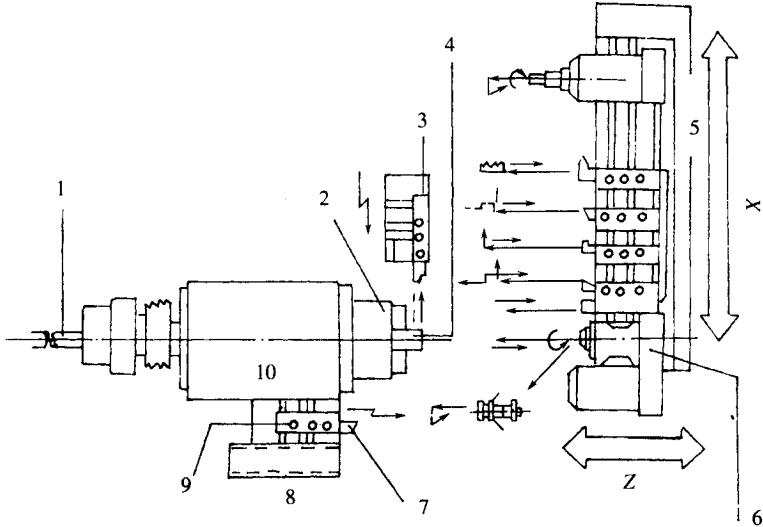


图 3-25 排刀式刀架的布置图

1—棒料送进装置 2—卡盘 3—切断刀架 4—工件 5—刀具;
6—附加主轴头 7—去毛刺和背面加工刀具 8—工件托料盘 9—切向刀架 10—主轴箱。

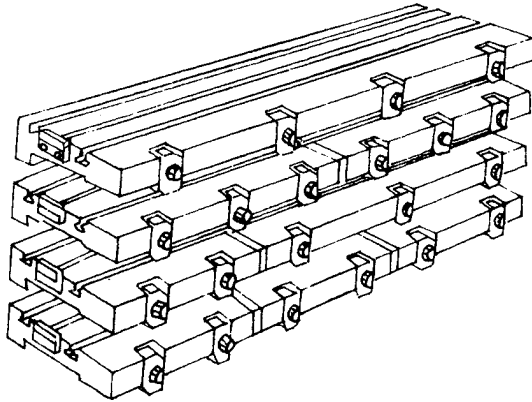


图 3-26 快换台板

快换台板实现成组刀具的机外预调,可使换刀时间大为缩短。另外,还可以安装各种不同用途的动力刀具来完成一些简单的钻、铣、攻丝的等二次加工工序,以使机床在一次装夹中完成的工件的全部或大部分加工工序。

2. 回转刀架

回转刀架是数控车床最常用的一种典型换刀刀架,通过刀架的旋转分度定位来实现机床的自动换刀动作。一般来说旋转直径超过 100mm 的机床大都采用回转刀架。根据加工要求可设计成四方、六方刀架或圆盘式轴向装刀刀架,并相应地安装四把、六把或更多的刀具,回转刀架的换刀动作可分为刀架抬起、刀架转位和刀架压紧等几个步骤。图 3-27 为数控车床六角回转刀架(即六方刀架),它的动作是根据数控指令进行,由液压系统通过电磁换向阀和顺序阀进行控制,其工作原理如下:

(1)刀架抬起 当数控装置发出指令后,压力油从 A 孔进入压紧油缸下腔,使活塞 1 上升,刀架体 2 抬起使定位用固定插销 9 脱开。同时,活塞杆下端的端齿离合器 5 与空套齿轮 7 结合。

(2)刀架转位 当刀架抬起后压力油从 C 孔进入转位油缸左腔,活塞 6 向右移动,通过接板 13 带动齿条 8 移动,使空套齿轮 7 连同端齿离合器 5 作反时针旋转 60° ,实现刀架转位。转活塞的行程应当等于齿轮 7 节圆周长的 $1/6$,并由限位开关控制。

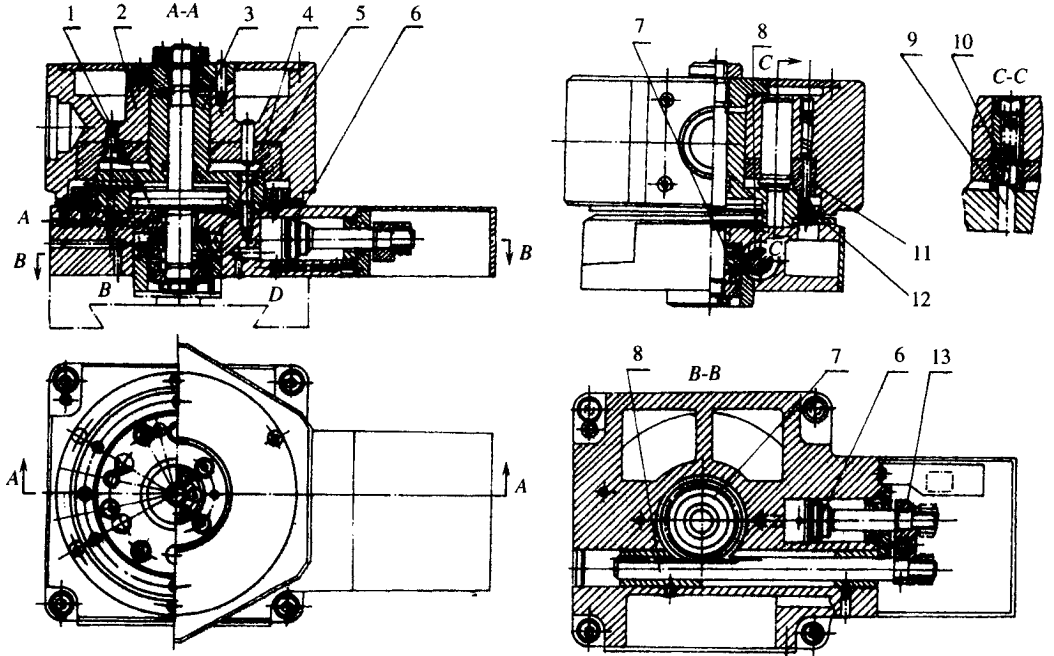


图 3-27 六角回转刀架

1、6—活塞 2—刀架体 3、4—零件 5—端齿离合器 7—齿轮;
8—齿条 9—固定插销 10—活动插销 11—推杆 12—触头 13—接板。

(3)刀架压紧 刀架转位后,压力油从 B 孔进入压紧缸的上腔,活塞 1 带动刀架体 2 下降。件 3 的底盘上精确地安装着 6 个带斜楔的圆柱固定插销 9,利用活动销 10 消除 9 卡紧。同时件 3 与件 4 的锥面接触,刀架在新的位置上定位并压紧。此时,端齿离合器与空套齿轮脱开。

(4) 转位油缸复位 刀架压紧后, 压力油从 D 孔进入转位油缸右腔, 活塞 6 带动齿条复位。由于这时端面离合器已脱开, 齿条带动齿轮在轴上空转。如果定位夹紧动作正常, 推杆 11 与相应的触头 12 接触, 发出信号表示已完成换刀过程, 可进行切削加工。

回转刀架还可以采用电机—马氏机构转位, 鼠牙盘定位, 也可采用液压马达驱动通过齿轮或凸轮使刀盘转位, 用液压油缸夹紧, 由端齿盘定位等, 以及其他转位和定位机构。

3. 带刀库的自动换刀装置

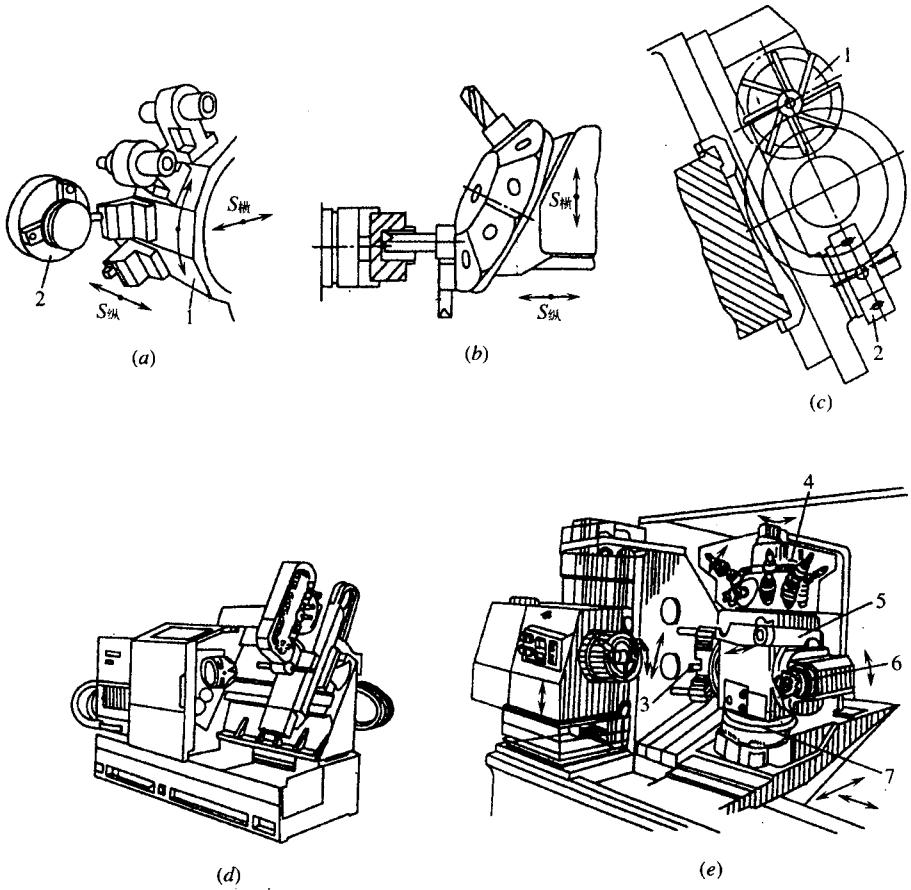


图 3-28 数控车床上自动换刀装置

(a)(b) 回转刀盘 (c) 双回转刀盘 (d) 链式刀库的数控车床 (e) 鼓轮式刀库数控车床。

1、2—刀盘 3—回转刀盘 4—鼓轮式刀库 5—机械手 6—刀具转轴 7—回转头。

上述排刀式刀架和回转刀架所安装的刀具都不可能太多, 即使是装备两个刀架, 对刀具的数目也有一定限制。随着数控车床进一步柔向性化发展, 或者对范围广泛的工件进行中、小批量加工, 或根据工件工艺的要求需要数量较多的刀具时, 应采用带刀库的自动换刀装置。

带刀库的自动换刀装置的由刀库和刀具交换机构组成。数控车床上的这种换刀装置

多数采用刀具编码式选刀方式。刀库的容量为 10 把 ~ 30 把。

数控车床的自动换刀装置主要采用回转刀盘,刀盘上安装 8 把 ~ 12 把刀。有的数控车床采用两个刀盘,实行四坐标控制,少数数控车床也具有刀库形式的自动换刀装置。图 3-28(a)是一个刀架上的回转盘,刀具与主轴中心平行安装,回转刀盘既有回转运动又不纵向进给运动($S_{纵}$)和横向进给运动($S_{横}$)。图 3-28(b)为刀盘中心线相对于主轴中心线倾斜的回转刀盘,刀盘上有(6~8)个刀位,每个刀位上可装两把刀具,分别加工外圆;刀盘 2 的回转中心线与主轴中心线垂直,用以加工内表面。图 3-28(d)为安装有刀库的数控车床,刀库可以是回转式或链式,通过机械手交

换刀具。图 3-28(e)是带鼓轮式刀库的车削中心,回转刀盘 3 上面装有多把刀具,鼓轮式刀库 4 上可装(6~8)把刀,机械手 5 可将刀库中的刀具换到刀具转轴 6 上去,6 可由电动机驱动回转进行铣削加工,回转头 7 可交换采用回转刀盘 3 和刀具转轴 6,轮番进行加工。

如图 2-29 所示的自动换刀数控车床中,链式刀库安装在车床尾部,机械手与刀库直接交换刀具。为了节省占地的面积,链环装在车床尾部的一个立柱上。

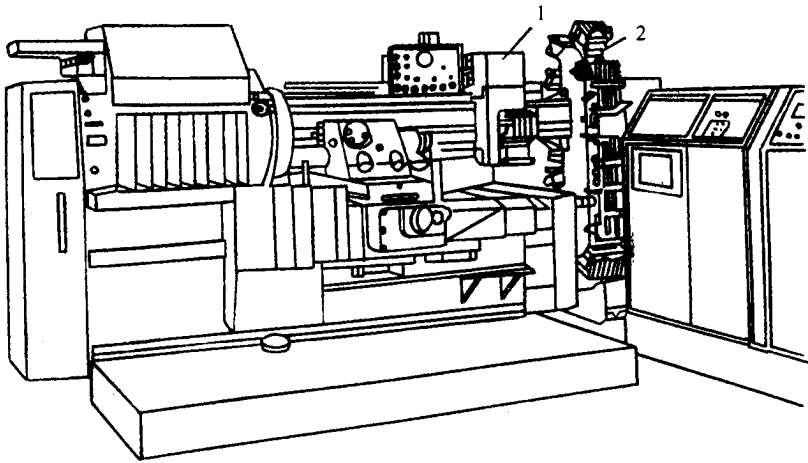


图 3-29 自动换刀数控车床

1—机械手 2—链式刀库。

图 3-30 所示的用机械手在刀架与刀库之间换刀的过程,简述如下:

(1)由电机 8 驱动刀库 10,使不带刀夹柱 11 转移至正对回转刀架 12 的换刀位置。

(2)液压缸 6 的活塞杆 5 向下移动,使机械手 3 张开的手爪 2、4 套住回转刀架 12 换刀位置上的刀夹 1 的夹持元件 7(图 3-30(c))。

(3)机械手的手爪 2、4 收拢,夹住刀夹 1 的夹持元件 7,同时柱塞 16 伸出(图 3-30(c)),回转刀架放松刀夹 1。

(4)活塞杆 5 向上移动,机械手 3 把刀夹 1。

(5)机械手 3 上的手爪 2、4 张开,放松刀夹的夹持元件 7,活塞杆 5 带着机械手 3 继续

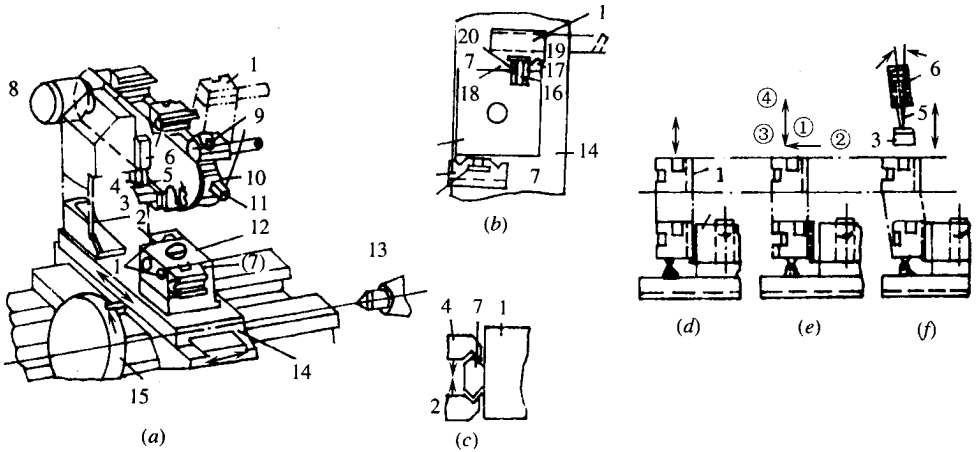


图 3-30 机械手在刀架与刀库之间换刀

- 1—刀夹 2、4—机械手手爪 3—机械手 5—活塞杆 6—液压缸 7—刀夹的夹持元件 8—电机；
 9—夹持销 10—刀库 11—刀库上的刀夹柱 12—回转刀架 13—尾座 14—横溜板 15—主轴卡盘；
 16—夹持销 17、18—回转刀架的棱柱形导轨 19、20—V形导槽。

上移,使它离开刀夹的夹持元件在刀库回转时的运动轨道。

(6)刀库回转,把所选的另切夹送至刀库的换刀位置。

(7)活塞杆 5 再向下,机械刀手 3 的 2、4 抓着新选的刀夹持元件,然后刀夹柱上 11 上的夹持销 9 退出该刀夹。

(8)活塞杆 5 继续下行,把新选的刀夹由刀库转运至回转刀架,此时回转刀架换刀位置处的柱塞 16 伸出一适当的距离,使刀夹的 T 形槽能套住柱塞 16 的头部。

(9)柱塞 16 回行,依靠它的头部使刀夹上的 V 形导槽 19、20 紧压在回转刀架的棱柱形导轨 17、18 上,这样,刀夹就在回转刀架上定位夹持。

(10)机械手 3 的手爪 2、4 松开已定位夹紧的刀夹。

(11)活塞杆 5 带着机械手 3 退回上部原位。

第三节 车削中心

车削中心也是一机多用的多工序加工机床,它是数控车床在扩大工艺范围方面的发展。不少回转体零件上常常还有钻孔、铣削等工序,例如钻油孔、钻横向孔、铣键槽、铣扁及铣油槽等,最好能在一次装夹下完成,这对于降低成本、缩短加工周期、保证加工精度等都有重要意义,特别是对重型机床,更能显示其优点,因为其加工的重型工件吊装不易。

一、车削中心的工艺范围

为了便于深入理解车削中心的结构原理,图3-31首先列出了车削中心能完成的除一般车削以外的工序。图3-31(a)为铣端面槽。加工时,机床主轴不转,装在刀架上的铣主轴带着铣刀旋转。端面槽有三种情况:①端面槽位于端面的中央,则刀架带铣刀作Z向进给,通过工件中心。②端面槽不在端面中央,如图(a)中的小图所示,则铣刀X向偏置。③端面不只一各槽,则需主轴带工件分度。图3-31(b)为端面钻孔、攻螺纹。主轴或刀具旋转,刀架作Z向进给。图3-31(c)为铣扁方。机床主轴不转,刀架内的铣主轴带着刀转,可以作Z向进给(如左图),也可作X向进给(如右图)。如需多边形,则主轴分度。图3-31(d)为端面分度钻孔、攻螺纹。钻(或攻螺纹)刀具主轴装在刀架上偏置旋转并作Z向进给。第钻完一孔,主轴带工件分度。图3-31(e)(f)(g)为横向或在斜面上钻孔、铣槽、攻螺纹。此外,还可铣螺旋槽。

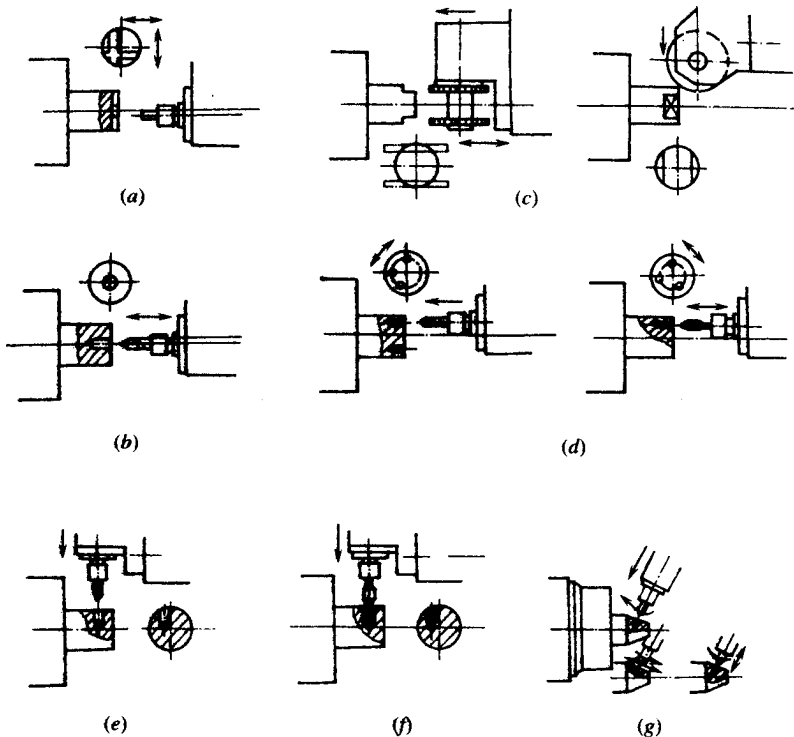


图3-31 车削中心除车削外能完成的工序

(a) 铣端面槽 (b) 端面钻孔、攻螺纹 (c) 铣扁方 (d) 端面分度钻孔、攻螺纹;
(e) 横向钻孔 (f) 横攻螺纹 (g) 斜面上钻孔、攻螺纹。

二、车削中心的 C 轴

由以上对车削中心加工工艺的分析可见,车削中心在数控车床的基础上增加了两大功能 ①自驱动力刀具。在刀架上备有刀具主轴电主自动无级变速,通过传动机构驱动装在刀架上的刀具主轴。②增加了轴的 C 轴坐标功能。机床主轴旋转除作为车削的主运动外,还可做分度运动(即定向停车)和圆周进给,并在数控装置的伺服控制下,实现 C 轴与 Z 轴联动,或 X 轴与 C 轴联动,以进行圆柱面上或端面上任意部位的钻削、铣削、攻螺纹及平面或曲面铣加工,图 3-32 为 C 轴功能示意图。

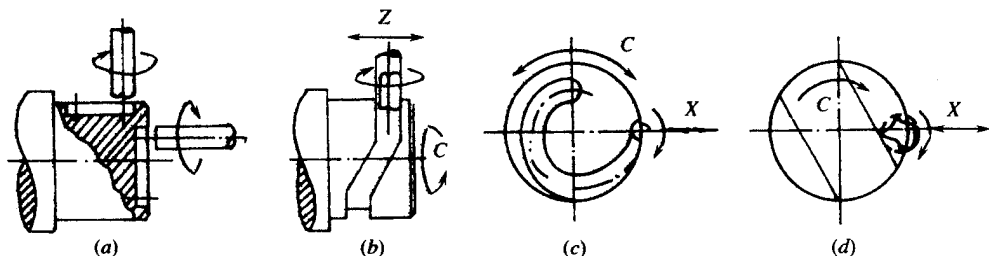


图 3-32 C 轴的功能

- (a) C 轴定向时,在圆柱面或端面上铣槽 (b) C 轴、Z 轴进给插补,在圆柱上铣螺旋槽;
(c) C 轴、X 轴进给插补,在端面上铣槽 (d) C 轴、X 轴进给插补,铣直线和平面。

车削中心在加工过程中,驱动刀具主轴的伺服电机与驱动车削运动的主电机是互锁的。即当进行分度和 C 轴控制进给,脱离主电动机,接合伺服电动机;当进行车削时,脱离伺服电机,接合主电机。

三、车削中心的主传动系统

车削中心的主传动系统包括车削主传动和 C 轴控制传动,下面介绍几种典型的传动系统:

(1)精密蜗轮副 C 轴的分度和伺服控制采用可啮合和脱开的精密蜗轮副结构。它有一个伺服电机驱动蜗杆 1 及主轴上的蜗轮 3,当机床处于铣削和钻削状态时,即主轴需要通过 C 轴分度或对圆周进给进行伺服控制时,蜗杆与蜗轮啮合。该蜗杆蜗轮副由一个可固定的精确调整滑块来调整,以消除啮合间隙。C 轴的分度精度由一个脉冲编码器来保证。

(2)经滑移齿轮控制的 C 轴传动 图 3-34 为车削中心的 C 轴传动系统图,由主轴箱和 C 轴控制箱两部分组成。当主轴在一般车削状态时,换位油缸 6 使滑移齿轮 5 与主轴齿轮 7 脱离,制动油缸 10 脱离制动,主轴电机通过 V 型带带带轮 11 使主轴 8 动转。当主轴需要 C 轴作分度或回转时,主轴电机处于停止状态,齿轮 5 与齿轮 7 啮合,在制动油缸 10 未制动主轴外,其他动作与上述同,此时主轴按指令做缓慢的连续旋转进给运动。

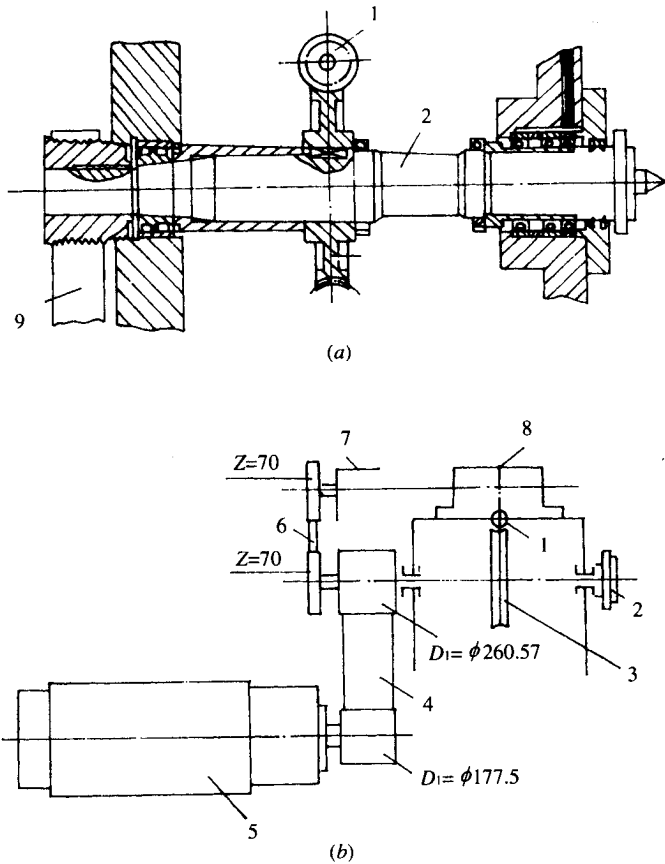


图 3-33 C 轴传动系统(一)

(a) 主轴结构简图 (b) C 轴传动系统示意图。

1—蜗杆 2—主轴 3—蜗轮 4—齿形带 5—主轴电机 6—齿形带；

7—脉冲编码 8—C 轴伺服电机 9—皮带。

(3) 图 3-35 所示 C 轴传动也是通过安装在伺服电机轴上的滑移齿轮带动主轴旋转的, 可以实现主轴旋转进给和分度。当不用 C 轴传动时, 伺服电机上的滑移齿轮脱开, 主轴由电机带动, 为了防止主传动与 C 轴传动之间产生干涉, 在伺服电机上滑移齿轮的啮合位置装有检测开关, 利用开关的检测信号来识别主轴的工作状态, 当 C 轴工作时, 主轴电机就不能启动。

主轴分度是采用安装在主轴上的三个 120 齿的分度齿轮来实现的。三个齿轮分别错开 $\frac{1}{3}$ 个齿距, 以实现主轴的最小分度值 1° 。主轴定位靠一带齿的连杆来实现, 定位后通过油缸压紧。三个油缸分别配合三个边杆协调动作, 用电气实现自控制。

C 轴坐标除了以上介绍的用伺服电机通过机械结构实现外, 还可以用带 C 轴功能的主轴电机直接进行分度和定位。

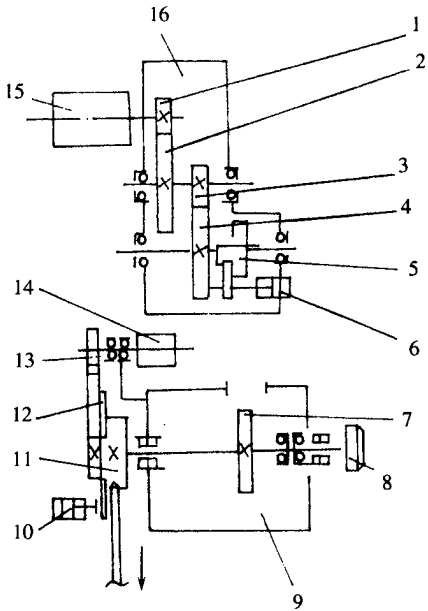


图 3-34 C 轴传动系统(二)

1~4—传动齿轮 5—滑动齿轮 6—换位油缸；
7—主轴齿轮 8—主轴 9—主轴箱；10—制动油缸；
11—V型带轮；12—主轴制动盘；13—齿形带轮；
14—脉冲编码器；15—C轴伺服电机；16—C轴控制箱。

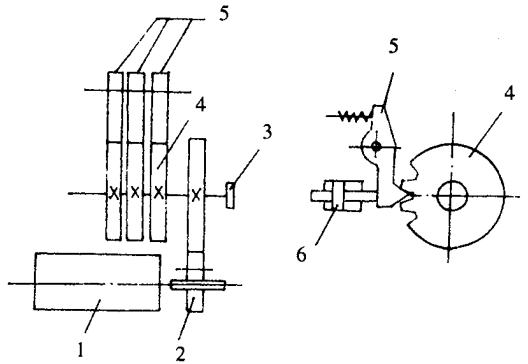


图 3-35 C 轴传动系统(三)

1—C轴伺服电机 2—滑移齿轮；
3—主轴 4—分度齿轮；
5—插销连杆 6—压紧油缸。

四、车削中心自驱动力刀具典型结构

车削中心自驱动力刀具主要同三部分组成：动力源、变速装置和刀具附件(钻孔附件和铣削附件等)。

(1)变速传动装置 图 3-36 是动力刀具的传动装置。传动箱 2 装在转塔刀架体(图中未画出)的上方。变速电机 3 经锥齿轮副和同步齿形带 将动力传至位于转塔回转中心的空心轴 4。轴 4 的左端是中央锥齿轮 5 与下文所述的自驱具的附件相联系。由图可见齿形带轮与轴采用了锥环摩擦联接。

(2)自驱动力刀具附件 自驱动力刀具附件有许多种,下面列举两例。

图 3-37 是高速钻孔附件。轴套的 A 部装入转塔刀架的刀具孔中。刀具主轴 3 的右

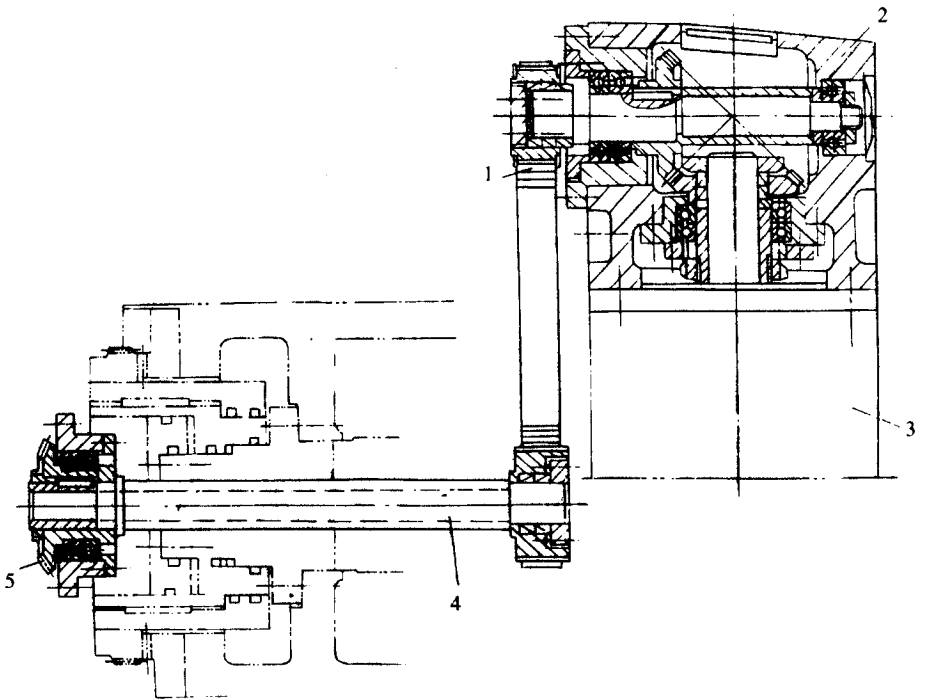


图 3-36 自驱动力刀具的传动装置

1—齿形带 2—传动箱 3—变速电机 4—空心轴 5—中央锥齿轮。

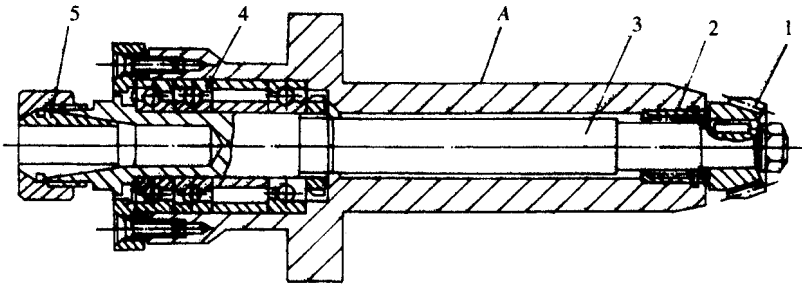


图 3-37 高速钻孔附件

1—锥齿轮 2—滚针轴承 3—主轴 4—角接触球轴承 5—弹簧夹头 ;A—轴套。

端装有锥齿轮 1,与图 3-36 的中央锥齿轮 5 相啮合。主轴前端支承是三联角接触球轴承 4,后支承为滚针轴承 2。主轴头部有弹簧夹头 5 啮合。轴 2 经锥齿轮副 3、横轴 4 和圆柱齿轮 5。将运动至图 3-38(b)所示的铣主轴 7 装铣刀。中间传动装置可连同铣主轴一起转方向。如铣主轴水平,则如图 3-31(c)的左图方式加工,如转成竖直,则如其右图方式加工。铣主轴若换成孔攻螺纹主轴,可进行如图 3-31(e)(f)等方式加工。

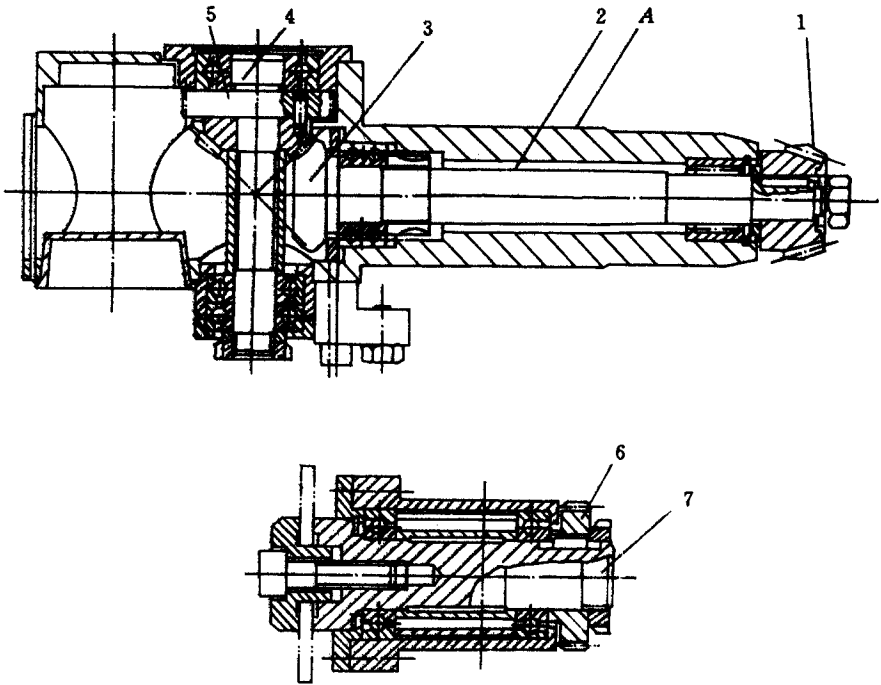


图 3-38 铣削附件

1—锥齿轮 2—轴 3—锥齿轮 4—横轴 5、6—圆柱齿轮 7—铣主轴 A—轴套。

第四章 数控机床的主传动系统设计

第一节 主传动变速系统的参数

机床主传动系统的参数有动力参数和运动参数。动力参数是指主运动驱动电机的功率,运动参数是指主运动的变速范围。

一、主传动功率

机床主传动的功率 P 可根据切削功率 P_C 与主运动传动链的总效率 η 由下式来确定:

$$P = P_C / \eta(4-1)$$

数控机床的加工范围一般都比较小,切削功率 P_C 可根据有代表性的加工情况,由其主切削抗力 F_z 按下式来确定:

$$P_c = \frac{F_z v}{60000} = \frac{M \cdot n}{655000} \text{ (kW)} \quad (4-2)$$

式中 F_z —主切削力的切身分力(N);

v —切削速度(m/min);

M —切削扭矩(N·cm);

n —主轴转速(r/min)。

主传动的总效率一般可取为 $\eta = 0.07 \sim 0.85$ 。数控机床的主传动多用调速电机和有限的机械变速传动来实现,传动链较短,因此,效率可取较大值。

主传动中各传动件的尺寸都是根据其传动功率确定的,如果传动率定得过将使传动件的尺寸粗大而造成浪费,电动机常低负荷下工作,功率因数很小浪费能源。如果功率定的过小,将限制机床加工能是降低生产率。因此,要较准确合适地选用传动功率。由于加工情况多变,切削用量变化范围较大,加之对传动系统因摩擦等因素消耗的功率也难于掌握,因此,单纯用理论计算的方法来确定功率尚有困难,通常要用类比、测试和理论计算等几种方法相互比较来确定。

二、主运动的调速范围

主运动为旋转运动的机床,主轴转速 n 由切削速度 v (m/min) 和工件或刀具的直径 d (mm) 来确定:

$$n = \frac{1000v}{\pi d} \quad (\text{r/min}) \quad (4-3)$$

对于数控机床,为了适应切削速度和工作或刀具直径的变化,主轴的最低和最高转速可根据下式确定:

$$n_{\min} = \frac{1000v_{\min}}{\pi d_{\min}} \quad (\text{r/min}), \quad n_{\max} = \frac{100v_{\max}}{\pi d_{\min}} \quad (\text{r/min}) \quad (4-4)$$

最高转速与最低转速之比称为调整范围 R_n

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{v_{\max}}{v_{\min}} \cdot \frac{d_{\max}}{d_{\min}} \quad (4-5)$$

数控机床与普通机床相同,它的加工范围较广,因此,切削速度和刀具或工件直径的变化也很大。可以根据情况来决定 v_{\max} 、 v_{\min} 及 d_{\max} 、 d_{\min} 。总之,不能将一切可能的加工情况都考虑在内,一般也用理论计算与调查类比相结合的办法来确定。

第二节 主传动系统的设计要求

数控机床的主传动系统除应满足普通机床主传动要求外,还提出如下要求:

(1) 具有更大的调速范围,并实现无级调速 数控机床为了保证加工时能选用合理的切削用量,充分发挥刀具的切削,从而获得更高的转速和更大的调速范围。对于自动换刀的数控机床。工序集中工件一次装夹,可完成许多工序,所以,为了适应各种工序和各种加工材质的要求,主运动的调速范围还应逐步扩大。

(2) 具有较高的精度和刚度,传动平稳,噪声低 数探机床加工精度的提高,与主传动系统的刚度密切相关。为此,应提高传动件的制造精度与刚度,齿轮齿面进行高频感应加热淬火增加而磨性,最后一级采用斜齿轮传动,使传动平稳;采用高精度轴承及合理的支承跨距等,以提高主轴组件的刚性。

(3) 良好的抗振性和热稳定性 数控机床断续一般既要进行粗加工,又要进行精加工,加工时可能由于切削、加工余量不均匀、运动部件不平衡以及切削过程中的自激振动等原因引起的冲击力或交变力的干扰,使主轴产生振动,影响加工精度和表面粗糙度,严重时甚至破坏刀具或零件,使加工无法进行。因此在主传动系统中的各主要零部件不但要具有一定的静刚度,而且要求具有力够的抑制各种干扰引起振动的能力—抗振性。抗振性用动刚度或动柔度来衡量。例如主轴组件的动刚度取决于主轴的当量静刚度、阻尼

比及固有的频率等参数。如果把主轴组件视为不等效的单自由度系统,则动刚度 k_d 与动力参数的关系为

$$k_d = K \sqrt{[1 - (\frac{\omega}{\omega_n})^2]^2 + (2\xi \frac{\omega}{\omega_n})^2}$$

式中 K —机床主轴结构系统的静刚度(N/ μm);

ω ——外加激振力的激振频率(Hz);

ω_n ——主轴组件的固有频率($\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}}$, m 为当量质量, K 为当量静刚度);

ξ ——阻尼比($\xi = \frac{\gamma}{\gamma_c}$, γ 是阻尼系数, γ_c 是临界阻尼系数, $\gamma_c = 2m\omega_n \lambda$)

由上式可见为提高主轴组件的振性,须使 K_d 值较大,为此应尽量使阻尼比、当量静刚度或固有频率的值较高。在设计数控机床的主传动系统时,要注意选择上述几个参数的合理关系。

机床在切削加工中主传动系统的发热使其中所零部件有产生热变形,破坏了零部件之间相对位置精度和运动精度造成的加工误差,且热变形限制了切削用量的提高,降低传动效率,影响到生产率。为此,要求部件具有较高的热稳定性,通过保持合适的配合间,循环润进行并滑保持平衡等措施来实现。

第三节 主传动变速系统的设计

普通机床一般采用机械有级变速传动,而数控机床需要自动抽换刀,自动变速;且在切削不同直径的阶梯轴,切削曲线旋转面和端面时,需要随削直径的变化而自动变速,以维持切削速度基本恒定。这些自动变速又是无级变速,以利于在一定的调速范围内选择到理想的切削速度,这样既有利于提高加工精度,又有利于提高切削效率。无级调速有机机械、液压和电气等多种形式,数控机床一般都采用由直流或交流调速电动机作为驱动源的电气无级调速。由于数控机床的主运动的调速范围较大($R = 100 \sim 200$),单靠调速无法满足这么大的调速范围,另一方面调速电机的功率扭矩特性也难于直接与机床的功率和转矩要求相匹配。因此,数控机床主传动变速系统常常在无级变速电机之后串联机械有级变速传动,经满足机床要求的调速范围和转矩特性。有关机械有级变速及其设计可参见机床设计,本节主要介绍无级调速电机串联机械变速的传动系统设计。

一、交、直流无级调速电机的功率扭矩特性

数控机床常用变速电机拖动运动系统。常用的电机有直流电动机和交流调频电机两种。目前,中小型数控机床中,交流调频电机已占优势,有取代直流电机之势。设计时,必

须注意机床主轴与电动机在功率特性方面的匹配。

如图 4-1 所示是机床主轴要求的功率特性和转矩特性。这两条特性曲线是以计算转速 n_j 为分界,从 n_j 至最高转速 n_{max} 的区域 I 为恒功率区,在该区域内,任意转速下主轴都以输出额定的功率,最大转矩则随主轴转速的下降而上升。从最低转速 n_{min} 至 n_j 的区域 II 为恒转矩区,在该区域内,转矩再随转速下降而上升,任何转速下可能提供的转矩都不能超过计算转速下的转矩,这个转矩就是机床主轴的最大转矩 M_{max} 。在 II 区域内,主轴可能输出的最大功率 P_{max} ,则随主轴转速的下降而上升。通常,恒功率区约占整个主轴速范围的 $2/3 \sim 3/4$ 值至矩区约占 $1/4 \sim 1/3$ 。

如图 4-2 所示是变速电机的功率特性。从额定转速 n_d 到最高转速 n_{max} 的区域 I 为恒功率区;从最低转速 n_{min} 至 n_d 的区域 II 为恒转矩区。直流电机的额定转速常为 $1000r/min \sim 1500r/min$ 。从 n_d 至 n_{max} 用调节磁通 ϕ 的办法得到,称为调磁调速;从 n_{min} 至 n_d 用调节电枢电压的办法得到,称调压调速。交流调频电机用调节电源频率来达到调速的目的。额定转速常为 $1500r/min$ 。这两种电机的恒功率转速范围常为 $2 \sim 4$,恒转矩变速范围则可达 100 以下。

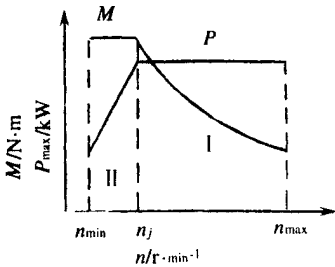


图 4-1 主轴的功率转矩特性

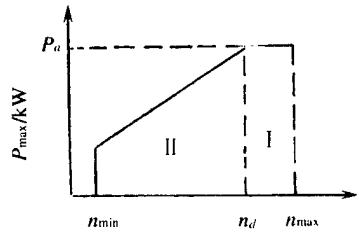


图 4-2 变速电动机的功率特性

很明显,变速电机的功率特性与机床主轴的要求不匹配:变速电机的恒功率范围小而主轴要求的范围大。因此,货总变速范围(最高、最低转速之比)设计主传动系统是不能满足加工要求的,必须考虑性能匹配问题。例如有一数控车床,主轴最高转速 $n_{max} = 4000r/min$,最低转速 $n_{min} = 40r/min$,计算转速 $n_j = 160r/min$ 。则该床变速范围 $R_n = n_{max}/n_{min} = 100$ 。恒功率变速范围 $R_{np} = n_{max}/n_j = 25$ 。要用交流调频电机,其额定转速 $n_d = 1500r/min$,最高转速 $n_{max} = 4500r/min$,恒功率调速范围 $R_{dp} = n_{max}/n_d = 4500/1500 = 3$,显然远小于主轴要求的 $R_n = 100$,但由于恒功率调速范围不够,性能不匹配,是不能简单地使电动机直接拖动主轴的。解决的办法是电动机与主轴之间串联一个分级变速箱。

二、数控机床分级变速箱的设计

1. 数控机床主轴转速自动变换过程

在数控机床上,特别是在自动换刀的数控机床上应根据刀具与工艺要求进行主轴转速的自动变换。在零件加工程序中用 S 两位代码指定主轴转速的序号,或用 S 四位代码指定主轴转速的每分钟转数,并且用 M 两位代码指定主轴的正、反、电动向启动和停止。

采用直流或交流调速电动机的主运动无级变速系统中,主轴的正、反启动与停止制动是直接控制电动机来实现的,主轴转速的变换则由电机转速的变换与齿轮有级变速机构的变换相配合来实现。例如表 4-1 展示了某机床主运动变速系统中主轴的转速 n 是如何由电机的转速、齿轮有级变速级数相配合来实现的,为获得主轴的某一转速必须接通相应的有级变速级数和电机的调压转速 n_Y 或调磁转速 n_C 。理论上说电机的转速可以无级变速,但是,主轴转速的 S 两位代码最多只有 99 种即使是使用 S 四位代码直接指定主轴转速,也只能按一转递增,而且分级越多指令信号的个数越多,更难于实现。因此,实际上还是将主轴转速按等比数列分成若干级(一般最多不超过 99 种)根据主轴转速的 S 代码发出相应的有级级数与电机的调速信号来实现主轴的主动换速。电机的调压或调磁变速,由电机的驱动电路根据转速指令电压信号来变换。齿轮有级变速则采用液压或电磁离合器实现。

表 4-1 主轴转速与有级级数和电机调压调磁转速的关系

$n/r \cdot \min^{-1}$	有级级数	$n_Y/r \cdot \min^{-1}$	$n/r \cdot \min^{-1}$	有级级数	$n_C/r \cdot \min^{-1}$
11.5 ~ 102	I $\left(\frac{23}{67}, \frac{22}{65}\right)$	170 ~ 1500	102 ~ 168	I $\left(\frac{23}{67}, \frac{22}{65}\right)$	1500 ~ 2400
168 ~ 223	II $\left(\frac{38}{52}, \frac{22}{65}\right)$	1200 ~ 1500	223 ~ 355	II $\left(\frac{38}{52}, \frac{22}{65}\right)$	1500 ~ 2400
255 ~ 476	III $\left(\frac{23}{67}, \frac{53}{35}\right)$	1120 ~ 1500	476 ~ 750	III $\left(\frac{23}{67}, \frac{53}{35}\right)$	1500 ~ 2400
750 ~ 995	IV $\left(\frac{38}{52}, \frac{53}{35}\right)$	1120 ~ 1500	995 ~ 1600	IV $\left(\frac{38}{52}, \frac{53}{35}\right)$	1500 ~ 2400

2. 分级变速箱的设计

数控机床的分级变速箱由于位于控机床调速电机与主轴之间,因此,设计时除遵循一般有级变速箱设计原则外,必须处理好公比的选择。在设计数控机床分级变速箱时,公比的选取有以下三种情况:

(1) 取变速箱的公比 φ 等于电机的恒功率调速范围 R_{dp} , 即 $\varphi = R_{dp}$ 。则机床主轴的恒功率变速范围为

$$R_{np} = \varphi^{Z-1} R_{dp} = \varphi^Z \quad (4-6)$$

变速箱的级数

$$Z = \lg_{nR} / \lg \varphi \quad (4-7)$$

前面 4.3.1 举例中, $R_{np} = 25$, $\varphi = R_{dp} = 3$, 故 $Z = \lg 25 / \lg 3 = 2.93$ 。Z 必须是整数,可取

变速箱的变速级数 $z = 3$ 。其转速图如图 4-3(a) 所示。电动机经定比传动 $1:1.125$, 使变速箱的轴 I 得到 $4000\text{r/min} \sim 1330\text{r/min}$ (恒功率) 和 $1330\text{r/min} \sim 360\text{r/min}$ (恒转矩) 的转速。如果经 I - II - III 轴之间的两对 $1:1$ 齿轮传动, 主轴能得到 $4000\text{r/min} \sim 1330\text{r/min}$ 恒功率转速范围。当主轴转速 n 降到 1330r/min 时, 电机转速降至 1500r/min (额定转速)。如果电机速继续下降, 则将于进入恒转矩区, 最大输出功率也将随之下降。表现在图 4-3(b) 的功率特性图上, 主轴转速为 $4000\text{r/min} \sim 1330\text{r/min}$ 时, 为 ab 段, 是恒功率。当电机转速低于额定转速时, 最大输出功率将沿 bc 虚线下降。

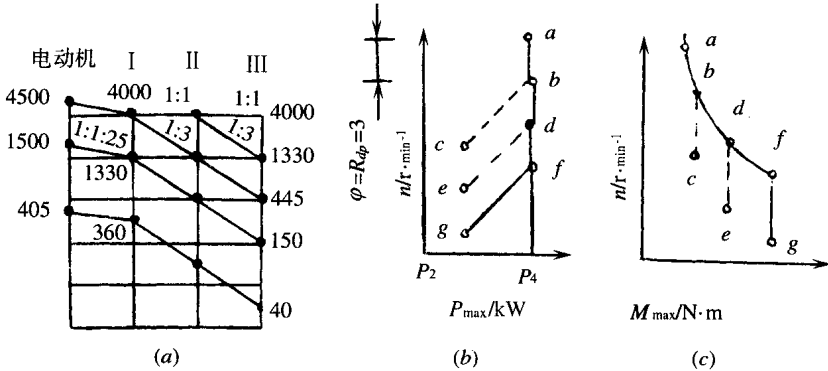


图 4-3 传动系统及功率特性(一)

当主轴转速降至 1330r/min 时, 变速箱变速, 经 $(1/1) \times (1/3) = 3/1$ 传动主轴。这时电机转速自动地回到最高转速。当电机又从 4500r/min 降至 1500r/min 时, 主轴从 1330r/min 降至 445r/min , 仍为恒功率。在功率特性图上为 bd 段。

当主轴转速降至 445r/min 时, 变速箱变速。经 $(1/3) \times (3/1) = 1/9$ 传动主轴。电机又回到最高转速。主轴从 445r/min 降至 150r/min , 在特性图上为 df 段。

主轴 150r/min 的转速已低于原要求的计算转速, 以下进入恒转矩段。靠电机继续降速得到, 当电机转速降至 405r/min 时, 主轴转速降至 $405 \times (1/1.125) \times (1/9) = 40\text{r/min}$, 即为主轴的最低转速, 这时电动机的最大输出功率为

$$P_2 = (405/1500) P_d = 0.27 P_d$$

即为额定功率 P_d 的 27%。

在图 4-3(b) 中, $abdf$ 应为一 条直线。为了清楚起见, 把它画成三段, 并略错开。可以看出, 主轴恒功率变速范围 af 是由 3 段拼起来的, 每段的变速范围等于电机的恒功率调速范围 $R_{np} = 3$ 。所以, 变速箱的公比 $\phi = R_{dp}$ 。电机的功率根据主轴的需要选择。主轴计算转速为 f 点的转速 (150r/min)。

图 4-3(c) 为转矩特性。从 a 至 f , 转矩随转速下降而上升。至 f 点为主轴输出的最大转矩 M_{\max} 。 $f-g$ 为恒转矩区。 a 至 f 也是由三段拼成的。

(2) 如果为了简化变速箱的结构, 希望变速级数少一些, 则不行不取较大的公比。如上例若取 $z = 2$, 则根据式 (4-6)

$$\lg \varphi = \frac{\lg R_{np}}{Z} = \frac{\lg 25}{2} = 0.699$$

故公比 $\varphi = 5$ 。这时的转速图及功率特性见图 4-4。

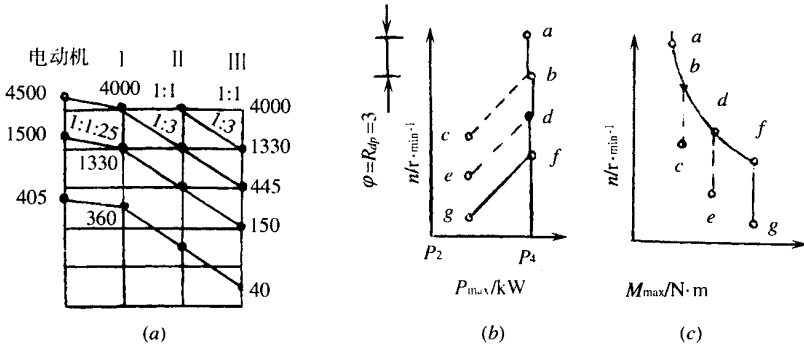


图 4-4 传动系统及功率特性(二)

电动机经定比传动副传动变速箱的轴 I。高速时,经 I—II 轴间的 1.25 : 1 升速,传至主轴 II。当主轴转速从 4000r/min ~ 1330r/min 时,电动机转速从 4500r/min ~ 1500r/min 为恒功率。表现在图 4-4(b) 的功率特性图上为 ab 段。由于公比 $\varphi = 5$, $\varphi > R_{dp}$ ($R_{dp} = 3$), 主轴/转速从 1330r/min 继续下降时,仍由电机变速。但这时已进入恒转矩区,一直降至 $4000/5 = 800$ r/min 时,变速箱变速。经 1 : 4 传动主轴, 800r/min ~ 270r/min 为 de 段(恒功率), 270r/min ~ 160r/min (160r/min 为计算转速 n_j) 为 ef 段,以后再继续下降至 g。可以看出,主轴从 $n_j = 160$ r/min 至 $n_{\max} = 4000$ r/min,最大输出是变化的。在 160r/min ~ 270r/min, 800r/min ~ 1330r/min 两段内将出现功率不足。因此,应该按 P_d 选择电动机。

$$P_d = \frac{1330}{800} P_1 = 1.7 P_1$$

即这时所选电机的额定功率 P_d 应比主轴所需的功率 P_1 大 70% 左右。这就是不少机床出现“大马拉小车”现象的原因。

bcd 习惯上称为“缺口”。所选的变速箱公式 φ 比电动机的恒功率变速范围 R_{dp} 越大,缺口也越大。变速箱因 φ 大而可以简化机构(变速级数少),但电机的额定功率却也越大。这就是说,简化变速箱是经选择较大功率的电机作为代价的。

在进行变速箱的动力计算时,功率可仍按主轴要求的功率 P_1 计算。计算转速为 f 点的转速(160r/min)也可按 P_d 计算,计算转速为 e 点(270r/min)。转矩特性见图 4-4(c)。a 至 b, d 至 e 段中,转矩随转速的下降而上升; b 至 d, e 至 g 段中,转矩维持不变。

(3) 数控车床在切削阶梯轴、成形螺旋面或端面时,有时需要进行恒线速切削。随着工件直径的变化,主轴转速也要随之而自动变化。这时,不能用变速箱变速。必须用电动机变速。因为用变速箱变速时必须停车,这在连续切削时是不允许的。假设主轴要求的转速为 800r/min ~ 1600r/min 的要求,如果采用图 4-3 所示传动系统,则如使变速箱的传动比为 1 : 3,则最高转速为 1330r/min,达不到 1600r/min,如果采用图 4-3 所示传动系统,

如使变速箱的传动比为 1:1 则从 1330r/min ~ 800r/min 将进入电动机的恒转矩区,有可能功率不足。解决的办法有如下见种。

①增加变速箱的变速级数 Z 降低公比 φ 如上例, $R_{np} = 25, R_{np} = 3$, 如取 $Z = 4$, 则从式(4-6)有 $\varphi^{4-1} = \frac{25}{3}$ 故 $\varphi = 2.03$ 如取 $\phi = z$ 则转速图应如图 4-5 所示。变速箱有 4 种传动比 $(1/1) \times (1/1) = 1/1$ $(1/2) \times (1/1) = 1/2$ $(1/1) \times (1/4) = 1/4$ $(1/2) \times (1/4) = 1/8$ 。转动比 i 为 1:1 时, 主轴转速为 4000r/min ~ 1330r/min(ab 段); i 为 1/2 时为 2000r/min ~ 667r/min(cd 段); i 为 1/4 时为 1000r/min ~ 335r/min(ef 段); i 为 1/8 时为 500r/min ~ 168r/min(h 段)。这四段用的全是电动机的恒功率区, 互相都有一总分搭合。168r/min ~ 40r/min(hj 段)为恒转矩区。如果要求主轴转速在 800r/min ~ 1600r/min 范围作恒功率的不停车变速, 则可用 cd 段, 变速箱传动比为 1/2。

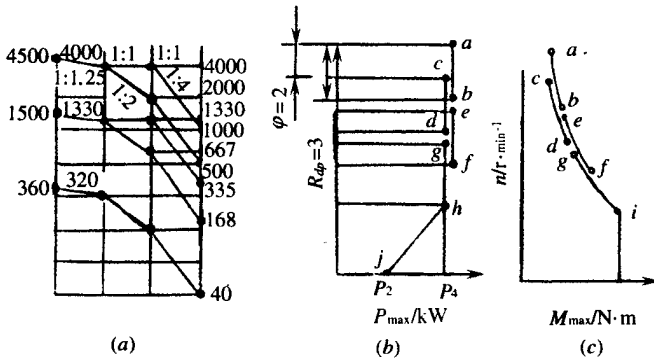


图 4-5 传动系统及功率特性(三)

②加大电动机功率 变速箱仍如图 4-3 所示, 如把电动机功率加大 70%, 使电动机额定功率 $P_d = 1.7P_1$ (P_1 为主轴所需要的功率), 则当变速箱时的传动比为 1:1 时, 当主轴的转速降至 $1330/1.7 = 800r/min$ 电动机仍能提供主轴所要求的最大功率。于是, 变速箱的传动比为 1:1 时, 能提供要求率的转速范围扩大为 400r/min ~ 800r/min; 1:3 时为 1330r/min ~ 266r/min; 1:9 时为 445r/min ~ 90r/min。这三段都有搭合。如果要求主轴在 800r/min ~ 1600r/min 范围内恒功率不停车变速, 可用 4000r/min ~ 80r/min 段, 变速箱传动比为 1:1。如果主轴的计算转速仍为 150r/min, 则计算变速箱的功率可仍按未加大前的功率计算。

从以上三种不同公比 φ 下的分级变速分析及实例, 可见都与主轴电机的恒功率调速范围及其额定功率有关, 下面就来介绍在不同公比 φ 下设计分级变速传动时, 机床主电机的恒功率调速范围 R_{dp} 及其额定功率 P_d 应满足的条件。

3. 主电机恒功率调速范围 R_{dp} 及额定功率 P_d 的选定

由上述调速主轴电机及机床主轴的功率扭矩特性可知无级调速电机的恒扭矩调速范围满足机床所需的要求因此必须在无级调速电机后串联一齿轮变速组。齿轮变速组的变速级数 Z 和公比 φ 可由下式计算:

$$R_z = R_{np}/R_{dp} = \varphi^{Z-1} \quad (4-8)$$

即 $Z = (\lg R_{np} - \lg R_{dp}) / \lg \varphi + 1$ 或 $\varphi = (R_{np}/R_{dp})^{1/(Z-1)}$

式中 R^Z —齿轮变速组的变速范围

由于齿轮变速组的变速级数 Z 通常为 $2 \sim 4$, 当 R_{np} 和 R_{dp} 为已知值时, 将 $Z = 2, 3, 4$ 等值代入(4-8)式, 即可求得对应于不同 Z 的 φ 值。如果其公比 $\varphi = R_{dp}$, 则变速段第一挡内有部分低转速不能恒功率变速。下面的分别以这三咱情况进行讨论 (1) $\varphi > R_{dp}$ 图 4-6(a) 为 $\varphi > R_{dp}$ 时的机床功率扭矩特性曲线, 从图可看出 $P-n$ 曲线出现“缺口”(图中变速级数为 3) 称为功此降低区, 即在使用“缺口”范围内的转速时, 电动机的输出功率达不到其额定功率 P_d 。功率降低区的变速范围(即“缺口”的宽度) Δ 为

$$\Delta = \varphi / R_{dp} = P_d = P_d / P_0$$

式中 P_0 —功率降低区内的最小输出功率。

① R_{dp} 应满足的条件 因 $M = 99554 \cdot \eta \cdot P_d / n$, 从图 4-6(a) 知

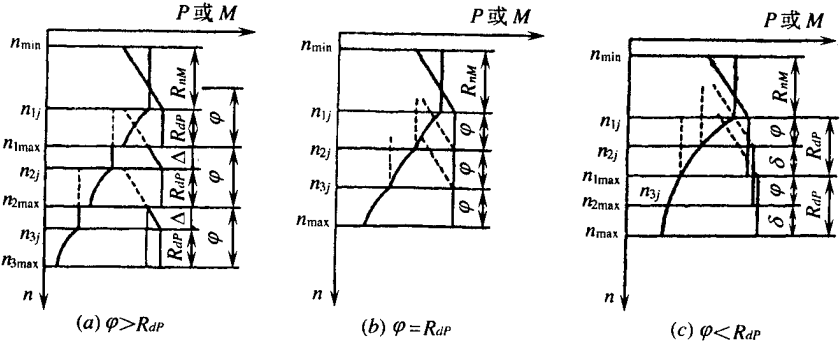


图 4-6 调速电机变速系统的功率扭矩特性

$$n_{1j} = n_j = 9554 \cdot \eta \cdot P_d / M \quad (4-9)$$

一挡减速比

$$i_1 = n_{1j} / n_{dj} = n_{1max} / n_{dmax} \quad (4-10)$$

二挡减速比

$$i_2 = n_{2j} / n_{dj} = n_{2max} / n_{dmax} \quad (4-11)$$

而

$$n_{2j} = \Delta \cdot n_{1max} \quad (4-12)$$

三挡减速比

$$i_3 = n_{1j} = n_{dj} = n_{3max} / n_{dmax} \quad (4-13)$$

而

$$n_{3j} = \Delta \cdot n_{2max} \quad (4-14)$$

将式(4-12)代入(4-10)式得

$$n_{1j} = (n_{2j} / \Delta \cdot n_{dmax}) n_{dj} \quad (4-15)$$

将式(4-14)代入(4-11)式得: $n_{2j} = (n_{3j} / \Delta \cdot n_{dmax}) n_{dj}$

将上式代入(4-15)式得: $n_{1j} = ((n_{dj} / \Delta \cdot n_{dmax})^2 \cdot n_{3j})$

由式(4-13)得: $n_{3j} = (n_{3max} / n_{dmax}) \cdot n_{dj}$, 代入上式得:

$$n_{1j} = (n_{dj} / n_{dmax})^3 \cdot (n_{3max} / \Delta^2)$$

对于 $Z = 3$, 因 $n_{3max} = n_{max}$, $n_{1j} = n_j = n_{1j}$

故 $(n_{d\max}/n_{dj})^3 = n_{\max} \Delta^2 \cdot n_j$ 将式(4-9)代入上式得:

$$(n_{d\max}/n_{dj})^3 = M \cdot n_{\max} \Delta^2 \cdot P_d \quad (4-16)$$

即:

$$R_{dp}^3 = M \cdot n_{d\max} \Delta^2 \cdot P_d \quad (4-17)$$

如果齿轮变速组有 Z 挡,可得出主电机恒功率调速范围应满足的条件:

$$R_{dp} = \sqrt[Z]{\frac{M \cdot n_{\max}}{9554 \cdot \eta \cdot \Delta^{z-1} \cdot P_d}} \quad (4-18)$$

上面各式中:

n_{1j} 、 n_{2j} 、 n_{3j} ——第一、二、三挡的计算转速(r/min);

$n_{1\max}$ 、 $n_{2\max}$ 、 $n_{3\max}$ ——第一、二、三挡的最高转速(r/min);

η ——机床总效率($\eta = 0.75 \sim 0.8$);

P_d ——主电机额定功率(kW);

M ——主轴最大扭矩(N·m);

② P_d 应满足的条件 设计时应使机床主轴的功率降低区内仍能得到所要求的切削功率,应使:

$$P_0 = P_d / \Delta \cdot P_{\max}$$

即所选电机的额定功率为

$$P_d = \Delta \cdot P_{\text{切}\max} \quad (4-19)$$

P_{\max} 为机床实际需要的最大功率 $P_{\max} = P_{\text{切}\max} / \eta$

电动机的额定功率 P_d 通常稍大于机床实际需要的最大功率 P_{\max} ,只要 $P_0 > P_{\max}$ 就不影响机床的使用性能。所以为使 R_{dp} 和 Z 不致过大,在恒功率区内保留一定宽度“缺口”的办法,实际设计中经常采用。但 $\Delta \leq 1.26$,中型机床 $\Delta \leq 1.41$ 。

③ 结构网如图 4-7(a) 所示。

$\varphi = R_{dp}$ 图 4-7(b) 为其机床功率扭矩特性曲线。从图中可知,通过 3 级齿轮变速组使机床主轴功率能获得 3 个转速段,每个转速段与相邻的上一转速段相接。

① R_{dp} 应满足的条件 从图 4-7(b) 可知: $n_{2j} = n_{1\max}$ $n_{3j} = n_{2\max}$ 。同理可得,三挡的齿轮变速组机床采用的主电机的恒功率调速范围应满足:

$$R_{dp}^3 = M \cdot n_{\max} \Delta^2 \cdot P_d \quad (4-20)$$

如果齿轮变速组有 Z 挡,其机床主电机恒功率调速范围应满足的条件:

$$R_{dp} = \sqrt[Z]{\frac{M \cdot n_{\max}}{9554 \cdot \eta \cdot P_d}} \quad (4-21)$$

② P_d 应满足和条件 从图 4-7(b) 可以看出,这时气选电机的额定功率 P_d 应满足:

$$P_d \leq P_{\max} \quad (4-22)$$

③ 结构网如图 4-7(b) 所示。

(3) $\varphi < R_{dp}$ 图 4-7(c) 为其机床功率扭矩特性曲线。从图可知,通过 3 级齿轮变速

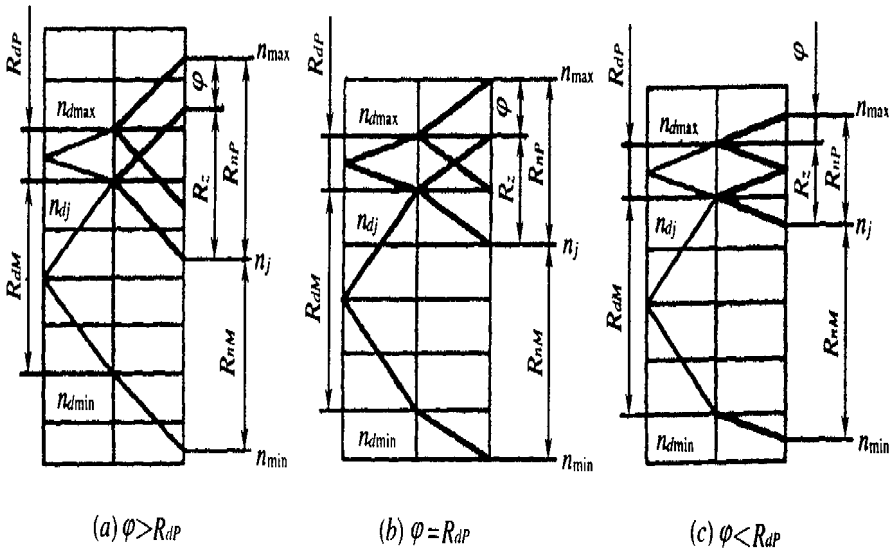


图 4-7 无级调速主运动系统的结构网

组使机床主轴在恒功率能获得 3 个转速段,每个转速段与相邻的上一转速段相接出现了部分“重合”($\varphi < R_{dp}$,为便于说明,图中三段功率线错开画出)重合宽度 δ 为: $\delta = R_{dp}\varphi = n_{1max}/n_{2j} = n_{2max}/n_{3j}$ ($\delta > 1$)

① R_{dp} 应满足的条件 从图 4-(c)可知: $n_{2j} = n_{1max} \delta$ $n_{3j} n_{1max} \delta$ 。同理可行,三挡的齿轮变速组机床采用的主电机的恒功率调速范围应满足:

$$R_{dp}^3 = M \cdot n_{max} \cdot \delta^3 Z - 1 \quad (9554 \cdot \eta \cdot P_d) \quad (4-23)$$

如果齿轮变速组有 Z 挡,其机床主电机恒功率调速范围应满足的条件:

$$R_{dp} = \sqrt[Z]{\frac{M \cdot n_{max} \cdot \delta^{Z-1}}{9554 \cdot \eta \cdot P_d}} \quad (4-24)$$

② P_d 应满足的条件 从图 4-(c)可以看出,这进所选电机的额定功率 P_d 满足:

$$P_d \leq P_{max} \quad (4-25)$$

③ 结构网如图 4-(c)所示 (为作图方便,图中取 $\varphi = R_{dp}$,但在实际设计中,将 $Z = 2, 3, 4$ 代入(4-8)式求得的 φ 值往往不是大于 R_{dp} 就是小于 R_{dp} ,而很少出现 φ 恰好等于 R_{dp} 的情况,为了简化齿轮变速组的装置,通常使 $\varphi > R_{dp}$,只有当因加工需要,机床主轴的转速段跨于两挡之间且又能够不停车实现连续变速的场合才采用,如目前有较多的数控机床的主传动系统就采用了这种设计方式。

在决定了变速箱的公比 φ , 变速级数 X , 计算转速 n_j 和所传递的功率后,就可选择主电机的 R_{dp} 及 P_d , 并按设计分级变速箱时的一般方法进行设计。

4. 数控机床有级变速自动变换方法

有级变速的自动以换方法一般有液压或电磁离合器两种。

(1) 液压变速机构 液压变速机构是通过液压缸、活塞杆带动拨叉推动滑移齿轮移动来实现变速。双联滑移齿轮用一个液压缸，而三联滑移齿必须用两个液压缸(差动油缸)实现三位移动。图 4-8 所示为三位液压拨叉的工作原理图。通过三个不同的通油方式可以使三联齿获得三个不同的变速位置。这变速机构除了液压缸和活塞杆之外，还增加了套筒 4。当液缸 1 通压力油而液缸 5 排油卸压时(图 4-8(a))，活塞杆 2 带动拨叉 3 套筒 4 一起向右移动，在套筒 4 碰到液缸 5 的端部之后，活塞杆 2 继续右移到极限位置，此时三联轮被拨叉 3 移到右端。当压力油同时进入左右两缸时(图 4-8(c))，由于活塞 2 的两端直径不同，使活塞杆向左移动。在设计活塞杆 2 和套筒 4 的截面积时，应使油压作用在套筒 4 的圆环上向右的推于活塞杆 2 向左的推力，因而套筒 4 仍然压在液缸 5 的右端，使活塞杆 2 紧靠在套筒 4 的右端，此时，拨叉和三联齿轮被限制在中间位置。

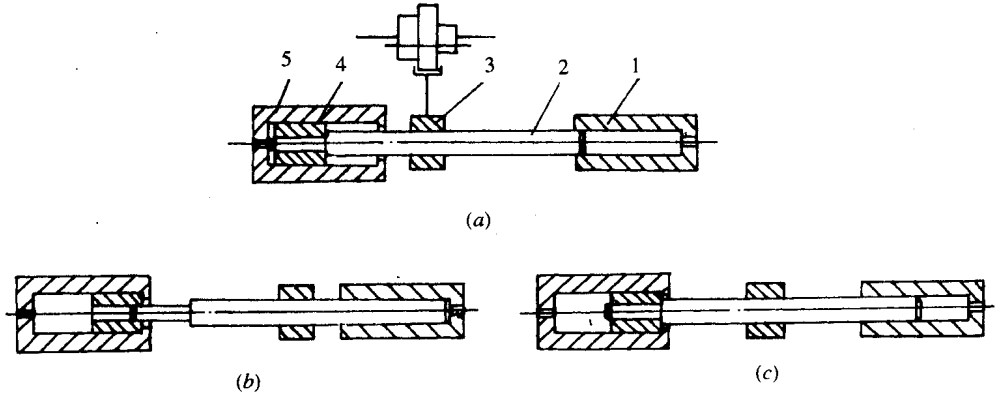


图 4-8 三位液压拨叉作用原理图

1、5—液压缸 2—活塞杆 3—拨叉 4—套筒。

液压拨叉变速必须在主轴停车后才能进行，但停车时拨动滑移齿轮啮合又可能出现“顶齿”现象。为避免“顶齿”，机床上一般设置“点动”按钮或增设一台微电机，使主电机瞬时冲动接通经微电机在拨多动滑移齿轮的同时带动各种传动齿轮做低速回转，这样，滑移齿轮便能顺利进入啮合。

液压拨叉变速是一种有效的方法，工作平稳，易实现自动化。但它增加了数控机床后再将压力油分配到相应的液压缸，因而增加了变速的中间环节，带来了更多的不可靠因素。

图 4-9 所示为某分级变速箱液压变速机构。滑移齿轮的拨叉与变速油缸的活塞杆相连接，三个油缸都是差动油缸，用 Y 型三位四通电磁阀来控制油缸的通油。当液缸左腔进油右腔回油、右腔进油左回油，或左右两腔同时进油，可使滑移齿轮快获得右左、中三个位置，这样就可以获得所需要的齿轮啮合状态。在自动选速时，为了便齿轮顺利啮合而不发生顶齿现象，应使传动链在低速下运行。为些，对于采用无级调速电机的系统，

可以直接接通的基本—低转速驱动传动链运转。对于采用恒速交流电机的纯有级变速系统,则需设置如图4-9所示的慢速驱动电机 D_2 ,在变速时启动 D_2 驱动传动链慢速运转。自动变速的过种是:启动传动链慢速运转→根据S指令接通相应的电磁滑阀和主电机 D_1 的调速信号→齿轮块移动和主轴电机制的相应转速接通→相应的行程开关被压下发出发变速完成信号→断开传动链慢速转动→先速完成。

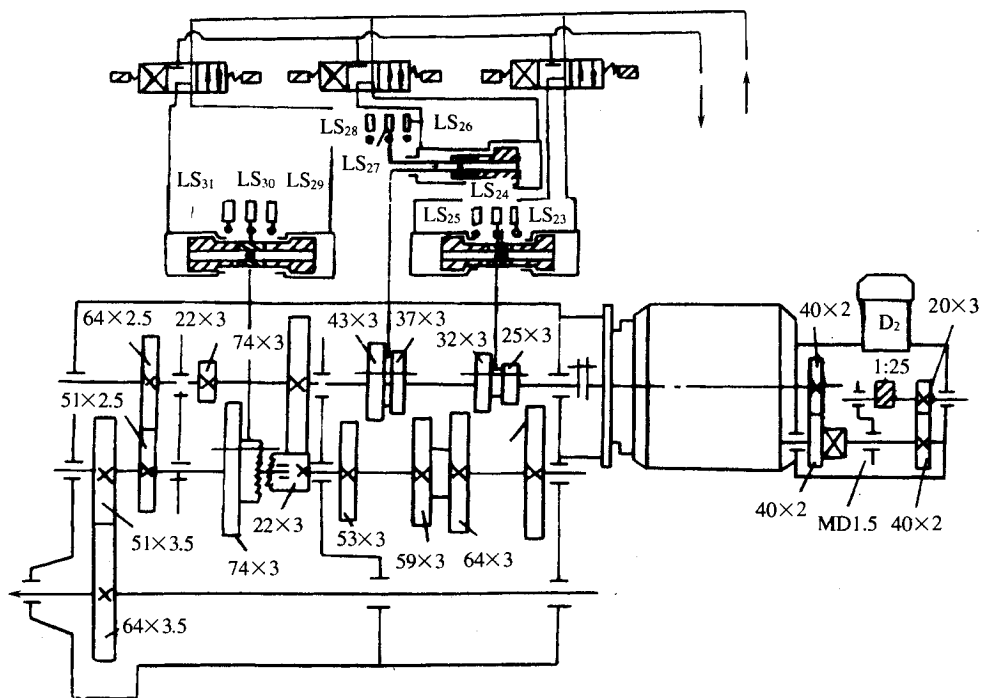


图4-9 分级变速箱液压变速机构

(2) 电磁离合器变速 电磁离合器是应用电磁效应接通或切断运动的元件,由于它便于实现自动操作,并有现成的系列产品可供选用,因而它已成为自动装置中常用的操作元件。电磁离合器用于数控机床的主传动时,能简化变速机构,操作方便,通过若干个安装在各传动上的离合器的吸合和分离的不同组合来改变齿轮的传动路线,实现主轴的变速。

电磁离合器有摩擦片式和牙嵌式,后者传的转矩较大,尺寸也较紧凑,同样有防止他的措施。

图4-10所示为THK6380自动换刀数控铣镗床主传动系统图该机床采用双速电机和六个摩擦式离合器完成18级变速。

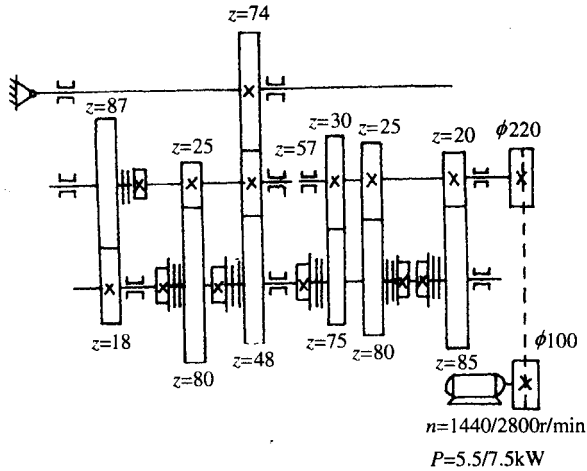


图 4-10 THK6380 型自动换刀数控铣镗床主传动系统

第四节 主轴组件设计

一、对主轴组件的性能要求

主轴组件是机床主要部件之一。它的性能对整机性能有很大的影响。主轴直接随切削力,转速范围又很大,所以对主轴组件的主要性能特提如下要求:

(1) 回转精度 主轴组件的回转精度,是指主轴的回转精度。当主轴做回转运动时,线速度为零的点的连线称为主轴的回转中心线。回转中心线的空间位置,每一瞬间都是变化的,这些瞬时回转中心线的平均空单位转移不为理想回转中心线。瞬时回转中心线相对于理想回转中心线在空间的位置距离,就是主轴的回转误差,而回转误差的范围,就是主轴的回转精度。纯径转误差、角度误差和轴向误差,它们很少单独存在。当径向误差和角度误差同时存在构成径向跳动,而轴向误差和角度误差同时存在构成端面跳动。由于主轴的回转误差一般都是一个空间旋转矢量,它并不是在所有的情况下都表示为被加工工件所得到的加工形状。

主轴回转精度的测量,一般分为三种静态测量、动态测量和间接测量。目前我国在生产中沿用传统的静态测量法,用一个精密的检测棒插入主轴锥孔中千分表触头触及检测棒圆柱表面,以低速转动主轴进行测量。千分表最大和最小的读数差即认为是主轴的径向回转误差。端面误差一般以包括主轴所在平面内的直角坐标系的垂直度数据综合表示。动态测量是用一标准球装在主轴中心线上,与主轴同时旋转,在工作台上安装两个互成 90° 角的非接触传感器,通过仪器记录回转情况。间接测量是用小的切削量回工有色金

属试件,然后在圆度仪上测量试件的圆度来评价。出厂时,普通级加工中心的加转精度用静态测量法测量,当 $L = 300\text{mm}$ 时允许误差应小于 0.02mm 。造成主轴回转误差的原因主国是由于主轴的结构及其加工精度、主轴轴承的选用及刚度等,而主轴及其回转零件的不平衡,在回转时引起的激振力,也会造成主轴的回转误差。因此加工中心的主轴不平衡量要控制在 0.4mm/s 以下。

(2)刚度 主轴组件的刚度是指受外力作用时,主轴组件抵抗变形的能务。通常抵以主轴前端产生单位位移时,在位移方向上所施加的作用力大小来表示。如图4-11所示,在主轴前端部加一作用力 F ,若主轴端的位移量为 Y ,则主轴部件的刚度值 K 为: $K = F/Y$ ($\text{N}/\mu\text{m}$)

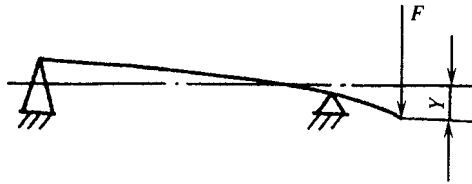


图4-11 主轴刚度受力图

主轴组件的刚度越大,主轴受力的变形就越小。主轴组件的刚度不足,在切削力及其他力的作用下,主轴将产生较大的弹性变形,不仅影响工件的加工质量,还会破坏齿轮、轴承的正常工作条件,使其加快磨损,降低精度。主轴部件的刚度与主轴结构尺寸、支承跨距、所选轴承轴类型及配置形式、砂间隙的调整、主轴上传动元件的位置等有关。

(3)抗振性 主轴组件的抗振性是指切削加工时,主轴保持平稳地运转而不发生振动的能力。主轴组件抗振性及在必要时安装阻尼(消振)器。另外,使主轴固有频率远远大于激振力的频率。

(4)温升 主轴组件在运转中,温升过高会起两方面的不良结果:一是主轴组件和箱体因热膨胀而变形,主轴的回转中心线和机床其他件的相对位置会发生变化,直接影响加工精度;其次是轴承等元件会因温度过而改变已调好的间隙和破坏正常润滑条件,影响轴承的正常工作。严重时甚至会发生“抱轴”。数控机床在解决温升问题时,一般采用恒温主轴箱。

(5)耐磨性 主轴组件必须有足够的耐磨性,以便能长期保持精度。主轴上易磨损的地方是刀具或工件的安装部位以及移动式主轴的工作部位。为了提高耐磨性,主轴的上述部位应该淬硬,或者经过氮化处理,以提高其硬度增加耐磨性。主轴轴承也需有良好的润滑,提高其耐磨性。

以上这些要求,有的还是矛盾的。例如高刚度与高速,高速与低温升,高速与高精度等。这就要具体问题具体分析,例如设计高效数控机床的主轴组件的主轴应满足高速和高刚度的要求,设计高精度数控机床时,主轴应满足高刚度、低温升的要求。

二、主轴组件的类型

主轴组件按运动方式可分为五类：

(1)只做旋转运动的主轴组件 这类主轴组件结构较为简单,如车床、铣床和磨床等主轴组件属于这一类。

(2)既有旋转运动又有轴向进给运动的主轴组件 如钻床和镗床等的主轴组件。其中主轴组件与轴承装在套筒内。主轴在套筒内做旋转主运动,套筒在主轴箱的导向孔内做直线进给运动。

(3)既有旋转运动又有轴向调整移动的主轴组件 属于这一类的主轴组件有滚齿机、部分立式铣床等的主轴组件。主轴在套筒内做旋转运动,并可根据需要随主轴套筒一起做轴向调整移动。主轴组件工作时,用其中的夹紧装置将主轴套筒夹紧在主轴箱内,提高主轴部件的刚度。

(4)既有旋转运动又有径向进给运动的主轴部件 属于这一类的有卧式镗床的平旋盘主轴部件和组合机床的镗孔车端面头主轴部件。主轴做旋转运动时,装在主轴前端平旋盘上的径向滑块可带动刀具做径向进给运动。

(5)主轴做旋转运动又做行星运动的主轴部件 新式内圆磨床砂轮主轴部件的工作原理如图4-12所示,砂轮主轴1在支撑套2的偏心孔内做旋转主运动。支撑套2安装在套筒4内。套筒4的轴线与工件被加工孔轴线重合,当套筒4由蜗杆6经蜗轮W传动,在箱体3中缓慢地旋转时,带动套筒及砂轮主轴做行星运动,即圆周进给运动。通过传动支撑套2来调整主轴与套筒4的偏心距 e ,实现横向进给。

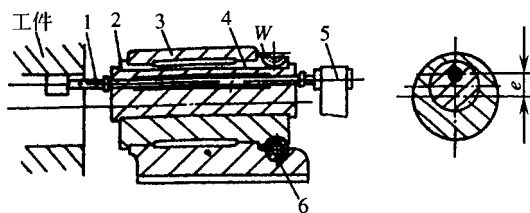


图4-12 行星运动的主轴

1—主轴 2—支撑套 3—箱体 4—套筒 5—传动带 6—蜗杆。

三、主轴

主轴是主轴组件的重要组成部分。它的结构尺寸和形状、制造精度、材料及其热处理对主轴组件的工作性能都有很大的影响。主轴结构随主轴系统设计要求的不同而有各种形式。

主轴的主要尺寸参数包括:主轴直径、内孔直径、悬伸长度和支承跨距。评价和考虑

主轴的主要尺寸参数的依据是主轴的刚度、结构工艺性和主轴组件的工艺适用范围。

(1) 主轴直径 主轴直径越大,其刚度越高,但使得轴承和轴上其他零件的尺寸相应增大。轴承的直径越大,同等级精度轴承的公差值也越大,要保证主轴的旋转精度就越困难。同时极限转数下降。主轴后端支承轴颈的直径可视为 $0.7 \sim 0.8$ 的前支承轴颈值,实际尺寸要在主轴组件结构设计时确定。前、后轴颈的差值越小则主轴的刚度越高,工艺性能也越好。

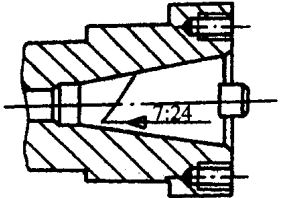
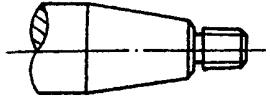
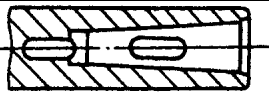
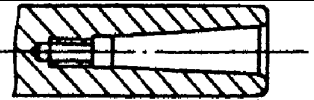
(2) 主轴内孔直径 主轴的内径用来通过棒料、通过刀具夹紧装置固定刀具、传动气动或液压卡盘等。主轴孔径越大,可通过的棒料直径也越大,机床的使用范围就越广,同时主轴部件的相对重量也越轻。主轴孔径大小主要受主轴刚度的制约。主轴的孔径与主轴的直径之比,小于 0.3 时空心主轴的刚度几乎与实心主轴的刚度相当;等于 0.35 时空心主轴的刚度为实心主轴刚度的 90% ;大于 0.7 时空心主轴的刚度就急剧下降。一般可取其比值为 0.5 左右。

2) 主轴轴端结构

主轴的轴端用于安装夹具和刀具。要求夹具和刀具在轴端定位精度高、定位刚度好、装卸方便,同时使主轴的悬伸长度短。数控车床的主轴端部结构,一般采用短圆锥法兰盘式。短圆锥法兰结构有很高的定心精度,主轴的悬伸长度短,大大提高了主轴的刚度。其具体结构可参见数控车床的有关章节。

其他类型机床的主轴轴端结构如表 4-2 所示。

表 4-2 机床主轴轴端形状

序号	主轴端形状	应用	序号	主轴端形状	应用
1		各种 选床	3		外圆磨床、 平面磨床,无 心磨床等的 砂轮主轴
2		钻床 镗床	4		内圆磨床 砂轮主轴

3) 主轴的材料和热处理

主轴材料的选择主要根据刚度、载荷特点、耐磨性和热处理变形大小等因素确定。主轴材料常采用的有 $\mu 5$ 钢、 38CrMoAlA 、 CCr15 、 9Mn2V ,须经渗氮和感应淬火。

4) 主轴主要精度指标

(1) 前支承轴承轴颈的同轴度约 $5\mu\text{m}$ 左右。

(2) 轴承轴颈需按轴承内孔“实际尺寸”配磨,且须保证配合过盈 $1\mu\text{m} \sim 5\mu\text{m}$ 。

(3) 锥孔与轴承轴颈的同轴度为 $3\mu\text{m} \sim 5\mu\text{m}$,与锥面的接触面积不小于 80%,且大端接触较好。

(4) 装 NN3000K(旧编号为 3182100)型调心圆柱滚子轴承的 1:12 锥面,与轴承内圈接触面积不小于 85%。

四、主轴轴承

1. 轴承选型

主轴轴承是主轴组件的重要组成部分,它的类型、结构、配置、精度、安装、调整、润滑和冷却都直接影响了主轴组件的工作性能。在数控机床上主轴轴承常用的有滚动轴承和滑动轴承,本节主要介绍滚动轴承。

滚动轴承摩擦阻力小,可以预紧,润滑维护简单,能在一定的转速范围和载荷变动范围下稳定地工作。滚动轴承由专业化工厂生产,选购维修方便,在数控机床上被广泛采用。但与滑动轴承相比,滚动轴承的噪声大,滚动体数目有限,刚度是变化的,抗振性略差并且对转速有很大的限制。数控机床主轴组件在可能条件下,尽量使用了滚动轴承,特别是大多数立式主轴和主轴装在套筒内能够作轴向移动的主轴。这时用滚动轴承可以用润滑脂润滑以避免漏油。滚动轴承根据滚动体的结构分为球轴承、圆柱滚子轴承、圆锥滚子轴承三大类。

主轴支承分径向和推力(轴向)支承。角接触轴承(包括角接触球轴承和圆锥滚子轴承)兼起径向和推力支承的作用。

推力支承应位于前支承内,原因是数控机床的坐标原点常设定在主轴前端。为了减少热膨胀造成的坐标原点位移,应尽量缩短坐标原点至推力支承之间的距离。

主轴轴承,可选用圆柱滚子轴承、圆锥滚子轴承或角接触球轴承。圆锥滚子轴承由于滚子大端面与内圈挡边之间为滑动摩擦,发热较多,故转速受到限制。为了降低温升,提高转速,法国 Camet 公司开发了空心滚子轴承。这程轴承用整体保持架,把滚子之间的空隙占满,润滑油被迫从滚子的中孔通过,冷却滚子,从而可以降低温升,提高转速。但是这种轴承必须用油润滑,失去了滚动轴承的优点之一——可以用脂润滑。用油循环润滑带来了回油和漏油问题,特别是对立式主轴和装在套筒内的主轴这个问题更难解决,因此,限制了它的使用。

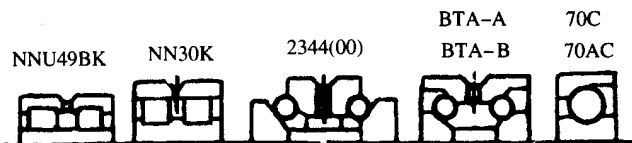


图 4-13 常用的主轴轴承

在数控机床上常见的主轴轴承见图 4-13。由于滚动轴承有许多优点,加之制造精度的提高,所以,一般情况下数控机床应尽量采用滚动轴承。只有要求加工表面粗糙度数值很小,主轴又是水平的机床才用滑动轴承,或者主轴前支承用滑动轴承,后支承和推力轴承用滚动轴承。

主轴轴承,主要应根据精度、刚度和转速来选择。为了提高精度和刚度,主轴轴承的间隙应该是可调的。线接触的滚子轴承比点接触的球轴承刚度高,但在一定温升下允许的转速较低。下面简述几种常用的数控机床主轴轴承的结构特点及适用范围。

(1) 双列圆柱滚子轴承 图 4-14 为双列圆柱滚子轴承。它的特点是内孔为 1:12 的锥孔,与主轴的锥形轴颈相配合。轴向移动内圈,可把内圈胀大,以消除径向间隙或预紧,这种轴承只能承受径向载荷。

图 4-14(b)为另一种双列圆柱滚子轴承。与图 4-14(a)的差别是:①图 4-14(a)的滚道挡边开在内圈上,滚动体、保持架与内圈成为一体,外圈可分离;而图 4-14(b)则相反,滚道挡边开在外圈上,滚动体、保持架与外圈成为一体,内圈可分离,可将内圈装上主轴后再精磨滚道,以便进一步提高精度。②图 4-14(a)为特轻型,图 4-14(b)为超轻型。同样孔径,图 4-14(b)的外径比图 4-14(a)小些。前者编号为 NN3000K(旧编号为 3182100)系列,后者为 NNU4900K(旧编号 4482900)系列。后者只有大型,最小内径 100mm。这种轴承多用于载荷较大、刚度要求较高、中等转速的地方。

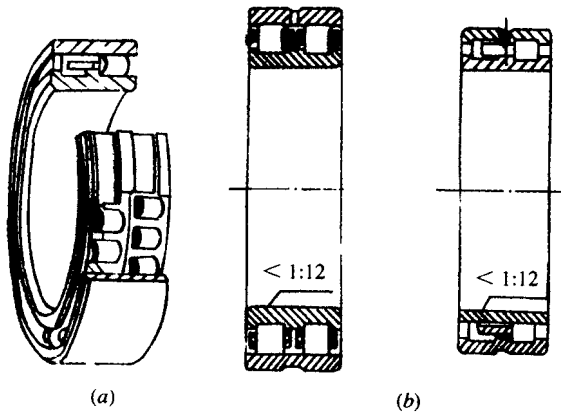


图 4-14 双列圆柱滚子轴承

(2) 双向推力角接触球轴承 这种轴承与双列圆柱滚子轴承相配套,用于承受轴向载荷,如图 4-15 所示。轴承由左右内圈 1 和 5,外圈 3,左右两列滚珠及保持架 2 和 4,隔套 6 组成。修磨隔套 6 的厚度就能消除间隙和预紧。它的公称外径与同孔径的双列圆柱滚子轴承相同,但外径公差带在零线的下方,与壳体之间有间隙,故不承受径向载荷,专做推力轴承使用。接触角有 60°的,编号为 234400(旧编号 2268100)。瑞典 SKF 公司还有 $\alpha = 40^\circ$ 的,编号为 246800,形状与 234400 相同。SKF 还有窄形的双向推力角接触球轴承,如图 2-32 所示。它的内、外径和公差都与 23440 系列相同,但宽度较窄。接触角 $\alpha = 40^\circ$ 称为

BTA-B 系列。日本的 NSK 公司还有单向推力角接触球轴承,形状与图 2-30 相同,但稍窄,外径公差带在零线下方。一对轴承背靠背配套使用。 $\alpha = 30^\circ$ 的为 BA10X 系列; $\alpha = 40^\circ$ 的为 BT10X 系列。 α 越小,允许转速越高,但轴向刚度越低。

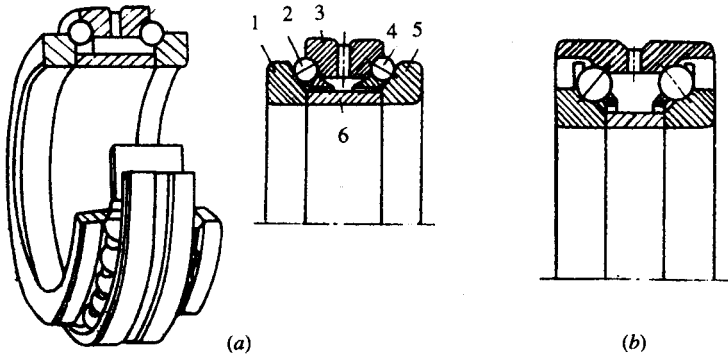


图 4-15 双向推力角接触球轴承

1—左内圈 2、4—滚珠 3—外圈 5—右内圈 6—隔套。

(3)角接触球轴承 这种轴承既可以承受径向载荷,又可承受轴向载荷。常用的接触角有两种: $\alpha = 25^\circ$ 和 $\alpha = 15^\circ$ 。其中, $\alpha = 25^\circ$ 的编号为 7000AC 型(旧代号为 46100 型),属特轻型,或编号为 7190AC 型(旧代号为 46900 型),属超轻型。 $\alpha = 15^\circ$ 的编号为 7000C 型(旧代号为 36100 型),属特轻型,或编号为 7190C 型(旧代号为 1036900 型),属超轻型。如图 4-16 所示。

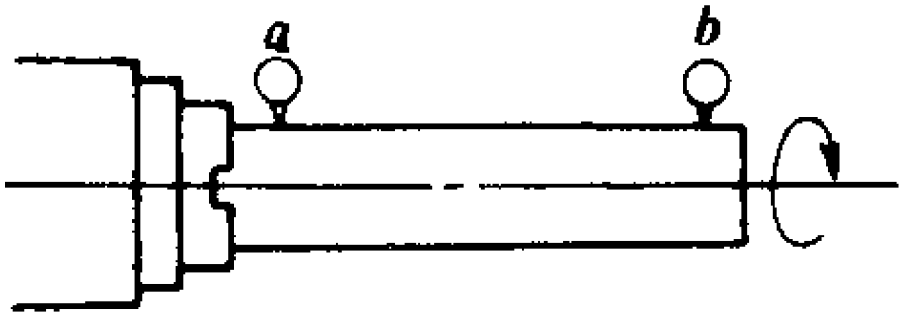


图 4-16 角接触球轴承

角接触球轴承多用于高速主轴。随接触角的不同有所区别, $\alpha = 25^\circ$ 的轴向刚度较高,但径向刚度和允许的转速略低,多用于车、镗、铣加工中心等主轴; $\alpha = 15^\circ$ 的转速可更高些,但轴向刚度较低,常用于轴向载荷较小、转速较高的磨床主轴或不承受轴向载荷的车、镗、铣主轴后轴承。

这种球轴承为点接触,刚度较低。为了提高刚度和承载能力,常用多联组配的办法。如图 4-17(a)(b)(c)所示为三种基本组配方式,分别为背靠背、面对面和同向组配,代号分别为 DB、DF 和 DT。这三种组配方式两个轴承都能共同承受径向载荷。背靠背和面

对面组配都能承受双向轴向载荷,同向组配则只能承受单向轴向载荷。背靠背与面对面组配相比,支承点(接触线与轴线的交点)间的距离 AB 前者比后者大,因而能产生一个较大的抗弯力矩,即支承刚度较大。运转时,轴承外圈的散热条件比内圈好,因此,内圈的温度将高于外圈,径向膨胀的结果将使轴承的过盈加大。轴向膨胀对背靠背组配将使过盈减小,于是,可以补偿一部分径向膨胀;而对于面对面组配,将使过盈进一步增加。基于上述分析,主轴受有弯矩,又属高速运转,因此主轴轴承必须采用背靠背组配。面对面组配常用于丝杠轴承。

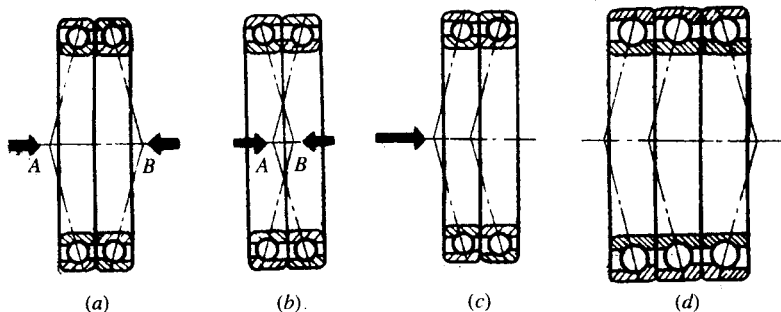


图 4-17 角接触球轴承的组配

在上述三类组配的基础上,可派生出各种三联、四联甚至五联组配。例如图 4-17 (d)是三联组配,相当于一对同向与第三个背靠背组配,代号为 TBT。

多联组配的额定动载荷,等于单个轴承的额定动载荷乘以下列系数:双联为 1.62,三联为 2.16,四联为 2.64,五联为 3.08。

以上介绍的几种轴承用于数控机床时,根据机床的具体要求,可组配成高刚度型、高速型,以及高速、高刚度型等类型主轴轴承配置形式。

2. 轴承精度

轴承的精度,分为 2、4、5、6、0 五级(旧标准为 B、C、D、E、G 五级)。其中 2 级最高 0 级为普通精度级。主轴轴承以 4 级为主(记作 P4)。高精度主轴可用 P2 级。要求较低的主轴或三支承主轴的辅助轴承可用 P5 级。P6 级和 P0 级一般不用。

轴承精度包括的项目甚多,但决定性的只有一二项。轴承的工作精度主要决定于旋转精度。对径向轴承(如圆柱滚子轴承)主要是“成套轴承内圈的径向跳动 K_{ia} ”或“成套轴承外圈的径向跳动 K_{ea} ”。对推力轴承主要是“成套轴承内圈端面对滚道的跳动 S_{ia} ”。而对角接触球轴承则应兼顾 K_{ia} (或 K_{ea})和 S_{ia} 。主轴滚动轴承内、外圈的旋转精度见表 4-3 和表 3-3。

表 3-3 主轴滚动轴承内圈的旋转精度(单位 μm)

轴承内径 d/mm		> 50 ~ 80			> 90 ~ 120			> 120 ~ 180		
		P2	P4	P5	P2	P4	P5	R2	P4	P5
精度等级	K_{ia}	2.5	4	5	2.5	5	6	2.5	6	8
	S_{ia}	2.5	5	8	2.5	5	9	2.5	7	10
向心轴承(圆锥滚子轴承除外)	K_{ia}	2.5	4	5	2.5	5	6	2.5	6	8
	S_{ia}	2.5	5	8	2.5	5	9	2.5	7	10
圆锥滚子轴承	K_{ia}	-	4	7	-	5	8	-	6	11
	S_{ia}	-	4	-	-	5	-	-	7	-
推力轴承	S_{ia}	-	3	4	-	3	4	-	4	5

①P2级轴承内径最大为150mm。

表 4-4 主轴滚动轴承外圈的旋转精度(单位 μm)

轴承外径 D/mm	> 80 ~ 120			> 120 ~ 150			> 150 ~ 180			> 180 ~ 250		
	P2	P4	P5	P2	P4	P5	P2	P4	P5	P2	P4	P5
精度等级	P2	P4	P5	P2	P4	P5	P2	P4	P5	P2	P4	P5
向心轴承(圆锥滚子轴承除外) K_{ea}	5	6	10	5	7	11	5	8	13	7	10	15
圆锥滚子轴承 K_{ea}	-	6	10	-	7	11	-	8	13	-	10	15

如果切削力方向固定,不随主轴旋转而旋转,如车、铣、磨床主轴,则应根据 K_{ia} 选择。如果切削力方向随主轴的旋转而旋转,如镗床和加工中心主轴,则应根据 K_{ea} 选择。

同一个轴承, $K_{ea} > K_{ia}$ 。例如内径 d 为 100mm 的 P4 级特轻型轴承,查内圈公差表 4-3 $K_{ia} = 5\mu\text{m}$ 。这种轴承的外径 D 为 150mm。查外圈公差表 4-4 $K_{ea} = 7\mu\text{m}$ 。为了达到同样的径向跳动精度,镗床和加工中心应选 P2 级。这时 $K_{ea} = 5\mu\text{m}$,与 P4 级的相同。这就是说,如果主轴组件的跳动精度要求相同,镗床和加工中心等切削力方向随主轴旋转而旋转的轴承,精度应选得比车、铣床等高一級。

前后轴承之间,前轴承对主轴组件的精度影响比后轴承的影响大。因此,后轴承的精度可比前轴承低一级。

主轴颈通常是与轴承配磨的。因此,规定了两种辅助精度级 SP 和 UP。它们的跳动公差分别与 P4 和 P2 级相同,但尺寸公差略宽。这样做,可以在满足使用要求的前提下降低成本。

3. 轴承速度

决定轴承速度性能的是速度因子 $d_m n$ ($\text{mm} \cdot \text{r}/\text{min}$)。 d_m 是轴承的中径,等于内、外径的平均值 (mm), n 是转速 (r/min)。 $d_m n$ 值反映了滚动体公转速度。而这正是轴承转速的主要限制性因素。

在轴承的样本上,分别标有脂润滑和油气润滑的“极限转速”。这是指单个轴承,在一

定条件下的转速。对于主轴轴承,这些条件是:圆柱滚子轴承为零间隙,角接触球轴承为轻预紧;温升为 $15^{\circ}\text{C} \sim 20^{\circ}\text{C}$;轻载或无外载。折合成 d_{mn} 值参考数据如表4-5所示。表列的角接触球轴承的速度因子是指单个轴承轻预紧时的值。如为多联组配和不同的预紧,则应乘以表4-6所示的速度系数。

表4-5 几种主轴轴承的 d_{mn} 值($\times 10^6$)

轴承型号	双列圆柱滚子轴承 NN3000K NNU4900BK	$\alpha = 60^{\circ}$ 推力 角接触球轴承 234400	$\alpha = 40^{\circ}$ 推力 角接触球轴承 BTA - B	$\alpha = 15^{\circ}$ 角接触球轴承 7000CD	$\alpha = 25^{\circ}$ 角接触球轴承 7000ACD
脂润滑	0.65	0.5	0.58	1.05	0.95
油气润滑	0.75	0.6	0.7	1.7	1.5

表4-6 速度系数

组配方式	双联,同向 组配	双联,背靠背	三联	四联	五联
轻预紧	0.90	0.80	0.70	0.65	0.60
中预紧	0.80	0.70	0.55	0.45	0.40
重预紧	0.65	0.55	0.35	0.25	0.20

从表4-5可以看出,推力角接触球轴承不论其接触角是 $\alpha = 60^{\circ}$ 或 $\alpha = 40^{\circ}$ 速度因子 d_{mn} 都低于双列圆柱滚子轴承,因此同时装这两种轴承的主轴组件,转速决定于推力轴承。此外,前支承内装有两个轴承,发热也将超过单个轴承,所以,前支承为NN3000K加234400时,可定 $d_{mn} = 0.45 \times 10^6 \text{mm} \cdot \text{r}/\text{min}$;前支承为NN3000K加 $\alpha = 40^{\circ}$ 或 $\alpha = 30^{\circ}$ 的推力角接触球轴承时,可定 $d_{mn} = 0.55 \times 10^6$ 。前支承为 $\alpha = 25^{\circ}$ 的三联角接触球轴承,轻预紧时,可定 $d_{mn} = 0.60 \times 10^6$ 。从这里可以看出,后轴承用NN3000K是可以的。以上数据,都适用于脂润滑。

4. 轴承截面尺寸

同一内径的轴承,有不同的外径,不同的截面尺寸,从而可以分为超轻型、特轻型、轻型、中型、重型等。机床主轴轴承,以特轻型为主。超轻型主要用于大型主轴,轻型主要用于小型主轴。中型和重型一般不用。在轴承代号的倒数第三位,以9代表超轻型(旧标准为1)代表特轻型,2代表轻型。

机床主轴较粗,所用轴承内径较大,相对来说,负载较轻。轴承越“轻”,滚动体越小,承载能力也越小。表现为额定动载荷和额定静载荷较小。但是,滚动体的数量却加多了,因此,刚度降低不多。主轴轴承是按刚度选择的。此外,轴承越“轻”,同样的主轴轴颈直

径配用的轴承外径越小,箱体孔的直径也越小。或者说,同样的箱体孔直径(轴承外径),轴承的内径越大,主轴越粗,这样可以提高主轴本身的刚度。从以上的分析,主轴组件的综合刚度,反而可以有所提高。这就是主轴轴承以特轻型为主的理由。

但是,轴承越“轻”,内外圈越薄,制造越困难。轴颈和箱体孔稍有不圆,就会使内外圈变形而破坏其原始精度。因此对轴颈和箱体孔的加工要求(尺寸精度、形状精度、表面粗糙度)就越高。

5. 轴承刚度

轴承的滚动体与滚道之间是接触变形。轴承在零间隙时的变形和刚度,可按下列公式计算。

(1) 点接触的轴承

$$\left. \begin{aligned} \delta_r &= \frac{0.436}{\cos\alpha} \sqrt[3]{\frac{Q^2}{d_b}} \quad (\mu\text{m}) \\ \delta_a &= \frac{0.436}{\sin\alpha} \sqrt[3]{\frac{Q^2}{d_b}} \quad (\mu\text{m}) \end{aligned} \right\} \quad (4-26)$$

$$K_r = \frac{dF_r}{d\delta_r} = 1.18 \sqrt[3]{F_r d_b (iz)^2 \cos^5 \alpha} \quad (\text{N}/\mu\text{m})$$

$$K_a = \frac{dF_a}{d\delta_a} = \sqrt[3]{F_a d_b z^2 \sin^5 \alpha} \quad (\text{N}/\mu\text{m})$$

(4-27)

(2) 线接触的滚子轴承

$$\left. \begin{aligned} \delta_r &= \frac{0.077 Q_r^{0.9}}{\cos\alpha l_a^{0.8}} \quad (\mu\text{m}) \\ \delta_a &= \frac{0.077 Q_r^{0.9}}{\sin\alpha l_a^{0.8}} \quad (\text{N}/\mu\text{m}) \end{aligned} \right\} \quad (4-28)$$

$$K_r = 3.39 F_r^{0.1} l_a^{0.8} (iz)^{0.9} \cos^{1.9} \alpha \quad (\text{N}/\mu\text{m})$$

$$K_a = 14.43 F_a^{0.1} l_a^{0.1} z^{0.9} \sin^{1.9} \alpha \quad (\text{N}/\mu\text{m})$$

(4-29)

式中 δ_r, δ_a ——径向和轴向变形(μm);

K_r, K_a ——径向和轴向刚度($\text{N}/\mu\text{m}$);

α ——接触角($^\circ$);

d_b ——球径(mm);

l_a ——滚子有效长度(mm);

j, z ——列数和每列的滚动体数;

Q_r, Q_a ——一个滚动体的径向和轴向载荷(N);

F_r, F_a ——轴承的径向和轴向载荷(N)。

$$\left. \begin{aligned} Q_r &= \frac{5F_r}{iz \cos\alpha} \\ Q_a &= \frac{F_a}{z \sin\alpha} \end{aligned} \right\} \quad (4-30)$$

几种国产常用轴承的数据(主要包括列数 i 、球数 Z 、球径 d_b 、滚子有效长度 l_a 等)见表 4-7。

表 4-7 几种国产常用轴承数据

轴承内径 d /mm		50	60	70	80	90	100	110	120	140	160
角接触球轴承 7000C 和 7000AC 系列	Z	18	18	19	20	20	20	20	20		
	d_b /mm	8.731	10.716	12.303	12.7	14.288	15.875	17.463	19.05		
双向推力角接触球轴 承 234400 系列	Z				26	28	28	28	30	30	30
	d_b /mm				10	11	11.113	13.494	13	15.875	18
双列圆柱滚子轴承 NN3000K 系列	iz				2×26	2×27	2×30	2×26	2×25	2×28	2×26
	l_a /mm				9	10	10	12.8	13.8	14.8	16.6

从式(4-26)至式(4-30)可以看出,轴承的载荷与变形之间的关系,是非线性的,不服从胡克定律。轴承的刚度,不是一个定值,而是载荷的函数。载荷越大,刚度也越大。载荷对刚度的影响,对于点接触的球轴承与线接触的滚子轴承,有所不同。球轴承的刚度与载荷的 $1/3$ 次幂成正比,而滚子轴承的刚度与载荷的 0.1 次幂成正比,故球轴承载荷对刚度的影响比滚子轴承对刚度的影响大。所以,对球轴承在计算载荷时应考虑预紧力。

在实际计算中,总希望有一个刚度值供参考。在外载荷无法确定时,计算中常取轴承额定动载荷(可查样本)的 $1/10$ 作为轴承的载荷,在一般通用机床计算中,由于主轴的载荷变化范围很大,也可取上述值。

6. 轴承间隙调整和预紧

主轴轴承的内部间隙,必须能够调整。多数轴承,还应在过盈状态下工作,使滚动体与滚道之间有一定的预变形,这就是轴承的预紧。

轴承预紧后,内部无间隙,滚动体从各个方向支承主轴,有利于提高运动精度。滚动体的直径不可能绝对相等,滚道也不可能绝对正圆,因而预紧前只有部分滚动体与滚道接触。预紧后,滚动体和滚道都有了一定的变形,参加工作的滚动体将更多,各滚动体的受力将更为均匀。这些都有利于提高轴承的精度、刚度和寿命。如主轴产生振动,则由于各个方面都有滚动体支承,可以提高抗振性。但是,预紧后发热较多,温升较高,且太大的预紧将使轴承寿命下降,故预紧要适量。

轴承的径向和轴向间隙调整方式在 2.3.1 节已经介绍,但是在预紧时需要注意的是,同样的轴承,同样的预紧级别,不同公司规定的预紧力是不同的。例如轻、中、重预紧,预

紧力的比例 瑞典 SKP 公司规定为 1:2:4 ;德国 PAG 公司规定为 1:3:6。又如 $\alpha = 25^\circ$, $\phi 100\text{m}$ 的特轻型的角接触球轴承 ,SKP 公司(型号为 7020ACD)规定轻预紧力为 500N ;FAC 公司(型号为 87020E)为 820N。

轴承手册中预紧力表所载为一对轴承背靠背(或面对面,下同)的预紧力。对于多联组配的轴承,应乘以下列系数:三联为 1.35 ;四联,三个同向与第四个背靠背为 1.60 ;四联,两两同向,相互背靠背为 2.00。

以上数值为装配前的预紧力。装配后,由于过盈,内圈将胀大,外圈将缩小,故预紧力将加大。对于一般情况,即轴公差为 $js4$,孔公差为 $JS5$,钢制主轴,钢或铸铁壳体,具有足够的壁厚,装配以后的预紧力可按下式计算。

$$F_p = ff_1 f_2 F_0 \quad (4-31)$$

式中 F_p, F_0 ——装配后与装配前的预紧力(N);

f ——轴承系数,见图 4-18;

f_1 ——接触角系数($\alpha = 25^\circ$ 时 $f_1 = 1$; $\alpha = 15^\circ$ 时,特轻和轻型为 1.07,超轻型为 1.10);

f_2 ——预紧级别系数(轻预紧为 0.92,中预紧为 1,重预紧为 1.08)。

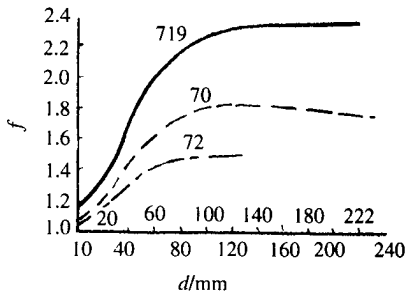


图 4-18 轴承系数线图

例 $\phi 100\text{mm}$ $\alpha = 25^\circ$ 特轻型三联角接触球轴承,轻预紧,型号为 7020AC TBTA。一对轴承的预紧力为 500N。三联轴承装配前的预紧力为 $F_0 = 500 \times 1.35 = 675\text{N}$ 。查图 4-18, $f = 1.8$, $f_1 = 1$, $f_2 = 0.92$, 故装配后的预紧力为 $F_p = 675 \times 1.8 \times 1 \times 0.92 = 1117\text{N} \approx 1100\text{N}$ 。

双向推力角接触球轴承的预紧力靠修磨图 4-15 中隔套 6 的厚度调整。哈尔滨轴承厂规定预紧力分六级,轻预紧—1、2 级,中预紧—0 级,重预紧—3、4、5 级。1 级最轻。国外产品则只有轻预紧,不分级。

7. 对轴承预紧的要求

设计时,对轴承预紧提出如下要求。

(1) 双列圆柱滚子轴承预紧后,轴承内部有一定的过盈,过盈造成滚动体与滚道间一定的弹性力。这个力相当于式(4-29)中的 F_r 。但是根据式(4-29)刚度 K_r 与 $F_r^{0.1}$ 成正比。这就是说,对于线接触的滚子轴承,预紧对提高刚度的效果是不明显的。预紧可根据下述指标选择。

①根据德国 FAG 公司的试验, $\phi 100\text{mm}$ 的这类轴承 (NN302K), 当预紧是从 0 增长至 $5\mu\text{m}$ 时, 刚度明显提高。当超过 $5\mu\text{m}$ 后, 刚度趋于定值, 提高很少。瑞典 SKP 和日本 NSK 公司也有相似的结论, 不过认为这个值应为 $2\mu\text{m}$ 。这是因为滚动体直径不可能绝对相同, 滚道也不可能是理想的圆柱体。因此, 在零预紧时, 并不是各个滚子都接触, 故刚度较低。当有了一定的预紧量后, 滚动体和滚道有了一定的变形, 轴承内部的接触状态接近于理想状态, 故刚度较高。因此, 双列圆柱滚子轴承的最低预紧量为 $2\mu\text{m} \sim 5\mu\text{m}$ 。

②从提高抗振性的角度来看, 希望轴承在一定载荷的作用下, 对不受力侧的滚动体与滚道不脱离接触。这个载荷, 应该是激振力的幅值。为了安全起见, 可取最大切削力作为激振力的幅值, 在这个力作用下轴承的变形作为预紧量。在载荷 F_r 作用下的变形可用式 (4-28) 计算, 计算的结果见图 4-19。例如 NN3020K 轴承, 如载荷为 6000N, 预紧量应为 $4\mu\text{m}$; 如载荷为 12000N, 则预紧量约为 $7\mu\text{m}$ 。

最后, 还应通过温升试验。如果温升超过规定值, 则只得减小预紧量。带来的缺陷, 可能是抗振性略低。

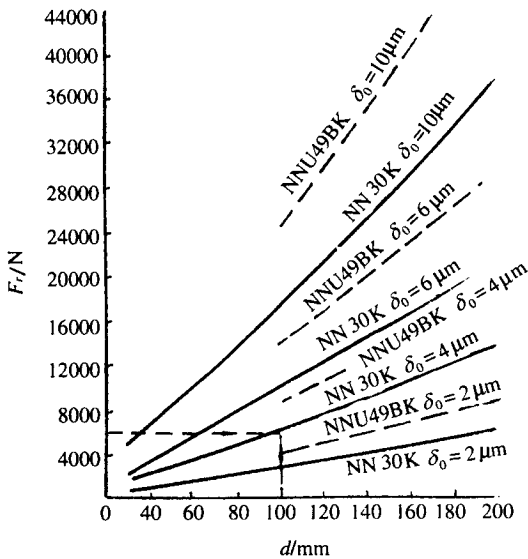


图 4-19 双列圆柱滚子轴承的预紧量

(2)角接触球轴承 角接触球轴承的预紧力 根据下述指标选择。

①从式 (4-27) 可看出, 点接触的球轴承, 刚度与载荷的 $1/3$ 幂成正比。所以预紧对提高刚度有一定的效果, 这是与线接触的滚子轴承不同的。点接触的球轴承, 应在温升允许的条件下, 尽量用较高的预紧力。

②在轴向力的作用下, 不受力侧轴承的滚动体与滚道不能脱离接触。可以证明, 满足这个条件的最小预紧力, 双联组配时为最大轴向载荷的 35% (近似地可取为 $1/3$); 三联组配时为 24% (近似地可取为 $1/4$)。

③ d_{mn} 值接近于表 4-5、表 4-6 所列的高速轴承,可取轻预紧,普通机床的主轴,转速较低,可取中预紧。重预紧用于低速主轴和分度主轴。订货时,必须向轴承厂说明预紧级别或预紧力。轴承厂可按要求组配,成组供货。

(3) 双向推力角接触球轴承(如 234400 型)如用于高速主轴(d_{mn} 值如表 4-5 所列),应取 1 级预紧(最轻一级)。订货时也应向轴承厂申明,轴承厂可按此配磨隔套。国外产品如 SKF、NSK 等公司,则一律按最轻一级预紧配磨隔套。

8. 轴承的承载能力和寿命

主轴轴承通常载荷相对较轻。除一些特殊的重载主轴外,轴承的承载能力是没有问题的。主轴轴承的寿命,主要不是取决于疲劳点蚀,而是因磨损而降低精度。通常,如轴承精度为 P4 级,经使用磨损后跳动精度降至 P5 级,这个轴承就认为应该更换了。虽然还远未达到其疲劳寿命,但是这种“精度寿命”目前还难以估算。

五、主轴组件的前悬伸和跨距

主轴前支承点至主轴前端的距离 a (图 4-20)称为前悬伸。前后支承点之间的距离 l 称为跨距。

主轴组件的综合刚度 K ,定义为在主轴端面作用一个载荷 F , K 为载荷 F 与变形 δ 之比

$$K = \frac{F}{\delta} (\text{N/M})$$

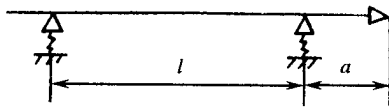


图 4-20 主轴组件的悬伸和跨距

前悬伸 a 对主轴组件的综合刚度影响很大。因此,在进行结构设计时,应尽量缩短悬伸量 a 。

跨距 l 对综合刚度 K 的影响不是单向的。如 l 较大,则主轴变形较大;如 l 较小,则轴承的变形对主轴前端的位移影响较大。所以, l 有一个最佳值, l 太大或太小,都会降低综合刚度。

最佳跨距 l_0 与前悬伸 a 之比 l_0/a 可由图 4-21 求得。图中横坐标是单位为 1 的综合变量 η :

$$\eta = \frac{EI}{K_A a^3} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (4-32)$$

α 与主轴前端结构的形状尺寸、前轴承类型、组合方式和轴承的润滑与密封有关。主轴悬伸长度对主轴刚度影响很大。主轴悬伸长度越短,其刚度越高。

图中的几条线分别为前后轴承刚度 K_A 、 K_B 之比 $K_A/K_B = 1, 1.4, 2, 5$ 时的线图。

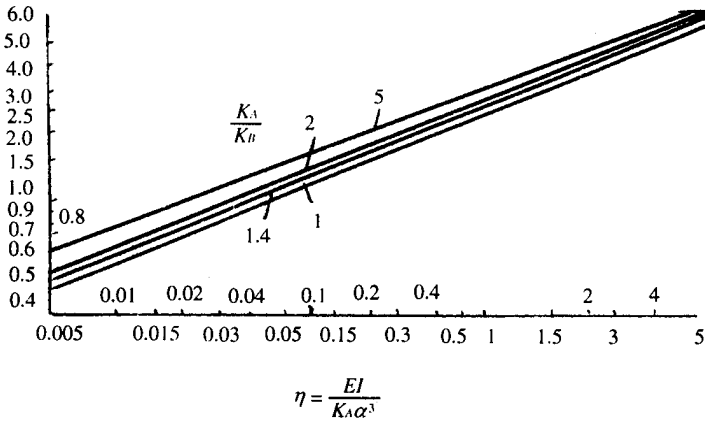


图 4-21 主轴最佳跨距计算线图

从图上查出的 l_0/a 乘以前悬伸 a , 即为最佳跨距。如实际跨距小于 l_0 , 则综合刚度将急剧降低, 如大于 l_0 , 则刚度降低是很缓慢的。所以实际跨距如不能等于 l_0 , 则宁大勿小。通常 $l_0 = (2 \sim 3)a$ 。

机床主轴组件的支承跨距, 由于受结构的限制, 实际的支承跨距大于最佳跨距, 且用传统方式计算理想支承跨距 l_0 , 既费时, 又不准确。

$$K_0 = 530 \times \frac{D_m^4 - d_m^4}{l}$$

式中 D_m ——主轴平均外径 (mm);

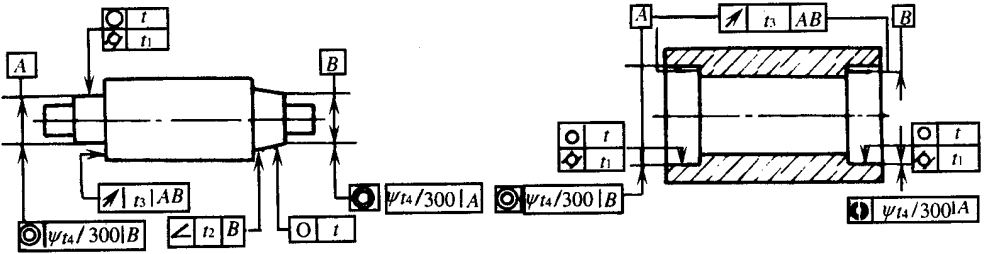
d_m ——主轴平均内径 (mm);

K_0 ——刚度值, 其下限值 $250\text{N}/\mu\text{m}$, 精密机床的 K_0 值为 $500\text{N}/\mu\text{m}$ 。

六、主轴组件的技术要求

主轴和箱体与轴承相配合部分的技术要求——直径公差和形位公差, 可参考表 4-8 制定。

表 4-8 主轴颈和箱体孔技术要求



轴承精度		轴			箱体			
		P5	P4 (SP)	P2 (UP)	P5	P4 (SP)	P2 (UP)	
项目	直径公差	js5 或 k5	js4	js3	JS5 H5	JS5 H5	JS4 H4	外圈轴向固定 外圈轴向不固定,可以微动
	圆度 t 和圆柱度 t_1	(IT3)/2	(IT2)/2	(IT1)/2	(IT3)/2	(IT2)/2	(IT1)/2	
	锥形轴颈倾斜度 t_2	-	(IT3)/2	(IT2)/2	-	-	-	
	跳动 t_3	IT1	IT1	IT0	IT1	IT1	IT0	
	同轴度 t_4	IT5	IT4	IT3	IT5	IT4	IT3	
$R_a/\mu\text{m}$	轴颈 $d \leq 80\text{mm}$ $D \leq 80\text{mm}$	0.2	0.2	0.1	0.4	0.4	0.2	
	$d \leq 80\text{mm}$ $80 < D \leq 250\text{mm}$	0.4	0.4	0.2	0.8	0.8	0.4	

为了得到主轴组件高的回转精度,除保证主轴及其相关零件高的加工精度及采用精密主轴轴承外,还应进行定向装配。

设因前轴承的误差,引起主轴前端的误差为 δ_1 ,因后轴承引起的误差 δ_2 ,定心表面与轴线的误差为 δ_3 。如使这三者按图 4-2(a) 的方向安装,则可抵消一部分误差。如两上误差之和大于第三个,则可按图 4-2(b) 方向安装,则误差可基本抵消。

P4 (SP) 和 P2 (UP) 级轴承附有测量单,说明跳动 K_{ia} 、 K_{ea} 之值。在轴承的座圈上标有记号,记号所在之处表示最大跳动的位置,也就是滚道到内(外)壁距离最大(最厚)处的位置。根据 K_{ia} 和 K_{ea} 可算出 δ_1 和 δ_2 、 δ_3 的大小和方向可测出。根据定向装配的要求,可决定前后轴承内圈标有最大跳动记号处在主轴颈上的周向位置。拆卸时,也必须做好记号,以免再装时错位。

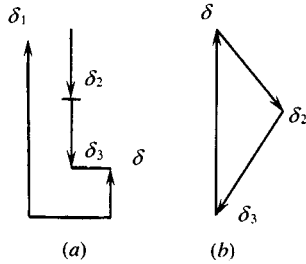


图 4-22 定向装配

七、主轴组件的动态特性

图 4-23(a)是某一内圆磨床主轴的振型图。两端轴承简化为两个弹簧,尾部作用一带轮拉力。图中出现了三个振型:

(1)平移 主轴作为一个刚体(实际上略有弯曲),在弹性支承上做平移振动,如图 4-23(b)所示。主轴各点的振动方向一致。

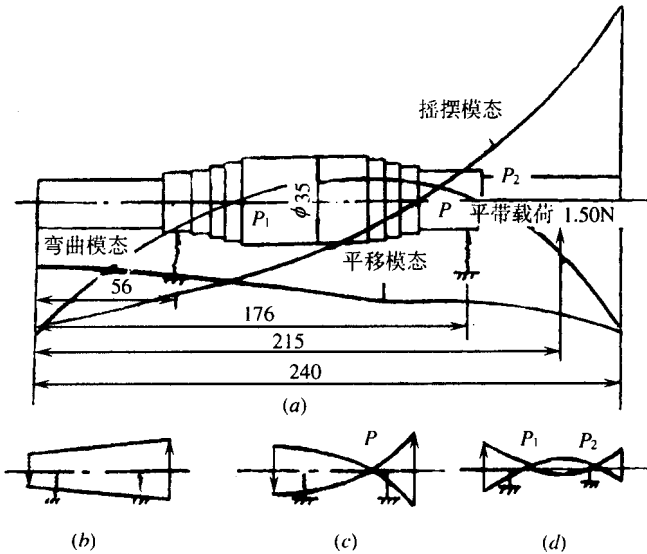


图 4-23 主轴组件的振动模式

(2)摇摆 主轴在弹性支座上摇摆,如图 4-23(c)所示。左右振动方向相反。振动线与轴线的交点 P 称为节点。

(3)弯曲 主轴本身做弯曲振动,如图 4-23(d)所示。主轴中间与两端的振动方向相反。有两个节点 P₁ 和 P₂。这两个节点位于支承点附近。

每个振型都有其固有频率。各个振型按固有频率排列的次序,称为阶。上述三个振型的固有频率,以平移振型为最低,弯曲振型为最高,三个振型分别称为第一、二、三阶振型。

型。振型和固有频率合称为模态。可以看出,第一、二阶模态的弹性环节主要是轴承,第三阶则主要是主轴。从表 4-9 也可以看出,当轴承的刚度提高时,第一、二阶模态的固有频率也随之提高,但第三阶模态固有频率则提高不多。

表 4-9 不同轴承径向刚度($K/N \cdot \mu\text{m}^{-1}$)下的固有频率 ($\omega/\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$)

$K/N \cdot \mu\text{m}^{-1}$	40	80	120	160
平移振动	8600	12000	14200	16000
摇摆振动	8900	11500	13100	14000
弯曲振动	16900	17000	17600	18000

主轴是一个连续体,有无穷多个模态。例如还有主轴的扭转振动、纵向振动等。但是,这些模态的固有频率较高,工作时不可能发生共振,所以,只需研究最低几阶模态。主轴的模态,可用有限元法或用传递矩阵法,借助计算机计算。

通常,主轴组件的固有频率是很高的。如本例,最低一阶模态的最低固有角频率为 8600rad/s 相对应的主轴的临界转速为 $800 \times \frac{60}{2\pi} = 85250\text{r/min}$ 。如它远高于主轴的转速,就不必担心共振问题,可以按静态问题处理。但是,高速主轴,特别是带内装式电动机高速主轴,电动机转子是一个集中质量,将使固有频率下降,有可能发生共振。改善动态特性,可采取下列措施。

(1)使主轴组件的固有频率避开激振力的频率 通常应使固有频率高于激振力频率的 30% 以上。如果发生共振的那阶模态属于主轴在弹性基础上(轴承)的刚体振动如图 4-23 所示的第一阶(平移)和第二阶(摇摆)模态,则应提高轴承的刚度。如果属于主轴的弯曲振动,则应提高主轴的刚度,如加粗直径。

激振力可能来自主轴组件的不平衡,这时激振频率 ω (rad/s)等于主轴转速 n (r/min)乘以 $\pi/30$ 。也可能来自断续切削(如铣床主轴),这时激振频率还应乘以刀齿数 z 。

(2)增大阻尼 如前所述,低阶模态常是主轴的刚体振动。这时主轴轴承,特别是前轴承的阻尼对主轴组件的抗振动性影响很大。如果要求得到很光的加工表面,主轴又是水平的,可用滑动轴承。例如外圆磨床、磁盘车床。滚动轴承适当预紧可以增大阻尼,但过大的预紧反而使阻尼减小,故选择预紧时还应考虑阻尼的因素。

(3)采用三支承 如主轴后端悬伸较长,可增加辅助支承,成为三支承主轴。辅助支承可用深沟球轴承,保留游隙。辅助支承的作用,与其说是提高刚度,毋宁说是为了提高抗振性。

(4)采用消振装置。

八、主轴组件的平衡

盘状件如砂轮、带轮等只需进行静平衡。较长的零件如主轴包括上面装的零件,带内装式电机的主轴(主轴上装电动机转子)等,则应先进行动平衡。回转体的许用不平衡量有两种表示方法:质径积表示法和偏心距表示法。许用剩余质径积 $[U] = [m\omega]$ 的单位为 $g \cdot mm$ 。许用偏心距 $[\epsilon]$ 等于 $[U]$ 除以回转体质量 m (kg), $[\epsilon] = \frac{[U]}{m} = \frac{[m\epsilon]}{m}$,单位为 $g \cdot mm/kg$,且 μm 。

平衡精度 A 与回转体的角速度有关。

$$A = \frac{[\epsilon\omega]}{1000} \quad (4-33)$$

ISO 规定平衡精度 G0.4、G1、G2.5、G6.3 等级。其平衡精度分别为 $A = 0.4、1、2.5、6.3、\dots$ 。通常,普通机床主轴要求的平衡精度为 G1 级,高精度机床主轴可为 G0.4 级。

转速 n 与许用偏心距 ϵ 的关系见图 4-24。

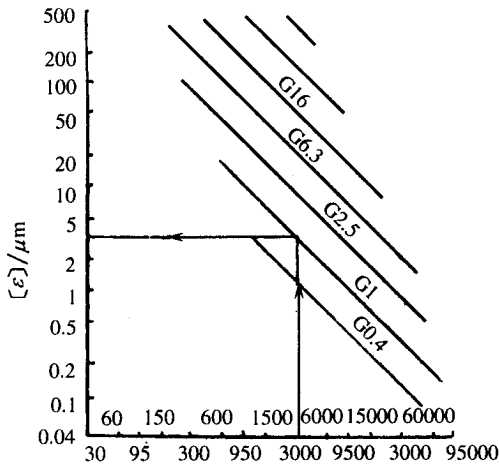


图 4-24 许用剩余偏心距与转速的关系

例 主轴转速为 3000r/min,平衡精度为 G1 级,求许用剩余偏心距 $[\epsilon]$ 。

解 主轴角速度 $\omega = 3000 \times \frac{2\pi}{60} = 314 \text{ rad/s}$

$$[\epsilon] = \frac{1000A}{\omega} = \frac{1000 \times 1}{314} = 3.18 \mu m$$

查图 4-24 亦得此值。

(1) 静平衡 将计算出的剩余偏心距 $[\epsilon]$,乘以回转体(如砂轮)的质量(kg)即为许用剩余质径积 $[U]$ ($g \cdot mm$)。

(2) 动平衡 对于纵向质量分布比较均匀的回转体,可将计算出的剩余质径积平分为

两半,分别作为两平衡基面上的许用剩余质径积。

九、主轴轴承的润滑与密封

主轴轴承的润滑与密封是机床使用和维护过程中值得重视的两个问题。良好的润滑效果可以降低轴承的工作温度和延长使用寿命。密封不仅要防止灰尘屑末和切削液进入,还要防止润滑油的泄漏。

1. 主轴轴承润滑方式

在数控机床上,主轴轴承润滑方式有 油脂润滑、油液循环润滑、油雾润滑、油气润滑等方式。

(1) 油脂润滑方式 这是目前在数控机床的主轴轴承上最常用的润滑方式,特别是在前支承轴承上更是常用。当然,如果主轴箱中没有冷却润滑油系统,那么后支承轴承和其他轴承,一般采用油脂润滑方式。

主轴轴承油脂封入量,通常为轴承空间容积的 10%,切忌随意填满。油脂过多,会加剧主轴发热。油脂封入量的概略计算式如下:

$$V = f \times 10^{-3} (D^2 - d^2) B \quad (4-34)$$

式中 V ——油脂封入量(cm^3);

D ——轴承外径(mm);

d ——轴承内径(mm);

B ——轴承宽度(mm);

$f = 1.5$ 用于 NN3000K 系列轴承、234400 系列轴承;

$f = 1.7$ 用于 7000AC、7000C 系列轴承。

采用油脂润滑方式,要采取有效的密封措施,以防止切削液或润滑油进入到轴承中去。

(2) 油液循环润滑方式 在数控机床主轴上,有采用油液循环润滑方式的。装有 CA-MET 轴承的主轴,即可使用这种方式。对一般主轴轴承来说,后支承上采用这种润滑方式比较常见。

如图 4-25 所示,是恒温油液循环润滑冷却方式。油温自动控制箱控制的恒温油液,经油泵打入主轴箱,一路沿主轴前支承套外圈上的螺旋槽流动,带走主轴轴承所发出的热量;另一路通过主轴箱内的分油器,把恒温油喷射到传动齿轮和传动轴支承轴承上,以带走它们所产生的热量。这种方式润滑和降温效果都很好。

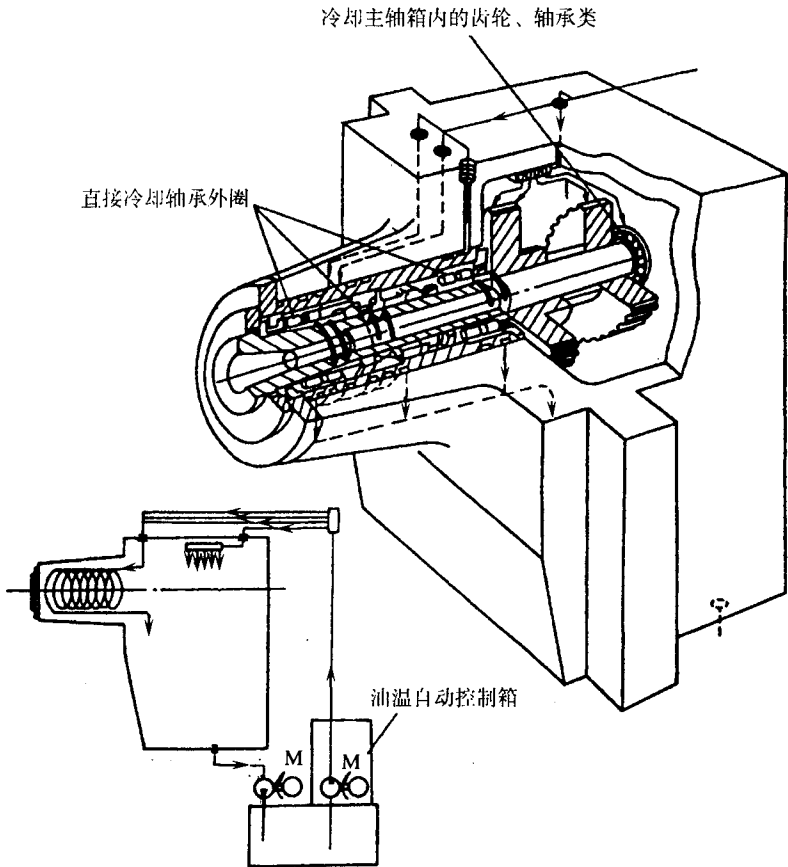


图 4-25 恒温冷却主轴箱

(3) 油雾润滑方式 油雾润滑方式是将油液经高压气体雾化后从喷嘴成雾状喷到需润滑的部位。由于是雾状油液吸热性好,又无油液搅拌作用,所以常用于高速主轴轴承的润滑。但是,油雾容易吹出,污染环境。

(4) 油气润滑方式 油气润滑方式是针对高速主轴而开发的新型润滑方式。它是用极微量的油(8min~16min 约 0.03cm³ 油)润滑轴承,以抑制轴承发热。其润滑原理见图 2-38。油箱中的油位开关和管路中的压力开关,确保在油箱中无油或压力不足时,能自动切断主电动机电源。

在用油液润滑角接触轴承时,要注意角接触轴承有泵油效应,须使油液从小口进入,如图 4-26 所示。

2. 主轴的密封

主轴的密封有接触式密封和非接触式密封。

图 4-27 是几种非接触密封的形式。图中(a)是利用轴承盖与轴的间隙密封,轴承盖的孔内开槽是为了提高密封效果。这种密封用在工作环境比较清洁的油脂润滑处;图中

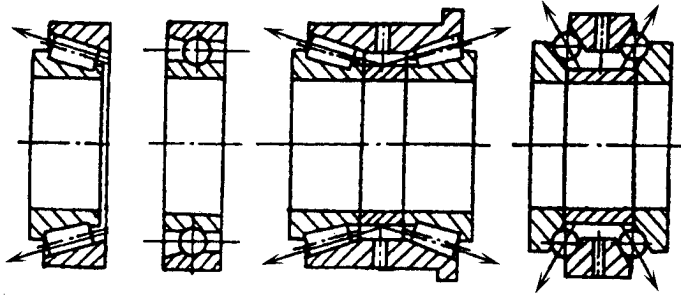


图 4-26 角接触轴承油液润滑

(b)是在螺母的外圆上开锯齿形环槽,当油向外流时,靠主轴转动的离心力把油沿斜面甩到端盖1的空腔内,油液流回箱内,图中(c)是迷宫式密封结构,在切屑多、灰尘大的工作环境下可获得可靠的密封效果,这种结构适用油脂或油液润滑的密封。在用非接触式的油液密封时,为了防漏,重要的是保证回油能尽快排掉,因此要保证回油孔的畅通。

接触式密封主要有油毡圈和耐油橡胶密封圈密封,如图4-28所示。

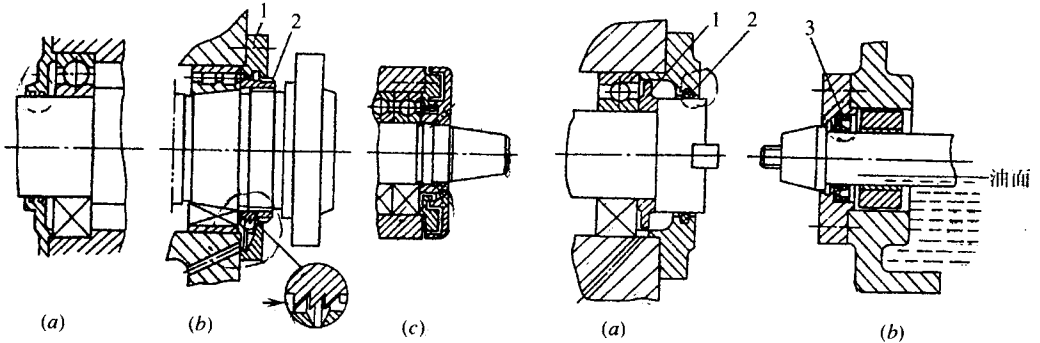


图 4-27 非接触式密封

1—端盖 2—螺母。

图 4-28 接触式密封

1—甩油环 2—油毡圈 3—耐油橡胶密封圈。

十、主轴组件的刚度计算

主轴组件的刚度,可以用有限元法或传递矩阵法结合迭代借助电子计算机进行计算。为了便于使用,下面介绍一种简化的近似计算方法。为此,首先应把主轴组件简化为一个均匀截面的简支梁模型。

1. 主轴的简化及刚度计算

如主轴前后轴承颈之间由数段组成,则当量直径 d

$$d = \frac{d_1 l_1 + d_2 l_2 + \dots + d_n l_n}{l} \text{ (mm)} \quad (4-35)$$

式中 $d_1, l_1; d_2, l_2; \dots; d_n, l_n$ ——分别为各段的直径和长度(mm);

l ——总长, $l = l_1 + J_2 + \dots + l_n$ (mm)。如果前后轴承颈的直径相差不大,也可把前后轴承颈直径的平均值近似地作为当量直径 d 。

主轴的前悬伸部分较粗,刚度较高,其变形可以忽略不计。后悬伸部分不影响刚度,也可不计。如主轴前端作用一外载 F (图 4-29),则挠度

$$\delta_s = \frac{Fa^2 l}{3EI} \text{ (mm)} = \frac{Fa^2 l}{3EI} \times 10^3 \text{ (}\mu\text{m)}$$

式中 F ——外载荷 (N);

a ——前悬伸,等于载荷作用点至前支承点间的距离 (mm);

l ——跨距,等于前后支承间的距离 (mm);

E ——弹性模量,钢的 $E = 2 \times 10^5$ (MPa);

I ——截面惯性矩, $I = 0.05(d^4 - d_i^4)$ (mm⁴);

d 、 d_i ——主轴的外径和孔径 (mm)。

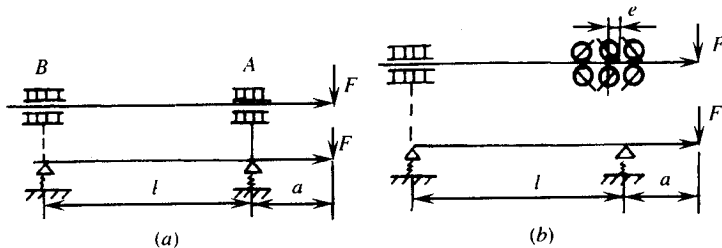


图 4-29 主轴组件计算模型

将 E 及 I 之值代入,可得

$$\delta_s = \frac{Fl a^2}{30(d^4 - d_i^4)} \quad (\mu\text{m}) \quad (4-36)$$

如 $d_i \leq 0.5d$, 则孔的影响可忽略

$$\delta_s = \frac{Fl a^2}{30d^4} \quad (\mu\text{m}) \quad (4-37)$$

弯曲刚度

$$K_s = \frac{F}{\delta_s} = \frac{30(d^4 - d_i^4)}{l a^2} \quad (\text{N}/\mu\text{m}) \quad (4-38)$$

所以当 $d_i \leq 0.5d$, 则

$$K_s \approx \frac{30d^4}{l a^2} \quad (\text{N}/\mu\text{m}) \quad (4-39)$$

2. 支承的简化

如果支承为双列圆柱滚子轴承,则可简化支承点在轴承中部(图 4-29(a))。如承支为三联角接触球轴承,则可简化为支承点在第二个轴承的接触线与主轴轴线的交点处。

该处离第二个轴承的中部为 $e = \frac{d_m}{2} \tan \alpha$ (mm) (图 4-29(b)) (d_m 为中径, α 为接触角) 相

当于 2.6 个轴承支承主轴。即计算轴承的刚度时,可将支反力除以 2.6 作为单个轴承的载荷,并按单个轴承计算其变形或刚度。

例 4-1 有一主轴,前轴颈为 120mm,后轴颈为 110mm,前轴承为 NN3024K 型,后轴承为 NN3022K 型,跨距 $l = 346\text{mm}$,前悬伸 $\alpha = 96\text{mm}$ 。中孔, $d_i = 80\text{mm}$ 。预紧量前轴承为 $7\mu\text{m}$,后轴承为 0。主轴端加载 15400N 。求主轴组件的径向刚度。计算简图见图 4-29 (a)。

解

(1) 轴承支反力

$$\text{前轴承 } F_A = 1540 \times \frac{346 + 96}{346} = 19673\text{N}。$$

$$\text{后轴承 } F_B = 19673 - 15400 = 4273\text{N}。$$

(2) 主轴 主轴的当量直径取

$$d = \frac{120 + 110}{2} = 150\text{mm}$$

在轴端载荷 F 的作用下,前端的挠度 δ_s 可按式(4-36)计算

$$\delta_s = \frac{Fl\alpha^2}{30(d^4 - d_i^4)} = \frac{15400 \times 346 \times 96^2}{30(115^4 - 80^4)} = \mu\text{m}$$

(3) 轴承 查表 4-7, NN3024K 的 $i_z = 2 \times 25 = 50$, $l_a = 13.8\text{mm}$, NN3022K 的 $i_z = 2 \times 26 = 52$, $l_a = 12.8\text{mm}$ 。代入式(4-28)和(4-29)。

前轴承为 NN3024K,有 $7\mu\text{m}$ 的预紧量。这时一个滚子的预载荷为

$$7 = \frac{0.077 Q_r^{0.9}}{13.8^{0.8}}, Q_r = 154\text{N}$$

这相当于前轴承增加了附加载荷 F_{p}

$$F_{\text{p}} = \frac{Q_r i_z}{5} = \frac{1547 \times 50}{5} = 15470\text{N}$$

轴承的全部载荷为 $19673 + 15470 = 35143\text{N}$ 。

前轴承的总变形

$$\delta_A = \frac{0.077 \times (5 \times 35143/50)^{0.9}}{13.8^{0.8}} = 14.66\mu\text{m}$$

扣除预紧量 $7\mu\text{m}$,实际总变形为

$$\delta_A' = 14.66 - 7 = 7.66\mu\text{m}$$

折合到主轴前端

$$\delta_{A1} = \delta_A' \frac{l + \alpha}{l} = 7.66 \times \frac{346 + 96}{346} = 9.79\mu\text{m}$$

后轴承为零间隙,其变形

$$\delta_B = \frac{0.077 \times (5 + 4273/52)^{0.9}}{128^{0.8}} = 2.25\mu\text{m}$$

折合到主轴前端

$$\delta_{BI} = \delta_B \frac{a}{l} = 2.25 \times \frac{96}{346} = 0.63 \mu\text{m}$$

(4) 主轴组件的径向刚度

$$K = \frac{F}{\delta_{\Sigma}} = \frac{F}{\delta_S + \delta_{AI} + \delta_{BI}} = \frac{15400}{12.22 + 9.79 + 0.63} = 680 \text{N}/\mu\text{m}$$

实物测试的结果, $K = 910 \text{N}/\mu\text{m}$ 。SKF 和 FAG 公司主轴组件样本给出的同类型尺寸轴承主轴组件的径向刚度均为 $700 \text{N}/\mu\text{m}$ 。

例 4-2 有一高速型主轴组件, 如图 4-30 所示。前轴承为三联角接触球轴承, $\alpha = 15^\circ$ 轻预紧, 型号为 7024CTBTA。后轴承为 NN3020K, 零间隙, 主轴前端作用的载荷为 $F = 8700 \text{N}$ 。求主轴组件的径向刚度。

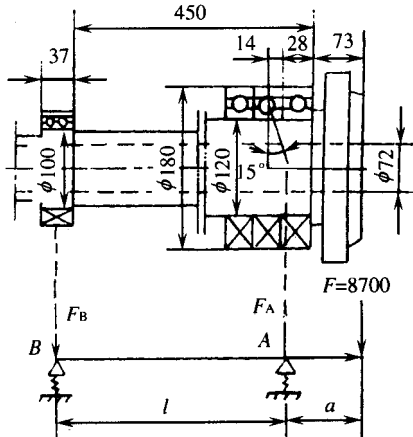


图 4-30 高速型主轴组件计算模型

解

(1) 确定支点位置

前支点为第二个轴承的接触线与中心线的交点。故

$$\alpha = 73 + 28 + 14 - \frac{120 + 180}{2} \tan 15^\circ \approx 95 \text{mm}$$

$$l = 460 + \frac{37}{2} - (28 + 14) + \frac{120 + 180}{2} \tan 15^\circ \approx 456 \text{mm}$$

(2) 支反力

$$F_A = F \frac{l + a}{l} = 8700 \times \frac{456 + 95}{456} \approx 10500 \text{N}$$

$$F_B = F_A - F = 1800 \text{N}$$

(3) 主轴挠度

$$d = \frac{120 + 100}{2} = 110 \text{mm}$$

$$\delta = \frac{8700 \times 456 \times 95^2}{30 \times (110^4 - 72^4)} = 9.98 \mu\text{m}$$

(4) 前轴承

前轴承相当于一个轴承支承,支反力为 F_A 的 $1/2.6$ 。

支反力 $F_A/2.6 = 10500/2.6 \approx 4040\text{N}$ 。

查轴承手册,预紧力为 430N 。三联轴承装配后的预紧力可按式(4-31)计算:

$$F_p = 430 \times 1.35 \times 1.07 \times 0.92 \times 1.8 \approx 3840\text{N}$$

上述预紧力是轴向的。径向预紧力为

$$F_{pP} = 1030/\tan 15^\circ = 3840\text{N}$$

故轴承总载荷为 $F_{rA} = 4040 + 3840 = 7880\text{N}$ 。

刚度可按式(4-127)计算, d_b 和 iz 可查表 4-7。

$$K_{rA} = 1.18 \sqrt[3]{F_{rA} d_b^4 (iz)^2 \cos^5 \alpha} = 1.18 \times \sqrt[3]{7880 \times 19.05 \times 20^2 \times \cos^5 15^\circ} = 436\text{N}/\mu\text{m}$$

$$\text{前轴承总变形 } \delta_A = \frac{4040}{436} = 9.27 \mu\text{m}$$

$$\text{折算到前端 } \delta_{A1} = 9.27 \times \frac{456 + 95}{456} = 12.2 \mu\text{m}$$

(5) 后轴承

后轴承的变形可按式(4-28)计算,并查表 4-7。后轴承变形

$$\delta_B = \frac{0.077 \times [(1800 \times 5)(2 \times 30)]^{0.9}}{10^{0.8}} = 1.1 \mu\text{m}$$

$$\text{折算到前端 } \delta_{B1} = 1.1 \times \frac{95}{456} = 0.23 \mu\text{m}$$

(6) 主轴单元的径向刚度

$$K = \frac{F}{\delta_\Sigma} = \frac{F}{\delta_S + \delta_{A1} + \delta_{B1}} = \frac{8700}{9.98 + 11.2 + 0.23} = 406\text{N}/\mu\text{m}$$

实物测式的结果, $K = 528\text{N}/\mu\text{m}$ 。SKF 公司的样本(见图 4-31)同类型同尺寸的主轴组件, $K = 400\text{N}/\mu\text{m}$ 。

以上两例,计算结果与国外数据相当接近,但都低于测试结果,原因是计算时假设外力 F 作用于主轴端点,而测试时,外力实际上作用于主轴前法兰。这时例 4-1 的 $\alpha = 80\text{mm}$,例 4-2 的 $\alpha = 64\text{mm}$ 。其余数据不变。这样算出的径向刚度,例 4-1 为 $855\text{N}/\mu\text{m}$,例 4-2 为 $591\text{N}/\mu\text{m}$ 。与实测数据相当接近。

十一、主轴组件径向刚度和转速的参考值

对高刚度型(前轴承为 NN3000K 型)和高速型(前轴承为三联 7000ACTBTA 型)的几种尺寸的同类主轴组件进行了计算(后轴承皆为 NN3000K 型)。计算结果与 SKF 和 FAG 公司主轴单元所给的径向刚度值基本吻合。另外,从对一种前轴承直径为 $\phi 120\text{mm}$ 的高刚

度型主轴组件的实测结果,也与计算值相接近。因此,可以推荐 SKF 的主轴单元径向刚度线图,作为主轴组件径向刚度的参考,见图 4-31。图中横坐标为主轴前轴承内径 d ,纵坐标为径向刚度 K 。实线为高刚度型,虚线为高速型。实际情况,由于后轴承、前悬伸、跨距等与图示情况可能不同,刚度也会有所差别,但差异不大。图 4-31 尤其适用于在方案分析时应用。这时由于结构尚未确定,无法进行计算,图 4-31 可给出一个估计值供参考。

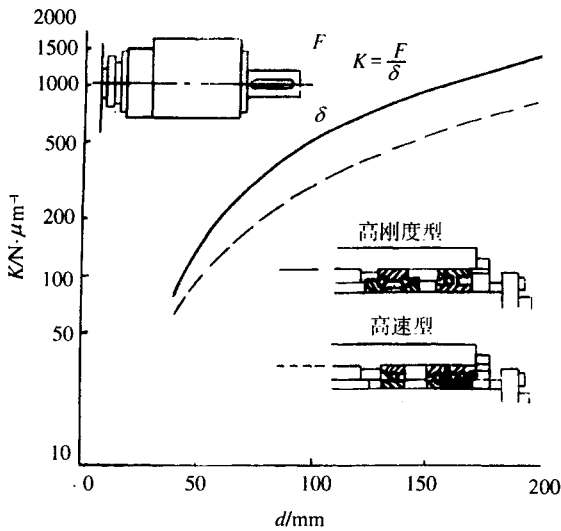


图 4-31 主轴组件的径向刚度

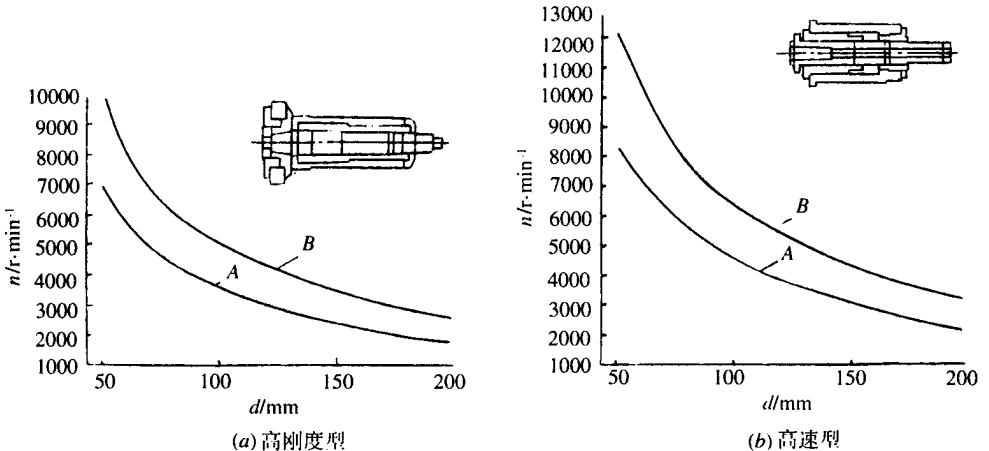


图 4-32 主轴组件的最高转速

上述两种主轴组件转速的参考值见图 4-32。图 4-32(a)为高刚度型,图 4-32(b)为高速型。图中横坐标为主轴前轴承内径 d ,纵坐标为允许的最高转速 n 。曲线 A 所示的转速为恒定的转速,曲线 B 为约 20% 的时间以图示的转速运转,其余时间则以较低的

转速运转,并在大范围内变动。轴承在前述预紧要求条件下预紧,脂润滑,温升,高刚度型为 $10^{\circ}\text{C} \sim 200^{\circ}\text{C}$,高速型为 $5^{\circ}\text{C} \sim 15^{\circ}\text{C}$ 。

十二、超高速主轴组件的设计要点

机床的高速化是机床的发展趋势。目前的高速机床和虚拟轴机床均为机床突破性的重大变革,进入20世纪90年代以来,高速加工技术已开始进入工业应用阶段,并已取得了显著的技术经济效益。

超高速加工有如下优点:

(1)随切削速度的提高,切削力下降,切除单位材料的能耗低,加工时间大幅度缩短,所以,切削效率高。

(2)加工表面质量好,精度高,可作为机械加工的最终工序,即所谓“一次过”技术。

(3)零件变形小,切削产生的切削热绝大部分被切屑带走,基本不产生热量,减小温升。

(4)刀具寿命长,刀具磨损的增长速度低于切削效率提高速度。

(5)在高速加工范围内,机床的激振频率范围远离工艺系统的固有频率范围,振动小,避免了共振。

(6)由于直接传动,省去了电机至主轴间的传动链,消除了传动误差。

高速、超高速加工的关键技术及其相关技术的研究,已成为国内外重要的研究领域之一。其相关技术主要包括机床、刀具、工件、工艺等,如刀具的材料、结构、刀刃形状等;工件的材料、定位夹紧、装卸等;工艺中的CAD/CAM、NC编程、加工参数等。机床的基本结构、高速主轴、刀杆与安装、进缩机构、CNC控制、换刀装置,温控系统、润滑与冷却系统和安全防护等。这诸多相关技术中,关键技术是机床中的高速主轴组件的设计。本节主要讨论超高速主轴组件设计的要点。

超高速主轴组件是高速加工机床的核心部件,即所谓的高速电主轴,是内装式主轴、电机一体化的主轴组件。它采用无壳电机,将其空心转子用压配合的形式直接装在机床主轴上,带有冷却套的定子则安装在主轴组件的壳体中,形成了内装式电机主轴,称为电主轴,主要由主轴、轴承、内装式电动机和刀具夹持装置,传感器及反馈装置等部分组成。其速度因子 d_{mn} 由20世纪80年代在脂润滑条件下的 $(0.5 \sim 1.5) \times 10^6$,到20世纪90年代在喷射润滑条件下的 3.0×10^6 ,主轴转速达 $20000\text{r}/\text{min} \sim 40000\text{r}/\text{min}$,有的轻载中小型机床甚至达 $60000\text{r}/\text{min} \sim 100000\text{r}/\text{min}$ 。

影响高速电主轴性能的因素有轴承、润滑、冷却、轴承的预紧力的控制、主轴的动平衡、主轴轴端结构、轴上零件的连接等。其中,主轴轴承及其冷却、润滑是关键。

1. 超高速主轴轴承

电主轴轴承有接触式和非接触式,接触式的有陶瓷球轴承;非接触式的有磁悬浮轴承、空气静压轴承和液体静压轴承等。

1) 超高速主轴陶瓷球轴承

影响角接触球轴承高速性能的主要原因是高速下作用在滚珠上的离心力 F_C 和陀螺力矩 M_G 增大。离心力增大会增加滚珠与滚道间的摩擦,而陀螺力矩增大则会使滚珠与滚道间产生滑动摩擦,使轴承摩擦发热加剧,因而降低轴承的寿命。

离心力 F_C 和陀螺力矩 M_G 的表达式如下:

$$F_C = a_1 \rho D_a^3 d_m \omega_c^2$$

$$M_G = a_2 \rho D_a^5 D d_m \omega_c \omega_b \sin \beta$$

式中 a_1 、 a_2 ——系数;

D_a ——滚珠的直径;

ρ ——滚珠材料的密度;

d_m ——滚动轴承内外圈的平均直径;

ω_c ——滚珠的公转角速度;

ω_b ——滚珠的自转角速度;

β ——公转轴与自转轴之间的夹角,其值近似等于轴承的接触角。

所谓滚珠的陀螺运动是:若陀螺力矩作用于滚珠上,则滚珠与内、外圈滚道的接触处,除了垂直负荷 Q_j 和 Q_e 外,还会产生切向摩擦力 T_j 和 T_e ,并形成力矩 M_R 。当作用于滚珠的力矩 M_G 超过了滚珠与内、外圈滚道之间的滚动摩擦力矩,引起了滚珠的陀螺运动,这个运动沿滚珠的自转轴变化,增大了滑动摩擦。

当滚珠采用氮化硅陶瓷 (Si_3N_4) 材料后,由于其密度只有轴承钢的 40% 及其他几项性能的优势(见表 4-10),再加上减小滚珠的直径及采用较小的接触角,因而可以大大减小离心力 F_C 及陀螺力矩 M_G 。因此,使用陶瓷球轴承与钢制角接触球轴承相比使主轴的性能大为改善。

表 4-10 氮化硅与轴承钢的特性比较

	轴承钢	Si_3N_4
密度/ $\text{g} \cdot \text{cm}^{-3}$	7.8	3.2
线膨胀系数	12.5×10^{-6}	3×10^{-9}
泊松比	0.3	0.25
热导率/ $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	41.868	29.3076
纵弹性模量/ N/mm^2	206000	315000

(1) 高速性能好 由于球的密度低、直径小、离心力小,与同规格的钢制轴承相比,转速可提高 60% 以上,抗疲劳能力强,寿命长。

(2) 动刚度 由于 Si_3N_4 弹性模量为钢轴承的 1.5 倍,且采取小球密珠结构,即球径

小了,而球数却增加了。根据球轴承的刚度与球径的 $1/3$ 次幂、球数的 $2/3$ 次幂成正比,所以,陶瓷轴承的主轴动刚度高。

(3) 温升高 由于 Si_3N_4 的热导率低及有良好的摩擦特性和力学性能,所以,温升高,与钢轴承相比,温升可降低 $35\% \sim 60\%$ 。

(4) 热稳定性好 由于 Si_3N_4 的热膨胀系数只有钢的 $1/4$,这样使轴承的预紧力稳定,即热稳定性好。

如果轴承的滚珠及内、外圈都用陶瓷制成,则主轴组件的性能除上述优点外,还主要体现在耐高温、耐磨、耐腐蚀、无磁性等方面。

2) 非接触式超高速轴承

接触式轴承因为存在金属相接触,摩擦系数大,且其性能与轴承本身的加工精度也有着密切的关系。而非接触式流体轴承,其性能只与流体的摩擦系数有关,与转速和运动状态无关。

非接触式超高速主轴轴承有液体动、静压轴承,气体动、静压轴承和磁力悬浮轴承(即磁浮轴承)。

液体动、静压轴承的技术比较成熟,设计时可参考有关资料。其缺点是需要一套液压装置,成本较高。

气体动、静压轴承高速性能好,输出扭矩和输出功率较小,一般用在超高速、轻载、精密主轴上,主要用于零件的光整加工,价格低廉。

磁浮轴承是用电磁力将主轴无机械接触地悬浮起来的新型智能化轴承。它的高速性能好,精度高,易实现实时诊断和在线监控,是超高速加工机床主轴理想的支承元件,已相继被许多国家用于高速加工机床上。但是,由于其价格昂贵,控制系统复杂,发热问题难以解决,这就限制了它在高速加工机床上的推广应用。

3) 合理的预紧力控制

为了提高轴承的刚度,抑制振动及高速回转时滚珠公转和自转的滑动,提高轴的回转精度等,在主轴上使用的滚动轴承均需预紧,预紧的方式主要有恒位置预紧和恒力预紧。

恒位置预紧是将轴承内外圈在轴向固定,以初始预紧量确定其相对位置,运转过程中预紧量不能自动调节。随转速的提高,轴承滚子发热膨胀,内外圈温差增大,滚子受离心力及轴承座的变形等因素的影响,使轴承预紧力急剧增加,这是超高速主轴轴承破坏的主要原因。但这种预紧方式具有较高的刚度。如果采用陶瓷球轴承,并适当润滑和冷却,在 $d_m n$ 值小于 2.0×10^6 的高速主轴组件中仍广泛应用。

恒力预紧是一种利用弹簧或者液压系统对轴承实现预紧的方式。在高速运转中,弹簧或液压系统能吸收引起轴承预紧力增加的过盈量,以保持轴承预紧力不变,这对超高速主轴特别有利。但在低速重切削条件下,由于预紧结构的变形会影响主轴的刚性,所以恒力预紧一般用在超高速、载荷较轻的磨床主轴或轻型超高速切削机床主轴上。

在超高速加工中心主轴组件中,为了克服以上两种预紧方式的缺点,使主轴组件既能适应低速重载加工,又能适应超高速运转,设计一个可进行预紧力切换的预紧机构。在低

速重切削时 轴承在恒位置预紧下工作 ;当高速轻切削时 ,系统可自动切换成恒力预紧方式 ,以防止预紧力增加 ,使轴承的高速性能得到发挥。

2. 电主轴的动平衡

由于不平衡质量是以主轴转速的二次方影响主轴动态性能的 ,所以主轴的转速越高 ,主轴不平衡质量引起的动态问题越严重。对电主轴来说 ,由于电机转子直接过盈固定电主轴上 ,增加了主轴的转动质量 ,使主轴的极限频率下降 ,因此 ,超高速电主轴的动平衡精度应严格要求 ,一般应达到 $C1 \sim G0.4$ 级 ($C = e\omega$ 。 e 为偏心量 , ω 为角速度) 。为此 ,必须进行电主轴装配后的整体精确动平衡 ,甚至还要设计专门的自动平衡系统来实现电主轴的在线动平衡。

在电主轴的动平衡中 ,刀具的定位夹紧及平衡也是主要的影响因素之一。回转刀具的刀头距回转中心的偏差 ,是主轴高速回转时产生振动的原因 ,同时导致刀具寿命缩短。因此 ,必须对包括刀具和刀夹的旋转总成充分地进行平衡 ,以消除有害的动态不平衡力 ,避免高速下颤振和振动。

3. 刀具的夹紧

分析与实验表明高速主轴的前端由于离心力的作用会使主轴膨胀 ,如 30 号锥度的主轴前端在 30000r/min 时 ,膨胀量为 $4\mu\text{m} \sim 5\mu\text{m}$,然而标准的 7/24 圆锥实心刀柄不会有这么大的膨胀量 ,这样 ,就明显地减少了主轴与刀具的接触面积 ,从而降低了刀柄与主轴锥孔的接触刚度 ,而且刀具的轴向位置也会发生变化 ,很不安全。于是传统的长锥柄刀夹已不适用于超高速加工。解决这个问题的办法有两种 :一种是采用主轴锥孔与主轴端部同时接触的双定位刀夹 ,使端面定位面具有很大的摩擦 ,以防止主轴膨胀 ,这是一种有效的措施。为使刀具在刀柄上夹紧 ,可采用流体压力夹紧的方式。这样既可提高夹紧刚度 ,又可保证刀柄和刀具高度的同心度。

利用短锥 (1:10 刀锥柄) ,且锥柄部分采用薄壁结构 ,刀柄利用短锥和端面同时实现轴向定位。这种结构对主轴和刀柄连接处的公差带要求特别严格 ,仅为 $2\mu\text{m} \sim 6\mu\text{m}$,由于短锥严格的公差和具有弹性的薄壁 ,在拉杆轴向拉力的作用下 ,短锥会产生一定的收缩 ,所以刀柄的短锥和法兰端面容易与主轴相应的结合面紧密接触 ,实现锥面与端面同时定位 ,因而具有很高的连接精度和刚度。当主轴高速旋转时 ,尽管主轴轴端会产生一定程度的扩张 ,使短锥的收缩得到部分伸张 ,但是短锥与主轴锥孔仍保持较好的接触 ,主轴转速对连接性能影响很小。

另一种是直接夹紧刀具的方式 ,即通过采用主轴锥孔内用拉杆操作的弹簧夹头而省去刀夹。直接夹紧最适合于直径小于 10mm 的、需要较小功率的刀柄直径标准化的超高速切削加工。

4. 轴上零件的连接

在超高速电主轴上 ,由于转速的提高 ,所以对轴上零件的动平衡要求非常高。轴承的定位元件与主轴不宜采用螺纹连接 ,电机转子与主轴也不宜采用键连接 ,而普遍采用可拆的阶梯过盈连接。一般用热套法进行安装 ,用注入压力油的方法进行拆卸。

在确定阶梯套基本过盈量时,除了根据所受载荷计算需要过盈量外,还需考虑以下因素对过盈连接强度的影响:①配合表面的粗糙度;②连接件的工作温度与装配温度之差,以及主轴与过盈套材料线胀系数之差;③主轴高速旋转时,过盈套所受到的离心力会引起过盈套内孔的扩张,导致过盈量减少,当主轴材料和过盈套的材料泊松比、弹性模量和密度相差不大时,过盈量的修正值与主轴转速的平方成正比;④重复装卸会引起过盈量减小;⑤结合面形位公差对过盈量的影响等。

阶梯过盈套过盈量的实现有两种方式:①利用公差配合来实现,根据基本过盈量的计算值和配合面的公称尺寸,查有关手册图表,得出相应的过盈配合;②利用阶梯配合面的公称尺寸的差值来实现,并选用 H_4/h_4 的过渡配合,这种方法容易控制和保证配合的实际过盈量,适用于高精度的零件配合和进行标准化和系列化生产。

5. 冷却系统

因为电机和支承内的发热较高,是电主轴的突出问题,故电主轴应有有效的冷却系统,这是电主轴必须解决的关键技术。

由于电主轴将电机集成于主轴组件的结构中,无疑在其结构的内部增加了一个热源。电机的发热主要有定子绕组的铜耗发热及转子的铁损发热,其中定子绕组的发热占电机总发热量的 $2/3$ 以上。另外,电机转子有主轴壳体内的高速搅动,使内腔中的空气也会发热,这些热源产生的热量主要通过主轴壳体和主轴进行散热,所以电机产生的热量有相当一部分会通过主轴传到轴承上去,因而影响轴承的寿命,并且会使主轴产生热伸长,影响加工精度。

除了电机的发热外,主轴轴承的发热也不容忽视,再加上主轴电机的热辐射和热传导,所以主轴轴承必须合理润滑和冷却,否则,无法保证电主轴高速运转。

可见,为改善电主轴的热特性,必须解决电机的冷却问题。设计冷却系统,使电主轴的本身结构和冷却系统的结构应建立轴对称温度场,同时应保证部件所需的精度。常采用强制式空气冷却系统和液压式冷却系统。

液压式冷却系统使电机定子与壳体连接处设计成循环冷却水套。水套用热阻较小的材料制造,套外环加工有螺旋水槽,电机工作时,水槽中通入循环冷却水,为加强冷却效果,冷却水的入口温度应严格控制,并有一定的压力和流量。另外,为防止电机发热影响主轴轴承,主轴应尽量采用热阻较大的材料,使电机转子的发热主要通过气隙传给定子,由冷却水吸收带走。另外,还将冷却液通过电主轴孔通向刀柄冷却刀具。

电主轴的润滑,一般采用定时定量的油气润滑和喷射润滑,即每隔一定时间间隔注一次油,通过一个定量阀的器件,精确地控制每次润滑油的注油量。油气润滑是指润滑油在压缩空气的携带下,被吹入陶瓷轴承。每次注入的油量应严格控制,太少了,起不到润滑作用;太多了,在轴承高速旋转时会因油的阻力而发热。

第五节 齿形带传动设计

一、多齿形带的强度计算

由于齿形带传动属于啮合传动,不存在相对滑动,因此齿形带传动的设计计算准则是,应保证齿形带有足够的强度。由于强度不够齿形带在工作时可能产生的失效形式有:

- (1) 由于强力层的强度不够而引起的强力层弯曲疲劳破坏;
- (2) 在冲击载荷的作用下,强力层产生断裂或从齿背中抽出;
- (3) 由于强力层伸长,使齿带齿距改变,引起爬齿;
- (4) 带齿的磨损、弯曲、剪断和老化龟裂等。

综上所述,齿形带的强度计算主要应该限制作用在齿形带单位宽度上的拉力,以保证一定的使用寿命。实践证明,按这一准则设计的齿形带,上述可能产生的破坏基本上都可得到控制。

计算齿形带宽度 b (mm) 的公式为:

$$b = \frac{1000P}{([\sigma] - S'_c)v} \quad (4-40)$$

式中 P ——齿形带所传递的功率(W);

$[\sigma]$ ——齿形带单位宽度上的许用拉力(N),见表 4-11;

S'_c ——齿形带单位宽度上的离心拉力, $S'_c = \frac{q'v^2}{g}$ (N);

v ——带速(m/s);

q' ——单位宽度、单位长度带的重力(N),见表 4-11;

g ——重力加速度,取 $g = 9.8\text{m/s}^2$ 。

表 4-11 聚氨酯齿形带(强力层为钢丝绳)的许用拉力 $[\sigma]$ 和 q' 值

m/mm	1.5	2	2.5	3	4	5	7	10	
$[\sigma]/\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	3.9	5.9	7.8	9.8	15	25	29	39	
q'/N	0.018	0.024	0.029	0.034	0.047	0.059	0.080	0.116	

注: $v < 0.1\text{m/s} \sim 0.3\text{m/s}$, $n_1 < 100\text{r/min}$ 时 $[\sigma]$ 可提高到表中所示值的 2 倍 ~ 4 倍。

二、齿形带传动的设计计算

设计齿形带传动时,一般给定条件为:传动的用途、工作条件、传递的功率 P 、转速 n_1 和 n_2 或传动比 i 以及大致的空间尺寸等。

设计计算的主要内容是:齿形带的模数、齿数和宽度,带轮的结构和尺寸,传动的中心距,作用在轴上的载荷以及结构设计等。

设计的大致步骤是:选取模数 m ,选定带轮齿数 z_1 、 z_2 和节圆直径 D_1 、 D_2 ,确定齿形带的长度 L 和齿数 z 及中心距 A ,确定宽度 b ,计算作用在轴上的载荷 F_s ,选定带轮的结构并确定其尺寸。

(1)模数 m 的选取 模数主要是根据齿形带所传递的计算功率 P_c 和小带轮的转速 n_1 ,可按图 4-33 选取。计算功率 P_c ,可按下列式计算:

$$P_c = k_g P \quad (4-41)$$

式中 P ——齿形带所传递的功率;

k_g ——工作情况系数,见表 4-12。

表 4-12 工作情况系数 k_g

载荷性质	一天运转时间几		
	≤ 10	10~16	> 16
载荷平稳	1.0	1.1	1.2
载荷变动小	1.2	1.4	1.6
载荷变动较大	1.4	1.7	2.0

注 经常反转或使用张紧轮时,表中 k_g 值应乘以 1.1。

(2)小带轮的最小直径 D_{\min} D_{\min} 不是直接选定,而是由其最少齿数 $z_{1\min}$ 控制。 $z_{1\min}$ 见表 4-13,所选定的 z_1 应大于 $z_{1\min}$ 。

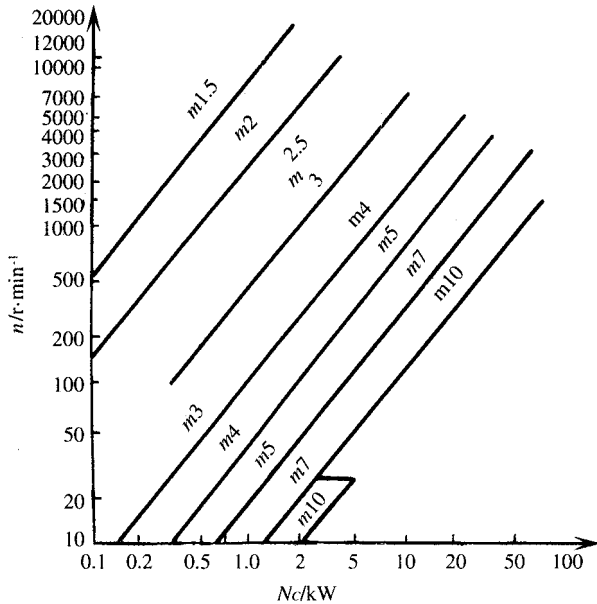


图 4-33 齿形带模数选用线图

表 4-13 带轮的最少齿数 $z_{1\min}$

小带轮转速 $n_1/\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	m/mm						
	1.5	2	1.5、3	4	5	7	10
< 1000	12	14	16	18	20	22	24
1000 ~ 3000	14	16	18	20	22	24	26
> 3000	16	18	20	22	24	-	-

(3) 大、小齿轮几何参数的计算。

(4) 初选中心距 A_0 。初选中心距 A_0 时,可按式确定:

$$0.5(D_1 + D_2) \leq A_0 \leq 2(D_1 + D_2) \quad (4-42)$$

式中 A_0 ——初选中心距(mm);

D_1 、 D_2 ——小轮和大轮分度圆直径(mm)。

(5) 确定带长 L 中心距初选后,按下式初选带长:

$$L' = 2A_0 + 0.5\pi(D_1 + D_2) + 0.25(D_2 - D_1)^2/A_0 \quad (4-43)$$

则带的齿数为

$$z'P = L' / (\pi m) \quad (4-44)$$

将求得的齿数圆整到标准化的齿数值,并且 $z_p = 40 \sim 250$,最后确定与之相应的带长 L :

$$L = \pi m z_p \quad (4-45)$$

(6) 最终确定中心距 A 用下式确定：

$$A = 0.25 \{ L - 0.5\pi(D_1 + D_2) + \sqrt{[L - 0.5\pi(D_1 + D_2)]^2 - \pi^2(D_2 - D_1)^2} \} \quad (4-46)$$

(7) 小轮上与带相啮合的齿数 z_n 用下式计算：

$$z_n = z_1 [180^\circ - 57^\circ(D_2 - D_1)/A] / 360^\circ \quad (4-47)$$

当 $m \leq 2$ 时, z_n 不小于 4; 当 $m > 2$ 时, z_n 不小于 6。如果不满足, 可加大中心距。

(8) 小带轮最小包角 α_1 用下式计算：

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ(D_2 - D_1)/A \quad (4-48)$$

(9) 作用在轴上的载荷 F_s 即为齿形带所传递的圆周力：

$$F_s = F = \frac{P}{v} \quad (4-49)$$

式中 v ——带的线速度。

第五章 进给伺服系统设计

第一节 进给伺服系统的设计要求

一、对进给伺服系统的基本要求

带有数字调节的进给驱动系统都属于伺服系统。进给伺服系统不仅是数控机床的一个重要组成部分,也是数控机床区别于一般机床的一个特殊部分。数控机床对进给伺服系统的性能指标可归纳为:定位精度要高,跟踪指令信号的响应要快,系统的稳定性要好。

1. 稳定性

所谓稳定的系统,即系统在输入量改变、启动状态或外界干扰作用下,其输出量经过几次衰减振荡后,能迅速地稳定在新的或原有的平衡状态下。它是进给伺服系统能够正常工作的基本条件。它包含绝对稳定性和相对稳定性(稳定裕度)。

进给伺服系统的稳定性和系统的惯性、刚度、阻尼以及系统增益都有关系。适当选择系统的机械参数(主要有阻尼、刚度、谐振频率和失动量等)和电气参数,并使它们达到最佳匹配,是进给伺服系统设计的目标之一。

2. 精度

所谓进给伺服系统的精度是指系统的输出量复现输入量的精确程度(偏差),即准确性。它包含动态误差,即瞬态过程出现的偏差;稳态误差,即瞬态过程结束后,系统存在的偏差;静态误差,即元件误差及干扰误差。

常用的精度指标有定位精度、重复定位精度和轮廓跟随精度。精度用误差来表示,定位误差是指工作台由一点移动到另一点时,指令值与实际移动距离的最大差值。重复定位误差是指工作台进行一次循环动作之后,回到初始位置的偏差值。轮廓跟随误差是指多坐标联动时,实际运动轨迹与给定运动轨迹之间的最大偏差值。影响精度的参数很多,关系也很复杂。采用数字调节技术可以提高伺服驱动系统的精度。

3. 快速响应特性

所谓快速响应特性是指系统对指令输入信号的响应速度及瞬态过程结束的迅捷程

度。它包含系统的响应时间,传动装置的加速能力。它直接影响机床的加工精度和生产率。系统的响应速度越快,则加工效率越高,轨迹跟随精度也越高。但响应速度过快会造成系统的超调,甚至会引起系统不稳定。因此,应适当选择快速响应特性。

对于点位控制的机床,主要应保证定位精度,并尽量减少定位时间。对于轮廓控制的机床,除了要求高的定位精度外,还要求良好的快速性及形成轮廓的各运动坐标伺服系统动态性能的一致性。对于开环及半闭环的控制形式,主要是应满足定位精度的要求,而对于闭环的控制形式,则主要是稳定性问题。

二、进给伺服系统的设计要求

机床的位置调节对进给伺服系统提出很高的要求。其中在静态设计方面有:

- (1)能够克服摩擦力和负载。当加工中最大切削力为 20000N — 30000N 时,电机轴上的转矩需要 $10\text{N}\cdot\text{m}$ ~ $40\text{N}\cdot\text{m}$ 。
- (2)很小的进给位移量。目前最小分辨率为 $0.1\mu\text{m}$ 。
- (3)高的静态扭转刚度。
- (4)足够的调速范围。电机的最大转矩由快进速度决定。目前快进速度通常为 $10\text{m}/\text{min}$ ~ $12\text{m}/\text{min}$ 。快进速度达 $24\text{m}/\text{min}$ 已用于生产中。
- (5)进给速度均匀,在速度很低时无爬行现象。

在动态设计方面的要求有:

- (1)具有足够的加速和制动转矩,以便快速地完成启动和制动过程。目前带有速度调节的伺服电机其响应时间通常为 20ms // 100ms 。在整个转速范围内,加速到快进速度或对快进速度进行制动需要转矩 $20\text{N}\cdot\text{m}$ // $200\text{N}\cdot\text{m}$;而在换向时加速到加工进给速度需要转矩 $10\text{N}\cdot\text{m}$ ~ $150\text{N}\cdot\text{m}$ 。驱动装置应能在很短的时间内达到4倍的额定转矩。

- (2)具有良好的动态传递性能,以保证在加工中获得高的轨迹精度和满意的表面质量。

- (3)负载引起的轨迹误差尽可能小。

对于数控机床机械传动部件则有以下要求:

- (1)被加速的运动部件具有较小的惯量。
- (2)高的刚度。
- (3)良好的阻尼。
- (4)传动部件在拉压刚度、扭转刚度、摩擦阻尼特性和间隙等方面具有尽可能小的非线性。

第二节 进给伺服系统的组成及其数学模型

一、进给伺服系统的组成

数控机床的伺服系统一般由驱动控制单元、驱动元件、机械传动部件、执行件和检测反馈环节等组成。驱动控制单元和驱动元件组成伺服驱动系统,机械传动部件和执行元件组成机械传动系统,检测元件与反馈电路组成检测装置,亦称检测系统。

机床数字调节技术中,最重要、最基本的调节技术就是进给伺服系统的位置调节技术。而实现这些调节技术的前提是建立被调节系统的数学模型。

1. 数控机床的位置调节系统

数控机床的位置调节技术保证被加工零件的尺寸精度和轮廓精度。其位置调节系统如图 5-1 所示。图中输入参数的产生和位置调节器的功能可用数字计算机完成,从而构成一个数字位置调节系统。进给驱动部件可以是电气的或液压的,分别称为电气驱动部件和液压驱动部件,它包括从给定值的输入到电机或液动机的输出。从电机或液动机的

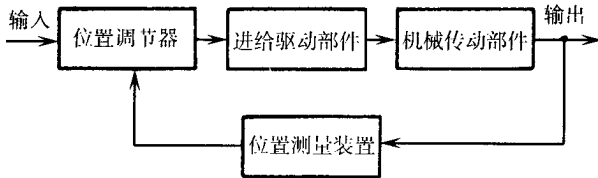


图 5-1 数控机床的位置调节系统

输出经过机械传动到执行件(工作台或刀架)称为机械传动部件。

2. 数控机床进给伺服系统的分类

进给伺服系统按其控制方式不同可分为开环系统和闭环系统。闭环控制方式通常是具有位置反馈的伺服系统。根据位置检测装置所在位置的不同,闭环系统又分为半闭环系统和全闭环系统。半闭环系统具有位置检测装置装在丝杠端头和装在电机轴端两种,前者把丝杠包括在位置环内,后者则完全置机械传动部件于位置环之外。全闭环系统的位置检测装置安装在工作台上,机械传动部件整个被包括在位置环之内。

开环系统的定位精度一般在 $\pm 0.01\text{mm}/\pm 0.02\text{mm}$ 之间,它结构简单、工作可靠、造价低廉,由于影响定位精度的机械传动装置的摩擦、惯量、间隙的存在,故精度和快速性较差。

全闭环系统控制精度高(定位精度可达 $\pm 0.001\text{mm} \sim \pm 0.003\text{mm}$)、快速性好,但由于机械传动部件在控制环内,所以系统的动态性能不仅取决于驱动装置的结构和参数,而且还与机械传动部件的刚度、阻尼特性、惯量、间隙和摩擦等因素有很大关系,故必须对机电

部件的结构参数综合考虑才能满足系统的要求。因此全闭环系统对机床的要求比较高,且造价较昂贵。

另外,为了提高开环系统和半闭环系统的精度,分别在原有系统的基础上增添位置检测装置。这里的位置检测不是用于位置的全反馈,而是作为位置误差的补偿反馈。

半闭环系统的优缺点介于全闭环系统和开环系统之间。

闭环系统中采用的位置检测装置有脉冲编码器、旋转变压器、感应同步器、磁尺、光栅和激光干涉仪等。

进给伺服系统中常用的驱动装置有电液伺服马达和伺服电机,后者又分为直流伺服电机和交流伺服电机。电液伺服马达具有功率大、响应快和伺服刚度大等优点,缺点是效率低、噪声大、占地面积大,对油的清洁度要求高和污染环境等,目前只用在少数大型机床上。交流伺服电机可靠性最高,基本上不需要维护,造价低,由于解决了控制技术,国外交流伺服电机正在取代直流伺服电机。而在国内数控机床的进给驱动中,交、直流伺服电机驱动系统,在数量上已经各占了一半,交流伺服系统将占绝对优势。

现在广泛应用的直流调速系统有两类:可控硅(SCR)调速系统和大功率晶体管脉宽调速(PWM)系统,由于PWM系统具有更为突出的控制性能,所以它正在取代SCR调速系统。

在位置环的调节方式上有模拟式和数字式,或者说有连续控制方式和离散控制方式。机床的数字调节系统是由计算机作为调节器,按采样方式工作的,因而属于离散控制方式。这类系统精度高,动态性能好,可充分利用计算机的快速运算功能和存储功能,使进给伺服系统始终处在最佳工作状态。另外,由于计算机作为调节器,因而调节系统具有很大的柔性。

二、进给伺服系统的数学模型

1. 获得机床数学模型的方法

在分析和设计机床的调节系统时,第一步就是建立被研究系统的数学模型。建立数学模型的方法通常有解析法和实验法。用解析法获得系统的数学模型是比较困难的,而且还必须做许多工程上的简化。另外,尽管数学模型的解析求解过程是严谨的,但是由于数学模型本身是在某些理想化的条件下建立的,实际情况如何,还需要用实验的方法加以验证和修改。相反,用实验法确定系统的数学模型则比较简单,在解决简单的实际问题时很有用。不过在理论分析和研究时,解析法具有优越性。

实验法是根据实验获得的输入输出信号来确定系统的数学模型的。在这种意义上,可以称此为系统辨识。系统辨识有两种情况:一种是对系统完全未知,这就要采用所谓的黑盒子辨识(Black-box-identification)的方法;另一种是对系统有一定的了解,通过辨识来确定系统的模型。数控机床的系统辨识通常属后一种。

2. 进给伺服系统的理论建模

理论上用解析的方法来建立直流伺服电机驱动的进给系统的数学模型如下。

1) 工程简化

实际的控制系统是非常复杂的,例如组成控制系统的各环节具有非线性、时变性以及各种相关关系等,系统内外又受到众多因素的影响。如果对所有的影响考虑得“无微不至”,则我们可能无法用数学模型来表达一个控制系统,或者即使表达出来也很难求解。因此,要建立一个系统的数学模型时,必须忽略某些次要因素,把某些性能理想化,而在进行简化的同时又要尽可能使建立的数学模型能较准确地表达实际的控制系统,这就需要简化性和准确性的统一。当然,这种数学模型还需要在实践中加以验证和改进。

在建立直流电机驱动的进给伺服系统的数学模型时采用了下列一些工程上常用的简化:

(1) 用集中参数代替分布参数。例如用集中质量代替分布质量。

(2) 用定量参数代替时变参数。即认为系统的各参数不随时间而变化。

(3) 用等效的线性特性代替非线性特性。控制系统中具有许多非线性因素,如电气元件中的死区和饱和,机械传动链中的间隙,导轨中的库仑摩擦力和振动阻尼特性等,这些非线性特性有时是必须如实加以考虑的,有时则可以用等效的线性特性来代替。

(4) 用单自由度力学系统代替多自由度力学系统。机械传动部件实质上是一个多自由度的力学系统,但是适当地选择动力学参数以保证其振动特性和原来系统相近,则一个复杂系统的振动就可以简化成一个简单系统的振动。

(5) 略去次要因素的影响,例如油缸中可忽略油的泄漏等等。

2) 建立数学模型的步骤

(1) 首先确定系统或元件的输入量、输出量。

(2) 根据各组成元件所遵循的物理定律,例如机械系统中的牛顿定律、电路系统的克希霍夫定律等,列出运动微分方程式。

(3) 消去中间变量,就可求解系统或元件的微分方程式。(4) 对于线性系统,经拉氏变换后,可画出系统或元件方块图。3) 建立数学模型举例可控硅调速的直流电机驱动的位置调节系统,其典型结构图如图 5-2 所示。

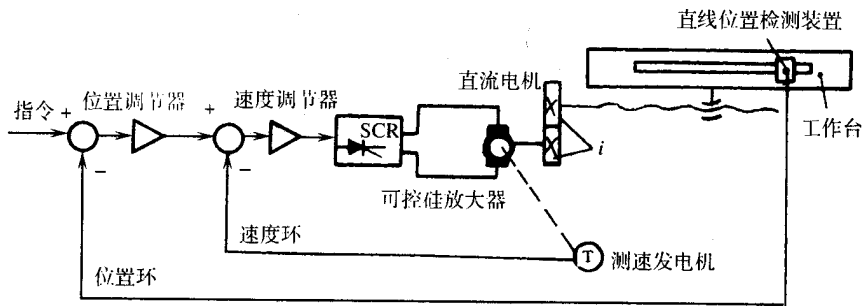


图 5-2 位置调节系统结构框图

该位置调节系统由双环组成,内环为速度环,外环是位置环。若单从坐标位置考虑,

则位置环输入是脉冲数 相应的输出是位移。

位置检测装置一般看作无惯性环节,于是有

$$P_x(t) = C_p x(t) \quad (5-1)$$

式中 $P_x(t)$ —反馈脉冲数;

C_p —位置反馈系数(脉冲/mm); $x(t)$ —工作台位移(mm)

以指令脉冲与反馈脉冲的差作为位置环给定脉冲,经过数/模(D/A)转换器和位置调节器变成模拟电压,作为速度环的给定值,以控制直流伺服电机向有除误差的方向旋转。从位置环的给定到速度环的给定可看作位置放大器,于是有

$$U_{gn}(t) = K_p [P_p(t) - C_p x(t)] \quad (5-2)$$

式中 $U_{gn}(t)$ —速度环反馈电压(V);

K_p —位置放大器增益(V/脉冲);

$P_p(t)$ —位置环给定脉冲数。

一般说来,测速发电机的固有频率很高,故速度反馈回路可近似看作无惯性调节,于是有

$$U_{fn}(t) = C_n \frac{d\theta_M(t)}{dt} \quad (5-3)$$

式中 $U_{fn}(t)$ —速度环反馈电压(V);

C_n —速度反馈系数($s \cdot V/\text{rad}$);

$\theta_M(t)$ —电机轴转角(rad)。

速度环给定电压与速度环反馈电压相减以后进入速度调节器。为简化分析,这里将速度调节器看作比例环节。可控硅功率放大器(包括移相触发器)是一个延迟环节,通常其统计延迟时间很短。这样,速度调节器和可控硅功率放大器可合在一起,以一个环节—速度放大器来表示,于是直流电机电枢回路输入电压为

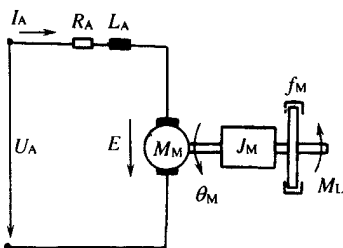


图 5-3 电枢控制式直流电机物理模型

$$U_A(t) = K_n \left[U_{gn}(t) - C_n \frac{d\theta_M(t)}{dt} \right]$$

式中 $U_A(t)$ —电枢回路输入电压(V);

K_n —速度放大器增益。

直流电机是电枢控制式的永磁式直流伺服电动机,它的物理模型如图 5-3 所示。

根据电路原理,电枢回路的微分方程为

$$L_A = \frac{dI_A(t)}{dt} + R_A I_A(t) = U_A(t) \quad (5-5)$$

式中 L_A —电枢回路总电感(H),包括电机电枢电感、环流电抗器电感及电源变压器电感;

$I_A(t)$ —电枢回路电流(A);

R_A —电枢回路总电阻(Ω),包括电机电阻和整流电源内阻;

$E(t)$ —电机的反电动势(V)

由动力学,电机轴上的动力方程为

$$J_M = \frac{d^2\theta_M(t)}{dt^2} + f_M \frac{d\theta_M(t)}{dt} + M_L(t) = M_M(t) \quad (5-6)$$

式中 J_M —电机转动惯量($\text{kg}\cdot\text{m}^2$);

f_M —电机粘性阻尼系数($\text{s}\cdot\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$);

$M_L(t)$ —电机轴上的负载扭矩($\text{N}\cdot\text{m}$);

$M_M(t)$ —电机输出扭矩($\text{N}\cdot\text{m}$)

此外,还有下列一些关系:

$$E(t) = C_E \frac{d\theta_M(t)}{dt} \quad (5-7)$$

式中 C_E —电机反电动势系数($\text{s}\cdot\text{V}/\text{rad}$)

$$M_M(t) = K_M I_A(t) \quad (5-8)$$

式中 K_M —电机扭矩系数($\text{N}\cdot\text{m}/\text{A}$)

$$M_L(t) = i M_S(t) \quad (5-9)$$

式中 i —电机轴到丝杠的传动比 = $\frac{\text{丝杠转速}}{\text{电机转速}}$;

$M_S(t)$ —丝杠驱动扭矩($\text{N}\cdot\text{m}$)

电机轴的输出扭矩将驱动机械传动部件,后者是数控机床主机的一个重要部分。我们把整个传动部件的风度、惯量、阻尼以及作用在它上面的干扰扭矩都归算到丝杠上,于是得到如图5-4所示的物理模型。

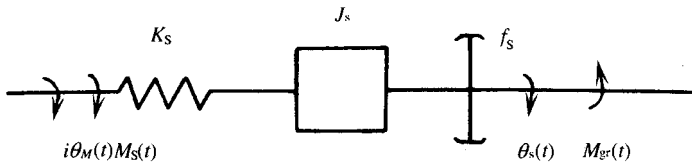


图5-4 机械传动系数的物理模型

由动力学,丝杠上的动力学方程为

$$J_S \frac{d^2 \theta_S(t)}{dt^2} + f_s \frac{d\theta_S(t)}{dt} + M_{gr} = M_S(t)$$

式中 J_S —机械传动部件归算到丝杠上的转动惯量($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)

$\theta_S(t)$ —丝杠的输出端转角(rad);

f_s —机械传动部件归算到丝杠上的粘性阻尼系数($\text{s} \cdot \text{N} \cdot \text{m} / \text{rad}$);

$M_{gr}(t)$ —归算到丝杠上的干扰扭矩($\text{N} \cdot \text{m}$)

在弹簧的线筒变化范围内有

$$M_S(t) = K_S [i\theta_M(t) - \theta_S(t)] \tag{5-11}$$

式中 K_S —机械传动部件归算到丝杠上的扭转刚度($\text{N} \cdot \text{m} / \text{rad}$)。

最后通过丝杠螺母传动将丝杠的转动变为工作台的直线运动,即

$$x(t) = i_t \theta_S(t) \tag{5-12}$$

式中 i_t —丝杠螺母副的传动比 $i_t = \frac{h_{sp}}{2\pi}$ (mm / rad), h_{sp} 为丝杠导程。

将以上式(5-1)~式(5-12)进行拉氏变换,初始值均为零,然后将它们综合起来,就可得到可控硅调速的直流电机驱动的位置调节系数的数学模型,如图5-5所示。

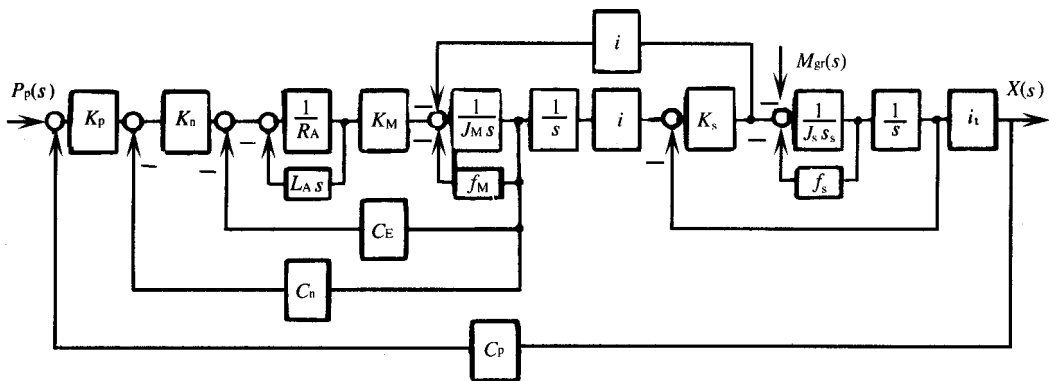


图 5-5 直流电机驱动的位置调节系统(一)

第三节 进给伺服系统的动态响应特性及伺服性能分析

一、时间响应特性

进给伺服系统的动态特性,按其描述方法的不同,分为时间响应特性和频率响应特性。

时间响应特性是用来描述系统对迅速变化的指令能否迅速跟踪的特性,它由瞬态呼

应和稳态响应两部分组成。由于系统包含一些储能元件,所以当输入量作用于系统时,系统输出不能立刻跟随输入量变化,而是在系统达到稳定之前表现为瞬态响应过程(或叫过渡过程)。稳定响应是指当时间 t 趋向无穷大时系统的输出状态。若在稳态时,输出与输入不能完全吻合,就认为系统有稳态误差。

系统的时间响应特性不仅决定于系统结构、性能(如一阶系统和二阶系统就不同),而且也决定于输入信号的类型,且随加工对象的不同以及切削用量的不同而改变。尤其考虑到启动、停车、正反向等控制情况,各坐标轴速度信号的变化极为复杂。因此,为便于分析,引入典型输入信号。典型输入信号有阶跃、脉冲、斜坡信号等。对于数控机床而言,它的速度输入是突然扰动量,因此相当于阶跃信号,位置输入是时间的一次函数,即 $x(t) = vt$,因此相当于斜坡信号。

1. 一阶系统的单位跃响应和斜坡响应

图 5-6 为典型的一阶系统方块图。其闭环传递函数为

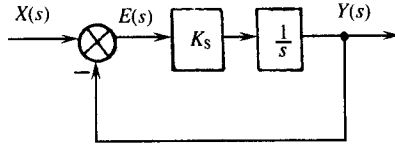


图 5-6 典型一阶系统方块图

$$W(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{K_S}{S + K_S} = \frac{1}{T_S + 1}$$

式中 $T = \frac{1}{K_S}$ 称为系统的时间常数(s)。

系统的输入信号的表达式及阶跃响应、斜坡响应见表 5-1

单位阶跃出的时间表达式为

$$Y(t) = 1 - e^{-t/T} \quad (5-13)$$

当 $t = T$ 时, $Y(t) = 1 - e^{-1} = 0.632$

当 $t = 4T$, $Y(t) = 0.982 \approx 1$ 。

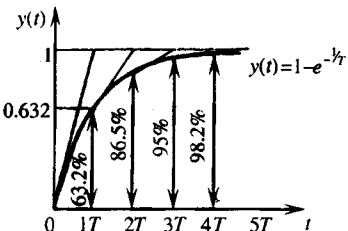
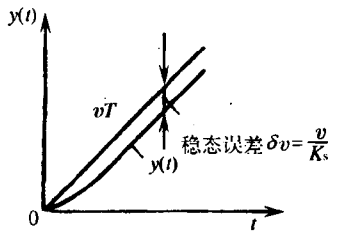
此式说明,其单位阶跃响应的图形将是一条指数曲线。这种指数曲线的特点是,在 $t = 0$ 处曲线的斜率最大,其值为 $1/T$ 。如果系统保持初始响应的速度不变,则当 $t = T$ 时,输出就能达到稳定值。实际经过 T 时间,响应只上升到稳态值的 63.2%(即时间常数 T 的含义)。经过 $3T$ 和 $4T$ 时间,响应将分别达到稳态值的 95% 或 98%。一阶系统的单位阶跃响应没有超调,不存在峰值时间,从理论上讲,系统的上升时间与调整时间均为无穷大。实际上都以 $3T$ 或 $4T$ 作为一阶系统的调整时间。显然,时间常数反映了系统的响应速度,时间常数愈小,瞬态响应时间愈短,则响应速度就愈快。

等速斜坡响应的位移输出表达式为

$$y(t) = v(t - T + Te^{-t/T}) \quad (5-14)$$

当 $t \rightarrow \infty$ 时, $y(t) = vt - \frac{v}{K_S}vt - \delta V$ 。可见,一阶系统在跟踪等速斜坡输入信号时,必有稳态误差存在(表 5-1 中见响应曲线)。它与速度 v 成正比,与系统增益 K_S 成反比。由于这稳态误差是表示系统在跟踪某一速度时的位移滞后量,所以也叫跟踪误差或速度误差。

表 5-1 一阶系统的阶跃、斜坡响应

输入信号种类	单位阶跃输入	等速斜坡输入
表达式及响应特性		
输入时间表达式 $x(t)$	$x(t) = 0 \quad t < 0$ 时 $x(t) = 1 \quad t \geq 0$ 时	$x(t) = vt$
输入拉氏变换式 $X(s)$	$X(s) = \frac{1}{s}$	$X(s) = \frac{v}{s^2}$
输出拉氏变换式 $Y(s)$	$Y(s) = W(s)X(s) = \frac{1}{Ts + 1} \cdot \frac{1}{s}$ $= \frac{1}{s} - \frac{T}{Ts + 1}$	$Y(s) = W(s)X(s) = \frac{1}{Ts + 1} \cdot \frac{v}{s^2}$ $= v \left(\frac{1}{s^2} - \frac{T}{s} + \frac{T^2}{Ts + 1} \right)$
输出时间表达式 $Y(t)$	$Y(t) = 1 - e^{-t/T}$	位移 $Y(t) = v(t - T + Te^{-t/T})$ 速度 $Y(t) = v(1 - e^{-t/T})$ 加速度 $Y(t) = \frac{v}{T}e^{-t/T}$
响应曲线		
稳态误差	$t \rightarrow \infty$ 时, $y(t) = 1$, 所以没有稳态误差 利用拉氏变换终值定理也可求出: $e(t) \Big _{t \rightarrow \infty} = \lim_{s \rightarrow 0} E(s)$ $= \lim_{s \rightarrow 0} \frac{s}{s + K_S} \cdot \frac{1}{s}$ $= 0$	$t \rightarrow \infty$ 时, $y(t) = v(t - T) = vt - \frac{v}{K_S}$ 所以存在稳态误差 利用拉氏变换终值定理 $e(t) \Big _{t \rightarrow \infty} = \lim_{s \rightarrow 0} E(s)$ $= \lim_{s \rightarrow 0} \frac{s}{s + K_S} \cdot \frac{v}{s^2} = \frac{v}{K_S}$

2. 二阶系统的单位阶跃响应

在实际中,无论是驱动元件还是机械传动装置,都可以近似用二阶线性常系数微分方程来描述,这样的环节称为二阶系统。从物理意义上讲,二阶系统就是一个振荡环节。

例如丝杠—工作台系统的简化动力学模型如图 5-7(a) 所示

运动方程为

$$my + fy - K_0(x - y) = 0$$

式中 m ——35 工作台质量(kg);

K_0 ——丝杠传动系统的综合拉压刚度($N/\mu\text{m}$); f ——导轨粘性阻尼系数($N \cdot \text{cm} \cdot \text{s}/\text{rad}$)

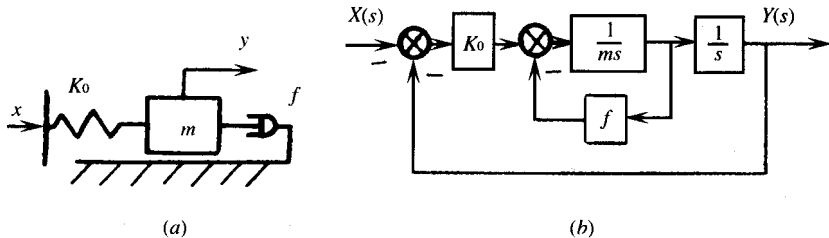


图 5-7 丝杠—工作台系统的数学模型

丝杠—工作台系统的数学模型见图 5—(76)。

由此得系统的闭环传递函数：

$$W(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2}$$

式中 $\omega_n = \sqrt{\frac{K_0}{m}}$ ——丝杠—工作台系统的无阻尼固有频率(md/s);

$\xi = \frac{f}{f_e} = \frac{F}{\sqrt{mK_0}}$ ——工作台运动时的阻尼比。它是实际阻尼系数 f 与临界阻尼系数 f_e 之比。

其闭环特征方程 $S^2 + 2\xi\omega_n S + \omega_n^2 = 0$

方程的特征根为

$$P_{1,2} = -\xi\omega_n \pm \omega_n \sqrt{\xi^2 - 1}$$

当 $0 < \xi < 1$ 时,方程有一对实部为负的共轭复根,系统时间响应具有振荡特性,称为欠阻尼状态。

当 $\xi = 1$ 时,系统有一对相等的负实根,称为临界阻尼状态。

当 $\xi > 1$ 时,系统有两个不相等的实根,称为过阻尼状态。临界阻尼和过阻尼状态下,系统的时间响应均无振荡。

当 $\xi = 0$ 时,系统有一对纯虚根,称为零阻尼状态。系统时间响应为持续的等幅振荡。二阶系统的响应特性完全由 ξ 和 ω_n 是二阶系统的重要结构参数,即二阶系统的特性参数。

欠阻尼二阶系统的单位阶跃响应,此时,系统有一对共轭复根,可写为

$$P_{1,2} = -\xi\omega_n \pm j\omega_n \sqrt{1 - \xi^2} = -\sigma \pm j\omega_d$$

式中 $\sigma = \xi\omega_n$ 称为衰减系数,量纲为频率量纲。

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}$$

称为阻尼固有频率。

当输入为单位阶跃信号时

$$Y(s) = \frac{\omega_n^2}{S^2 + 2\xi\omega_n S + \omega_n^2} \cdot \frac{1}{s} =$$

$$\frac{1}{s} - \frac{S^2 + 2\xi\omega_n}{(S + \xi\omega_n)^2 + \omega_d^2} - \frac{\xi\omega_n}{(S + \xi\omega_n)^2 + \omega_d^2}$$

进行拉氏逆变换为

$$y(t) = 1 - e^{-\xi\omega_n t} \left[\cos\omega_d t + \frac{\xi}{\sqrt{1 - \xi^2}} \sin\omega_d t \right]$$

也可写成

$$y(t) = 1 - \frac{e^{-\xi\omega_n t}}{\sqrt{1 - \xi^2}} \sin(\omega_d t + \beta) \quad (t \geq 0)$$

式中

$$\beta = \arctan(\sqrt{1 - \xi^2} / \xi)$$

或

$$\beta = \arccos \xi$$

由输出响应式可以看出,系统响应由两部分组成。

(1) 稳分量为 1,表示系统在单位阶跃函数作用下不存在位置误差;

(2) 瞬态分量是一个阻尼振荡角频率为 ω_d ,其数值大小与阻尼比有关,对于瞬态分量

而言,其衰减的快慢取决于包络线 $1 \pm e^{-\xi\omega_n t} / \sqrt{1 - \xi^2}$ 的收敛快慢程度;当阻尼比一定时,包络线的收敛快慢,又取决于指数函数幂中的 $\xi\omega_n$,即 σ 的大小。

如果阻尼比 $\xi = 0$,则二阶系统的单位阶跃响应变为

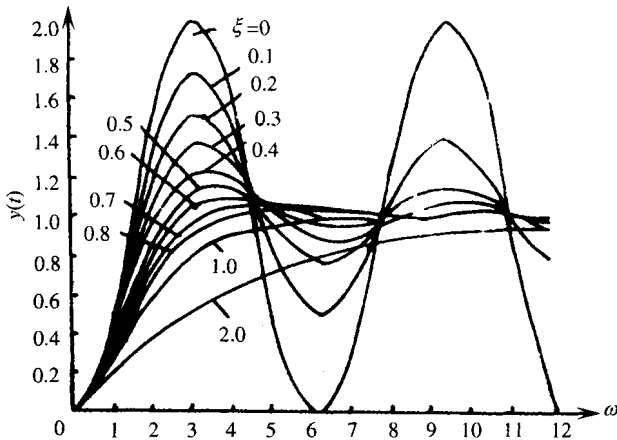


图 5-8 不同 ξ 值下二阶系统的单位阶跃响应

$$y(t) = 1 - \cos\omega_n t \quad (t \geq 0)$$

这是一条平均值为 1 的等幅正弦振荡,其振荡角频率为 ω_n 。

线性系统通常都具有一定的阻尼比,因此不可能通过实验得到无阻尼固有角频率 ω_n ,而只能求得阻尼固有角频率 ω_d 。由于 $\omega_d = \omega_n \sqrt{1-\xi^2}$,所以阻尼固有角频率低于无阻尼固有角频率。 ξ 值增大时, ω_d 将减小。如 ξ 增加到 ≥ 1 ,系统的响应将变成临界阻尼或过阻尼,不再出现振荡。图5-8为一簇随不同 ξ 值变化的响应曲线 $y(t)$ 。

由图中可以看出: ξ 越小,超调量越大,上升时间越短,在没有超调的系统中,临界阻尼系统具有最短的上升时间,即最快的响应速度,而过阻尼系统的响应是缓慢的。在欠阻尼系统中,如果阻尼比在0.4~0.8之间,则其响应曲线比临界阻尼系统和过阻尼系统能更快地达到稳态值,即调节时间短,同时响应曲线的超调量也不大,一般认为,选 $\xi = 0.707$ 是比较合适的,称为最佳阻尼比。

二、频率响应特性

时间响应特性是从微分方程出发,研究系统响应随时间的变化规律,即在已知传递函数的情况下,从系统在阶跃输入及斜坡输入时响应速度及振荡过程的状态中来获得动态特性参数。然而在很多情况下,传递函数不清楚,所以只能由实验方法求取动态特性的。因此出现频率响应特性法。所谓频率响应特性,就是系统对正弦输入信号的响应,即它是通过研究系统对正弦输入信号的响应规律来获得其动态特性的。由于频率特性与传递函数密切相关,因此,在工程中的应用越来越多。可由频率响应数据拟合成传递函数而建立系统的数学模型。

在已知系统的传递函数时,只要将传递函数中的复变量 s 用 j 来代替,就变成了频率特性的表达式。频率特性用符号 $G(j\omega)$ 或 $W(j\omega)$ 表示。

例如一阶系统的闭环传递函数是

$$W(s) = \frac{1}{Ts + 1}$$

则频率特性的表达式为

$$W(j\omega) = \frac{1}{j\omega T + 1}$$

将 $W(j\omega)$ 写成指数形式。即

$$W(j\omega) = u(\omega) + jv(\omega) = A(\omega) e^{j\psi(\omega)}$$

式中 $u(\omega) = \frac{1}{1 + \omega^2 T^2}$ —实频特性;

$v(\omega) = \frac{-\omega T}{1 + \omega^2 T^2}$ —虚频特性;

$A(\omega) = \frac{1}{1 + \sqrt{\omega^2 T^2}}$ —幅频特性;

$\psi(\omega) = \arctan(\omega T)$ —相频特性。

习惯上 $A(\omega)$ 表示为 $|W(j\omega)|$, $\psi(\omega)$ 表示为 $\angle W(j\omega)$

频率特性曲线包括幅频特性曲线与相频特性曲线。当 ω 从零逐渐增大到无穷大,若以 $W(j\omega)$ 做矢量,其端点在复平面上所形成的轨迹叫频率响应的极坐标图(也称奈奎斯特图)。若以 ω 为自变量,以 $A(\omega) = |W(j\omega)|$ 为因变量作成的曲线叫幅频特性曲线。以 ω 为自变量,以 $\varphi(\omega) = \angle W(j\omega)$ 为因变量作成的曲线就是相频特性曲线。

为便于分析和计算,工程上常采用和幅频特性曲线与对数相频特性曲线(也称波德图),它可以将系统中的串联或反馈环节的幅值和相角的乘法运算化为简单的加法运算,应用起来十分方便。

为绘制对数幅频特性曲线,其纵坐标采用以分贝(dB)为单位表示的模植。即

$$L(\omega) = 20 \lg A(\omega) = 20 \lg |W(j\omega)|$$

横坐标采用和尺度表示的角频率。为绘制对数相频率特性曲线,横坐标上相同,而纵坐标用普通的直角坐标表示,即以度数表示相角。如图 5-9 所示。曲线 1 为 $K_S = 20(S^{-1})$ 的一阶段统开环对数幅频特性曲线。其开环传递函数 $G(S) = \frac{K_S}{S}$, 频率性表达式为 $G(j\omega) = \frac{K_S}{j\omega}$ 幅值比 $L(\omega) = 20 \lg A(\omega) = 20 \lg A(\omega) = 20 \lg \left| \frac{K_S}{j\omega} \right| = 20 \lg \frac{K_S}{\omega}$ 相位 $\angle W(j\omega) = -90^\circ$ 。

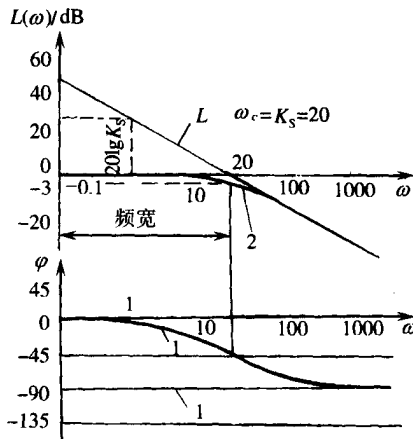


图 5-9 对数幅频率特性曲线

曲线 2 为其闭环对数幅频特性曲线。频率特性为 $W(j\omega) = \frac{1}{j\omega T + 1}$, 幅值比 $L(\omega) = 20 \lg A(\omega) = -20 \lg \sqrt{1 + \omega^2 T^2}$ (dB) 相位 $\angle W(j\omega) = -\arctan(\omega T)$

典型环节的频率特性曲线见表 5-2。

由一阶系统公式 $L(\omega) = 20 \lg \frac{K_S}{\omega}$ 可以看出,当 $\omega = 1s^{-1}$ 时, $L(\omega) = 20 \lg K_S$; 当 $\omega = K_S$ 时, $L(\omega) = 20 \lg 1 = 0$ 。亦即一阶系统的开环幅频特性曲线与零分贝线交于 ωC 点(见图 5-9)。频率 ωC 称为幅频交界,所以频率 ωC 也为系统的截止频率。它在数值上与系统的开环增益 K_S 相等。好 $\omega C = K_S$ 。

表 5-2 典型环节的动态特性

从图 5-9 曲线 1 和曲线 2 可以看出,当输入信号频率小于截止频率 ωC 时,对于开环系统,其输出信号幅值大于输入信号幅值。对于闭环系统,输出始终能跟踪输入值(输出幅值/输入幅值 ≈ 1)。当输入信号频率大于截止频率 ωC 时,输出就不再跟踪输入,且此值随频率增加而成反比下降,因而将小于截止频率 ωC 的频率范围称为通频带或频宽。由于 $\omega C = K_S = \frac{1}{T}$,所以频宽也表明了系统的响应速度。频宽越大,则响应速度越快,并对输入信号的跟踪性能也就越好。

三、稳定性分析

对控制系统的基本要求是工作的稳定性。只有工作稳定才能进一步讨论其他性能指标。

为使进给驱动系统获得良好的伺服性能, J. E. Bakel 先生提出一般闭环数控方式的进给驱动各环节特征值应有如下关系(图 5-10):如果速度环中最低的谐振频率是 f_n ,那么速度环的闭环转角频率 f_v 应为人 $f_n/3$,位置环的闭环转角频率 f_p 应为 $(1/3//1/4)/f_n$ 。此外,还要求机械传动部件的谐振频率是 f_n 的 3 倍。

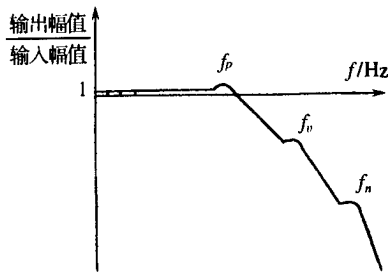


图 5-10 闭环进给伺服系统各环节特征值的参数

J. L. Dutcher 先生对可控硅直流电机驱动的闭环系统提出了如下特征值:

最大的位置环增益	16.7 1/s
最大的位置环闭环转角频率	17md/s
速度环闭环转角频率	70rad/s - 100rad/s
最低机械谐振角频率	500rad/s
所有其他机械谐振角频率	> 900rad/s

但这些数据都是根据原来制作的伺服系统的经验值提出的报告,尚没有提出理论根据。此外,数控机床的驱动系统实际上还受到所谓尺寸效果的限制,即当机床尺寸增大一倍而结构相似,则机械传动的固有频率近似为原来的 $1/2$ 。所以大型数控机床进给驱动系统机械传动部件的刚度很难达到动特性提出的要求。因此有必要研究如何适当地降低机械传动部件的刚度,改用提高导轨振动阻尼特性的办法来使进给驱动系统稳定地工作。

下面分析以直流电机为驱动装置的全闭环进给伺服系统的数学模型。

根据图 5-5 可以求出输出 $X(S)$ 对输入 $P_p(S)$ 的闭环传递函数,结果如下式所示:

$$\frac{X(s)}{P_p(s)} = \frac{K_p K_n K_M K_S i i}{L_A J_M J_S s^5 + (L_A f_M J_S + R_A J_M J_S + L_A f_S J_M) s^4 + (R_A f_M J_S + K_M C_E J_S + K_M K_n C_n J_S + L_A f_M f_S + R_A f_S J_M + i^2 L_A J_S K_S + L_A J_M K_S) s^3 + (R_A f_M f_S + K_M C_E f_S + K_M K_n C_n f_S + i^2 L_A f_S K_S + i^2 R_A J_S K_S + L_A f_M K_S + R_A J_M K_S) s^2 + (i^2 R_A f_S K_S + R_A f_M K_S + K_M C_E K_S + K_M K_n C_n K_S) s + K_M K_n C_p K_S K_p i i} \quad (5-15)$$

令上式分母为零,得特征方程式为:

$$a_0 s^5 + a_1 s^4 + a_2 s^3 + a_3 s^2 + a_4 s + a_5 = 0 \quad (5-16)$$

式中 $a_0 = 1;$

$$a_1 = K_2 + \frac{f_S}{J_S};$$

$$a_2 = K_1 + K_2 \frac{f_S}{J_S} + i^2 \frac{K_S}{J_M} + \frac{K_S}{J_S};$$

$$a_3 = K_1 \frac{f_S}{J_S} + K_2 \frac{K_S}{J_S} + i^2 \left(\frac{K_S f_S}{J_M J_S} + \frac{K_S R_A}{J_M L_A} \right);$$

$$a_4 = K_1 \frac{K_S}{J_S} + i^2 \frac{K_S f_S R_A}{J_M L_A};$$

$$a_5 = \frac{K_3 K_S}{J_M J_S};$$

$$K_1 = \frac{1}{L_A J_M} (R_A f_M + K_M C_E + K_M K_n C_n);$$

$$K_2 = \frac{f_M}{J_M} + \frac{R_A}{L_A};$$

$$K_3 = \frac{K_M K_n C_p K_p i i}{L_A}.$$

根据赫尔维兹稳定判据,当特征方程式(5-16),满足下列条件,则系统是稳定的。

$$\left. \begin{aligned} & a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, \text{全部为正值} \\ & a_1 a_2 - a_0 a_3 > 0 \\ & (a_1 a_2 - a_0 a_3)(a_3 a_4 - a_2 a_5) - (a_1 a_4 - a_0 a_5)^2 > 0 \end{aligned} \right\} \quad (5-17)$$

显然,系统的稳定受多种因素的影响,其中包括机械传动部件的惯量、阻尼、刚性和传动比。为考察机械传动部件的转动惯量 J_S 和阻尼系数 f_S 不同时,系统所需的机械传动部件的最低刚度值 K_S 。

计算所用的数值选自某实验台的实际数值,见表 5-3,计算结果如图 5-11 所示。

表 5-3 计算数值

名称	数值	单位
位置环放大器增益	0.004	V/脉冲
速度环放大器增益	3700	V/V
电机扭矩系数	1.29	N·m/A
电机转动惯量	0.035	ks·m ²
电机粘性阻尼系数	0.0235	s·N·m/rad
电机电枢回路总电阻	1.8	Ω
电机电枢回路总电感	0.01	H
反电动势系数	129	s·V/rad
速度反馈系数	0.0346	s·V/rad
位置反馈系数	100	脉冲/mm
丝杠螺母传动比	0.955	mm/rad
电机到丝杠速比	1	
机械传动部件的惯量	0.0164	ks·m ²
机械传动部件的刚度	522	N·m/rad
机械传动部件的粘性阻尼系数	0.36	s·N·m/rad

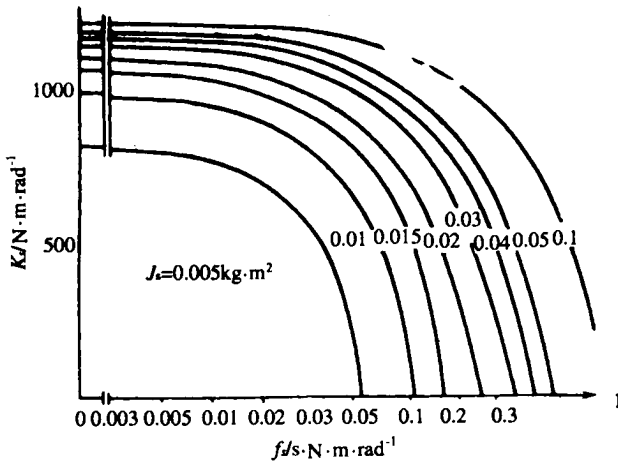


图 5-11 保证进给伺服系统稳定所需的机械传动部件最低刚度(考虑电感)

图中横坐标为粘性阻尼系数/ f_s , 纵坐标为保证系统稳定所需的机械传动部件最低刚度 K_s , 参变量为机械传动部件的惯量 J_s 。

通常电机电枢回路的电感量很小,可以忽略。若忽略电感 L_A ,则由式(5-15)表达的传递函数所对应的特征方程式变为

$$a_0 S^4 + a_1 S^3 + a_2 S^2 + a_3 S + a_4 = 0$$

式中 $a_0 = 1$;

$$a_1 = \frac{f_M}{J_M} + \frac{K_\omega}{J_M} + \frac{f_S}{J_S}$$

$$a_2 + \frac{1}{J_M J_S} [f_S (f_M + K_\omega) + K_S (i^2 J_S + J_M)] ;$$

$$a_3 + \frac{K_S}{J_M J_S} (i^2 f_S + f_M + K_\omega) ;$$

$$a_4 + \frac{K_{jM} K_S}{J_M J_S}$$

$$K_\omega = \frac{K_M}{R_A} (C_E + K_n C_n) \text{ (稳定性常数) ;}$$

$$K_{jM} = \frac{K_A K_n C_p K_p i i}{R_A} \text{ (伺服静刚度) ;}$$

K_ω 是与稳定性有关的常数, K_{jM} 是进给驱动系统折算到电机轴的伺服静刚度。对于式(5-18)所表达的四阶特性方程式,赫尔维稳定判据为:

$$\left. \begin{array}{l} a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 \text{ 都为正数} \\ a_3 (a_1 a_2 - a_0 a_3) - a_1^2 a_4 > 0 \end{array} \right\} \quad (5-19)$$

显然由式(5-18)中的系数表达式可见, a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 都是正数,再将这些系数代入式(5-19)进行整理后可得

$$K_S > \frac{K_{jM} [J_S (f_M + K_\omega) + f_S J_M]^2}{(i^2 f_S + f_M + K_\omega) [i^2 J_S (f_M + K_\omega) + f_S J_M^2]} - \frac{f_S J_S (f_M + K_\omega)^2 + f_S J_M (f_M + K_\omega)}{i^2 J_S^2 (f_M + K_\omega) + f_S J^2 M} \quad (5-20)$$

根据式(5-20)编制计算程序,同样可算出保证进给伺服系统稳定所需的机械传动部件最低刚度值,计算所有的各常数仍然是5-3所列数值,计算结果见图5-12。

一般情况下有下列关系:

$$K_\omega, i^2 f_S + f_M J_S K_\omega, J_M f_S i^2 J_S^2 K_\omega, J^2 M f_S \} \quad (5-21)$$

故式(5-20)可化简为

$$K_S > \left(K_{jM} - K_\omega \frac{f_S}{J_S} \right) / i^2$$

式(5-22)清楚地反映了伺服静刚度 K_{jM} 、稳定性常数 K_ω 以及机械传动部件的动特性对系统稳定性的影响。

以 $J_S = 0.015 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 为例,用式(5-22)计算例系统稳定的最低刚度值 K_S ,计算结果仍如图5-12所示,和式(5-20)的计算结果完全吻合,这说明式(5-22)与式(5-20)相比,

在数学表达式大简化的情况下,彼此误差却十分微小。

从图 5-11 和图 5-12 对比分析可以看出,机电枢回路电感 L_A 主要影响阻尼值很小时的曲线部分。当阻尼数 f_s 为零时,若不考虑电感,则机械传动部件所需的最小刚度值 K_S 与惯量 J_S 无关,都等于伺服静刚度 K_{JM} ;若考虑电感,则最小刚度值 K_S 随 J_S 的不同而异。当粘性阻尼系数 $f_S > 0.02s \cdot N \cdot m / rad \sim 2ad$ 时,图 5-11 和图 5-12 二者的刚度曲线差别不大。

考虑到一般进给驱动系统中机械传动部件的粘性阻尼系数 f_s 都大于 $0.1s \cdot N \cdot m / rad$,如滑动导轨的等价粘性阻尼系数为 $0.3s \cdot N \cdot m / rad \sim 2s \cdot N \cdot m / rad$,因此,用不考虑电感的

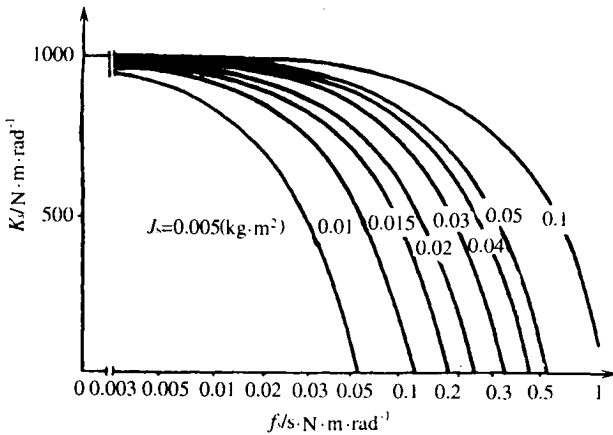


图 5-12 保证进给伺服系统所需的机械传动部件最低刚度(不考虑电感)

刚度曲线图 5-12 来判断进给伺服系统的稳定性不会有太大差别。又由于用式(5-22)进行计算的结果与图 5-12 完全吻合,所以式(5-22)就可以作为传递函数式(5-15)所表达的进给伺服系统的稳定判别式。当然,应该注意由式(5-20)化简为式(5-22)的条件(即式 5-21),当这些条件不能满足的时候,还应该用式(5-17)来判别系统的稳定性。

分析图 5-12 可以看出: J_s 越大或 f_s 越小,则要求机械传动部件的刚度 K_S 越高,也就是说机械传动部件刚度高、惯量小、阻尼大对系统的稳定性是有利的。对于进给伺服系统,机械传动部件的惯量 J_S 和电机转动惯量 J_M 之间一般推荐有如下匹配关系: $J_S \leq (1/4 \sim 1/3)J_M$ 。图 5-12 计算用的电机转动惯量 J_M 为 $0.035kg \cdot m^2$,因此如果人能大于 $0.2s \cdot N \cdot m / rad$,则只要 J_S 不大于电机转动惯量 J_M 的一半(见图 5-12),系统总是稳定的。一般滑动导轨的粘性阻尼系数为 $0.3s \cdot N \cdot m / rad \sim 2s \cdot N \cdot m / rad$,所以其机械传动部件的刚度对系统的稳定性影响不大。但对于静压导轨和滚动导轨,其粘性阻尼系数较小,这时需注意机械传动部件的刚度和惯量对系统稳定性的影响。

将式(5-18)中 K_ω 的表达式简化为下式

$$K_\omega = \frac{K_M}{R_A} (C_n C_n) \approx \frac{K_M K_n C_n}{R_A}$$

将 K_ω 代入式(5-22), 则式(5-22)可以写成下面的形式

$$K_S > \frac{K_M K_n}{i^2 R_A} \left(C_p K_p i_i - \frac{C_n f_S}{J_S} \right) \quad (5-23)$$

如果丝杠的导程是 h_{sp} 为 6mm, 则 $i_i = \frac{h_{sp}}{2\pi} \approx 1$ (mm/rad), 若采用大惯量电机直接带动丝杠, 则减速比 $i = 1$ 。在这种情况下, 式(5-23)可简化为

$$K_S > \frac{K_M K_n}{R_A} \left(C_p K_p - \frac{C_n f_S}{J_S} \right) \quad (5-24)$$

上式表明, 影响系统稳定性最关键的参数有 6 个, 它们分别是机械传动部件的刚度 K_S 、惯量 J_S 、位置放大器增益 K_p 、位置反馈系数 C_p 及速度反馈系数 C_n 。此外, 对系统稳定性有影响的还有电机扭矩系数 K_M 、速度环放大器增益 K_n 和电枢回路总电阻 R_A 。很显然, 提高 C_p 和 K_p 对稳定性不利, 而提高 K_S 、 f_S 、 C_n 和降低 J_S 则对稳定性有利。当 $C_p K_p - \frac{C_n f_S}{J_S} \leq 0$ 时, 因机械传动部件的刚性 K_S 总是大于零, 所以无怎么改变其他参数, 系统总是稳定的。而当 $C_p K_p - \frac{C_n f_S}{J_S} > 0$ 时, K_M 、 K_n 和 R_A 三者都影响系统稳定性, 提高 K_M 和 K_n 对稳定性不利, 而提高 R_A 对稳定性有利, 反之亦然。但是必须指出, 速度环内各个参数还得保证不使速度产生振荡。

式(5-24)尚可演变成下面的形式:

$$K_S > \frac{K_M K_n C_n}{R_A} \left(\frac{C_p K_p}{C_n} - \frac{f_S}{J_S} \right) \quad (5-25)$$

即

$$K_S > K_\omega \left(K_V - \frac{f_S}{J_S} \right) \quad (5-26)$$

其中

$$K_\omega = \frac{K_M K_n C_n}{R_A}$$

$$K_V = \frac{C_p K_p}{C_n}$$

从式(5-26)看出, K_ω 是稳定性判别式中的一个参数, K_V 称为系统增益。从中可见稳定性系数 K_ω 、系数 K_V 和机械传动部件的动特性对系统稳定性的影响。

四、快速性分析

所谓快速性分析是指分析系统的快速响应性能, 快速性反映了系统的瞬态质量。

分析系统快速性的方法很多, 有直接求解法、间接评价法和计算机模拟法等。直接求解法比较麻烦, 且不易得到系统结构和参数对瞬态质量影响的一般规律, 计算机模拟法十分简便, 而且还用于复杂系统、多变量系统、非线性系统以及某些难于得出数学模型的系统, 但它需要一套软件和上机条件; 间接评价法, 方法简单, 又能明显地看出系统结构和参数对瞬态质量的影响, 故在系统分析和设计中被广泛地采用。本节用频率特性进行快速

分析,它是间接评价法中的一种。

对于线性进给伺服系统,由于它包括各种电路、机电转换装置和机械传动机构,系统各环节都有时间常数,对高频信号来不及反应,只是一个低通滤波器。这种系统的通频带宽,对高频信号响应速度快,所以从开环频率特性图看,提高系统的截止频率,则可以提高闭环回路的响应速度。

为使进给伺服系统获得良好的伺服性能(稳定性、快速性),国外文献对机械传动部件提出很高的谐振频率,但对这些数据并没有进行理论分析。有的文献认为:在电气伺服系统中,可控硅电源以及直流马达特性引起的谐振是对伺服系统性能起限制作用的因素。但实际上机械传动部件不是刚性,往往达不到很高的谐振频率,且阻尼又低,可能成为提高伺服性能的限制因素。

本节分析限制系统快速性的因素,同时指出机械传动部件的扭矩反馈效应对系统的影响。

首先略去机械传动部件的扭矩反馈效应作用,即排除图 5-5 中的交连影响,然后将图 5-5 化简得图 5-13。

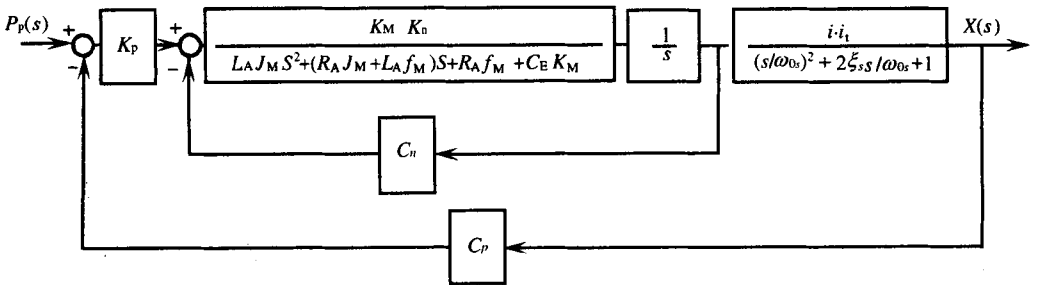


图 5-13 直流电机驱动的位置调节系统(二)

图中

$$\omega_0 S = \sqrt{\frac{K_S}{J_S}} \quad (\text{rad/s})$$

$$\xi_s = \frac{f_s}{\sqrt{J_S K_S}} \quad (\text{量纲数})$$

$\omega_0 S$ —机械传动部件的谐振频率

ξ_s —机械传动部件的阻尼比。

一般说来, $R_A J_M$ $K_A f_M$ 故

$$\frac{K_M}{L_A J_M S^2 + (R_A J_M + L_A f_M) S + R_A f_M + C_E K_M} =$$

$$\frac{K_M}{L_A J_M S^2 + R_A J_M S + R_A f_M + C_E K_M} =$$

$$\frac{K_{Mz}}{T_c T_m S^2 + T_m S + 1} \quad (5-27)$$

式中 $K_{MZ} = \frac{K_M}{R_A f_M + C_E K_M}$ —电机增益数 (rad/V·s) ;

$T_e = \frac{L_A}{R_A}$ —电机电气时间常数 (s) ;

$T_m = \frac{R_A J_M}{R_A f_M + C_E K_M}$ —电机电气时学常数 (s) ;

通常 $C_E K_M$ $R_A f_M$ 故

$$K_{ZM} \approx \frac{1}{C_E} (\text{rad/V} \cdot \text{s}) \quad (5-28)$$

再将上图的速度不简化,可得图 5-14。

图中

$$\left. \begin{aligned} K_N &= \frac{K_M K_n}{R_A f_M + C_E K_M + K_M K_n C_n} \quad (\text{rad/s}) \\ \omega_0 A &= \sqrt{\frac{R_A f_M + C_E K_M + K_M K_n C_n}{L_A J_M}} \quad (\text{rad/s}) \\ \xi_A &= \frac{L_A f_M + R_A J_M}{\sqrt{L_A J_M (R_A f_M + C_E K_M + K_M K_n C_n)}} \end{aligned} \right\} \quad (5-29)$$

式中 K_N —速度环增益 ;

$\omega_0 A$ —速度环环谐振频率 ;

ξ_A —速度环环阻尼比。

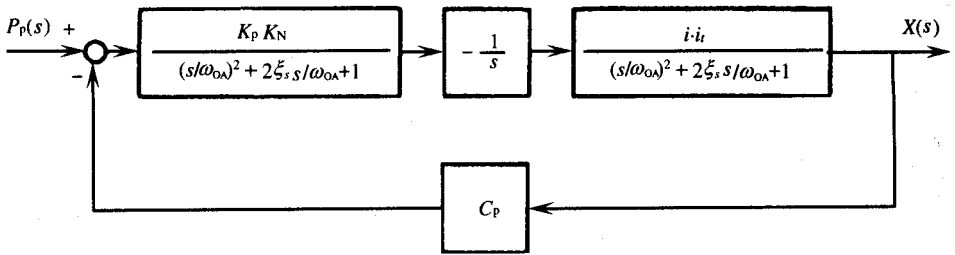


图 5-14 进给伺服系统的简化数学模型

通常 $K_M K_n C_n$ $R_A f_M + C_E K_M$ 故

$$K_N \approx \frac{1}{C_n} \quad (\text{rad/s}) \quad (5-30)$$

根据图 5-14 可得不考虑机械传动部件扭矩反馈效应时进给伺服系统的开环传递函数为

$$C_{KI}(S) = \frac{K_p}{S \left[\left(\frac{S}{\omega_{0A}} \right)^2 + \frac{2\xi_A}{\omega_{0A}} S + 1 \right] \left[\left(\frac{S}{\omega_{0S}} \right)^2 + \frac{2\xi_S}{\omega_{0S}} S + 1 \right]} \quad (5-31)$$

式中

$$K_v = C_p K_N i_t i K_p \approx \frac{C_p K_p i_t i}{C_n} (1/s) \quad (5-32)$$

K_v 称系统增益。

伺服系统根据增益的高低分为高增益系统和低增益系统。带速度反馈回路的系统一般都是低增益系统。这种系统有一个特点：当指令误差较小时，如果电机没有按指令要求运转，则测速机没有输出，速度反馈没起作用；同时，反电动势也没有建立；由于电机没有启动，电机的输出扭矩则完全用来克服负载，那么由图 5-15 可以看出，此时的系统增益，即系统启动前增益 K_{vp} 为

$$K_{vp} = \frac{K_M K_n C_p K_p i_t i}{R_A} \quad (N \cdot m / rad) \quad (5-34)$$

K_{vp} 通常设计得很高，所以静差极小，灵敏度高。当测速机启动后，速度反馈回路发挥作用，此时系统增益很低，所以有较大的稳定裕量。

从式(5-31)可以看出，进给伺服系统的开环传递函数由一个比例环节，一个积分环节和两个振荡环节所组成，它的对数幅频特性如图 5-15 所示。

提高系统增益足 K_v 可以提高截止频率 ω_c ，从而提高快速性。但随着系统增益的提高，叫处的谐振峰将贴近零分贝线，而在 ω_1 频率点输出比输入相位滞后 180° ，这将引起闭环回路的自激振荡。因此，叫是提高系统快速性的限制性因素。这个叫是式(5-31)中两个振荡环节的谐振频率，低的就是提高系统快速性的限制性因素。

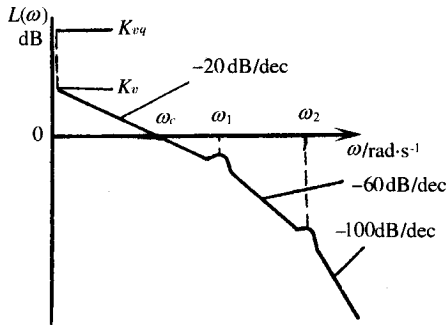


图 5-15 进给伺服系统的开环幅频特性

中小功率直流伺服电机的谐振频率一般只有十几赫兹，但加入速度反馈回路后电机的谐振频率可达 $100\text{Hz} \sim 200\text{Hz}$ ，而机械传动部件的谐振频率即使达到前述推荐的谐振值 500md/s ，也只有 80Hz ，而且往往达不到推荐值。因此，机械传动部件就成为提高系统快速性的限制性因素。

由此可见，要想提高系统的快速性，首先必须提高机械传动部件的谐振频率，即提高机械传动部件的刚性和降低机械传动部件的惯量。而机械传动部件刚性不足和惯量过大是数控机床主机普遍存在的一个问题。其次，通过增大阻尼压低谐振峰值也能给提高快

速性创造条件。

但是,提高快速性也会带来许多不利影响,如加速度过大,系统超程大等。所以在设计机械传动部件时,要综合考虑如下因素,才能获得良好的伺服性能。

- (1) 系统的伺服精度和快速性对系统提出的要求。
- (2) 机械传动部件的刚性、惯量和阻尼要与系统增益相适应,以保证一定的稳定裕量。
- (3) 提高快速性会加大传动装置上的加速度扭矩。
- (4) 伺服系统是否允许超程,超程量应尽量减少。
- (5) 两个主要谐振不能在同一频率下发生,频率比最好成二倍以上的比例关系。
- (6) 增加通频带宽度,对抑制输入端的高频噪声不利。

盲目地进行类比设计或只考虑机械强度的设计方法,对提高数控机床主机的水平是不利的。

以上是在略去机械传动部件的扭矩反馈效应后得出的结论,现在的问题是这个扭矩反馈效应对系统将会产生什么影响?

机械传动部件的扭矩反馈,是作用在速度环内的。为了搞清楚它的影响,可通过方框图的化简,把图 5-5 中交链影响归入速度环内成为一个串联环节,数学模型如图 5-16 所示。

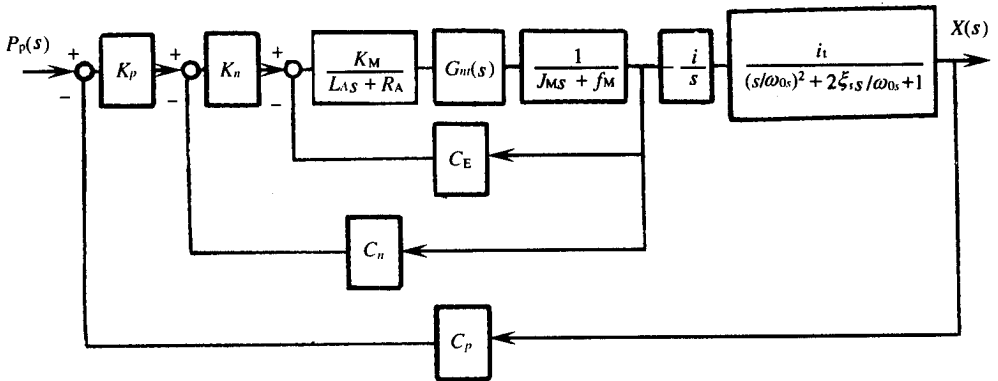


图 5-16 交链影响归入速度环内时的调节系统数学模型

$$G_n(s) = \frac{(J_M s + f_M) \left[\left(\frac{s}{\omega_{s0}} \right)^2 + \frac{2\xi_s}{\omega_0} s + 1 \right]}{(J_M s + f_M) \left[\left(\frac{s}{\omega_0} \right)^2 + \frac{2\xi_s}{\omega_0} s + 1 \right] + i^2 (J_s s + f_s)} \quad (5-35)$$

$G_n(s)$ 是机械传动部件作用在速度环内的扭矩反馈传递函数。从式(5-35)可见, $G_n(s)$ 把机械传动部件的动特性引入了速度环。尤其值得注意的是机械传动部件的二阶因子成为式(5-35)里的分子了。

将图 5-16 中速度环闭环传递函数求出,则可得到图 5-17。

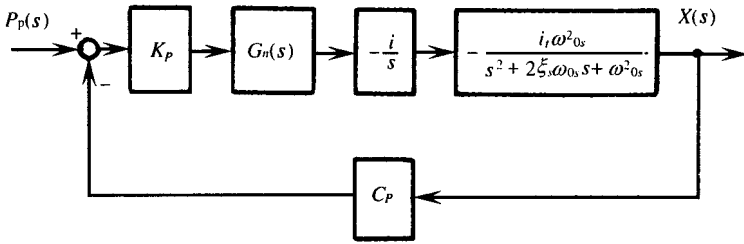


图 5-17 调节系统的数学模型

$$G_n(s) = \frac{(S^2 + 2\xi_s \omega_0 S + \omega_0^2) K_M K_n (L_A J_M)}{a_0 S^4 + a_1 S^3 + a_2 S^2 + a_3 S + a_4} \quad (5-36)$$

式中 a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 与式(5-18)同。

图 5-17 中的 $G_n(s)$ 是速度环闭环传递函数, 它的表达式(5-36)表明了机械传动部件的二阶因子已经成为速度环闭环传递函数的二阶微分因子。正是这个二阶微分因子使速度环闭环出现反谐振, 即在速度环对数幅频特性图上出现陷波特性。这样电机跟踪的频率就不能高于反谐振的频率。所以如果机械传动部件谐振频率过低, 将会降低速度环带宽。这里应指出的是, 这个结论并没有牵涉到位置环是否闭环, 故对于开环也适用。

由图 5-17 可得包括机械传动部件扭矩反馈效应的进给驱动系统开环传递函数为:

$$\{G_{KZ}(s) = \frac{a_5}{a_0 s - /5 + a_1 s - /4 + a_2 s - /3 + a_3 s - /2 + a_4 s} \quad (5-37)$$

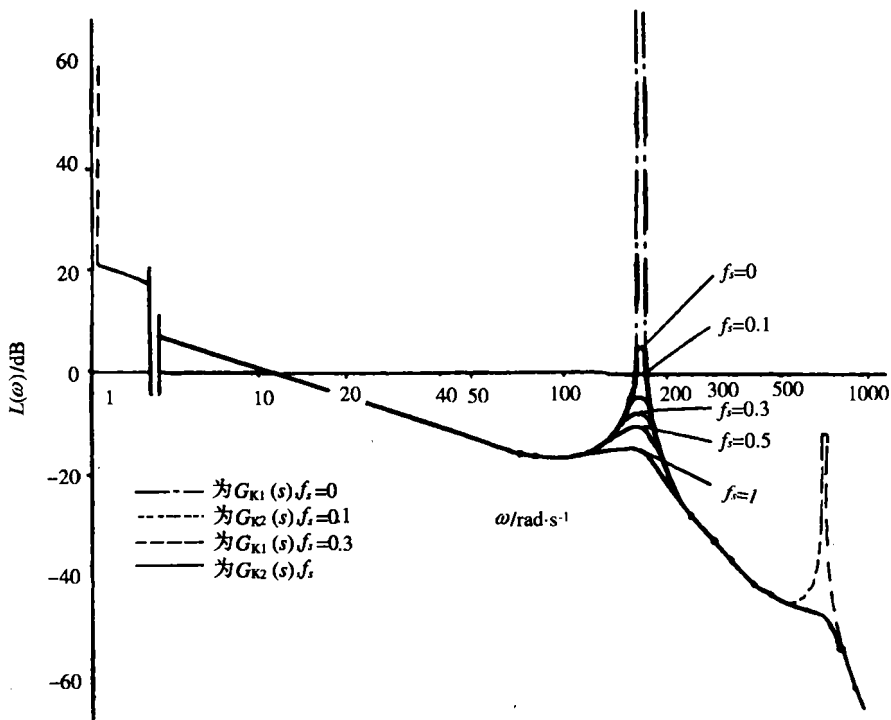
式中 $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5$ 与式(5-18)同。

为证实扭矩反馈效应对系统的影响, 将具体数值代入式(5-31)和式(5-37)中, 分别计算出 $G_{K1}(s)$ 和 $G_{KZ}(s)$ 的值, 并将它们的对数幅频、相频特性曲线画在同一张波德图上加以比较。所用的数值仍为表 5-3 中的数值。 $G_{KZ}(s)$ 比较复杂, 可编制程序计算, 其计算结果如图 5-18 中实线所示。 $G_{K1}(s)$ 的波德图根据控制工程理论很容易画出, 也可以上机计算, 然后根据计算结果画图。

比较 $G_{K1}(s)$ 与 $G_{KZ}(s)$ 的波德图的结果是: 当 $f_s \geq 0.5$ 时, $G_{K1}(s)$ 和 $G_{KZ}(s)$ 的波德图基本吻合, 在图上用同一条实线表示。当 $f_s < 0.5$ 时, 除了谐振区附近不同外, 其他区域也基本吻合。为了区别, 图 5-18 上的点画线为 $f_s = 0.1$ 时 $G_{K1}(s)$ 的波德图, 虚线和点画线则分别表示 $f_s = 0.3$ 和 $f_s = 0$ 时 $G_{K1}(s)$ 的波德图, $G_{K1}(s)$ 的波德图仍用实线表示, 其对应的粘性阻尼系数 f_s 值标于图上。把 $G_{K1}(s)$ 与 $G_{KZ}(s)$ 加以比较可以看出在扭矩反馈作用下机械传动部件的谐振峰值有所降低。 $G_{K1}(s)$ 在 $\omega = \omega_0 S, f_s = 0$ 时谐振峰值应达到

∞ , 而 $G_{KZ}(s)$ 在时谐 $\omega = \omega_0 S, f_s = 0$ 谐振峰值仅为 5.4dB。机械传动部件的扭矩反馈效应在阻尼系数 f_s 小的时候对谐振峰值的降低作用显然是很大的。产生这种现象的原因是形成速度环反谐振的一对零点正好和形成机械部件谐振的一对极点相抵消。

在图 5-18 的高频部分还可以看到机械部件的扭矩反馈效应使速度环闭环的谐振峰值大为降低。这个作用可以解释下面的现象: 单独一个速度环调整其参数至开始振荡, 然

图 5-18 $G_{K1}(s)$ 和 $G_{K2}(s)$ 的波德图

后再接上机械传动部件,则速度环的振荡立即消失。

另外,机械传动部件的粘性阻尼系数 f_s 的改变,对速度环闭环谐振峰值的大小毫无影响。

五、伺服精度

伺服精度的高低用误差的大小来衡量,所谓伺服误差就是伺服系统在稳态时指令位置与实际位置之差,它反映了系统的稳态质量。

理想的伺服系统是在任意时刻输出和输入都同步,没有误差,但这是不可能的。造成不同步的原因很多,系统本身动态特性、外加负载和内部扰动等都会造成实际位置偏离指令位置。

欲求出伺服误差,必须先分别求出系统在输入信号和外加负载等信号的作用下产生的输出响应,然后根据线性系统的叠加原理将这些响应叠加起来求出实际位置,再用指令位置减去实际位置便得到伺服误差。

由控制理论可知,对于阶跃和斜坡输入信号可用终值定理求系统的稳态响应,而对于正弦输入信号则直接用正弦传递函数求稳态响应,即用 $j\omega$ 代替传递函数中的 s ,其中 ω 是输入信号的角频率。

常用的输入信号有阶跃信号和斜坡信号。阶跃信号表示位置变化,而斜坡信号则表示工作台以一定的进给速度运动。外加负载一般由恒力分量和周期分量组成。恒力分量如导轨的库仑摩擦力、切削力和恒力分量等可作为阶跃函数处理;周期分量如铣削力的周期分量等可作为正弦函数处理。

综上所述,可以求出进给驱动系统伺服误差的解析表达式。下面仅讨论几个重要概念。

1. 速度误差

由斜坡信号输入产生的伺服误差称为速度误差。它实际上表示在一定的进给速度下,系统指令位置与实际位置的偏差。

设进给速度为 v (rad/s),位置偏差为 Δx (rad),则二者的比值就是系统增益 K_v :

$$K_v = \frac{v}{\Delta x} \quad (s^{-1}) \quad (5-38)$$

系统增益又称速度误差系数或速度增益。为了避免和刚度 K_s 产生混淆,用 K_v 表示系统增益。将斜坡函数作为输入信号,求出伺服误差,可得到速度误差系数的表达式和系统增益表达式(5-32)完全一样。

由式(5-38)可知,系统增益越大则速度误差越小。

2. 伺服静刚度

伺服静刚度是指在恒定外负载作用下,进给驱动系统抵抗位置偏差的能力,也就是伺服马达为消除位置偏差而产生的转矩(或力)与位置偏差之比。

设外加静负载为 M_{Lj} ($N \cdot m$),位置偏差为 Δx (rad),则伺服静刚度 K_j 为:

$$K_j = \frac{M_{Lj}}{\Delta x} \quad (5-39)$$

显然,当外负载不变时,伺服静刚度越大,则伺服误差越小。

应当注意,伺服静刚度是整个伺服系统表现出来的抵抗外力而不产生误差的能力,它和结构静刚度是两个不同的概念。

伺服静刚度和系统启动前增益式(5-34)是从不同角度得出的两个概念,但它们在单脉冲能否启动和定位精度方面所起的作用实际上是一致的。

由式(5-39)可得

$$M_{Lj} = K_j \Delta x \quad (N \cdot m) \quad (5-40)$$

当 Δx 为一个脉冲当量时,表示系统只有一个脉冲的误差,此时对应的转矩是单脉冲启动转矩。很显然,决定单脉冲启动转矩大小的因素是伺服静刚度。如启动转矩大于静摩擦力矩,系统能启动,否则不能启动。所以伺服静刚度和静摩擦力矩决定了单脉冲能否启动系统。

根据同样的道理,当系统定位时,如系统无超程,则伺服静刚度和动摩擦力矩决定了定位精度。伺服静刚度的倒数为伺服静柔度。

3. 伺服动刚度

伺服动刚度是指在交变外负载作用下,进给驱动系统抵抗位置偏差的能力。

设外加交变载荷为 $M_L(j\omega)$, 位置偏差为 $\Delta_x(j\omega)$, 则 $K_d(j\omega)$ 为

$$K_d(j\omega) = \frac{M_L(j\omega)}{\Delta_x(j\omega)} \quad (5-41)$$

因为 $K_d(j\omega)$ 是一个复数, 其大小随时间而变, 故用其幅值来衡量伺服动刚度, 即

$$K_d = |K_d(j\omega)|$$

理论分析表明, 伺服动刚度大小与外负载交变频率 ω 有关, 当 ω 接近机械传动部件的固有频率时, 进给驱动系统的伺服刚度最小, 伺服动刚度误差最大。因此, 考虑到在轮廓控制的数控机床上, 切削力变化较大的脉动频率往往在 20Hz 以下(如用双刃立铣刀铣削一般钢材时, 切削力的脉动频率在 $10\text{Hz} \sim 20\text{Hz}$) 所以机械传动部件的固有频率不能低于 20Hz , 最好远大于 20Hz 。

很显然, $\omega = 0$ 时的伺服动刚度即为伺服静刚度。伺服动刚度的倒数即为伺服动柔度。

在通常情况下, 伺服误差的主要成分是速度误差, 但当干扰力频率在机械传动部件谐振频率附近时, 伺服动刚度误差将会显著增大。

综上所述, 伺服误差实际上就是系统在稳态运行时输出对输入的滞后量, 这个滞后量是影响轮廓加工精度的主要因素。

第四节 系统增益的设计

系统增益 K_n 是评价位置调节系统优劣的最重要的指标。下面将讨论系统增益的设计方法及参数的优化。

一、三阶系统的增益设计

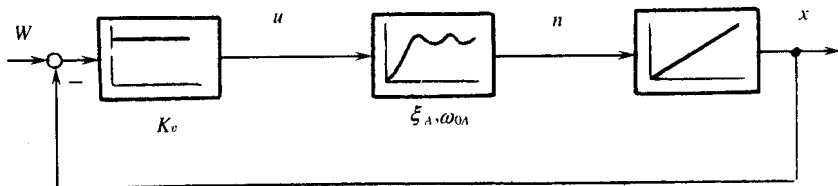


图 5-19 轨迹误差

位置调节环的目的是希望进给伺服系统的输出实际位置跟随输入指令值。理想的情况是输出和输入信号在时间上没有延误, 形状上完全一致, 但这在实际物理系统中是不可能的。即使希望输出和输入信号只在时间上有延误, 形状上完全等同, 也是很难做到的, 特别是在输入信号形状急剧变化的情况下。因此, 对位置调节的要求是: 输出以尽可能小

的误差跟随输入。

通常以阶跃响应来评价系统的轨迹误差,图 5-19 中给出三种典型的误差指标:拐角偏差 e ,超调量 M_p , 轨迹误差面积 A ,如图中阴影所示。

对于图 5-20 所示的三阶系统,为减少系统动态轨迹误差,有两种解决办法。一种是调节器结构不变,通过调节器参数和优化系统其他参数来减少轨迹误差;另一种是改变调节器结构,采用新的调节技术(准闭环控制)。下面讨论在调节器结构已定的情况下,如何进行系统优化。

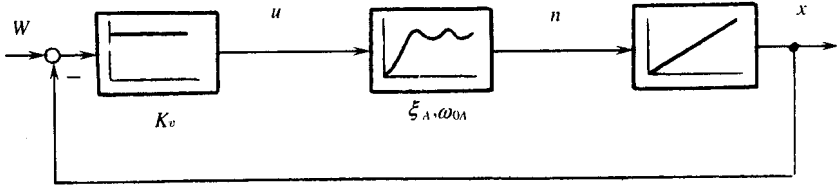


图 5-20 三阶系统

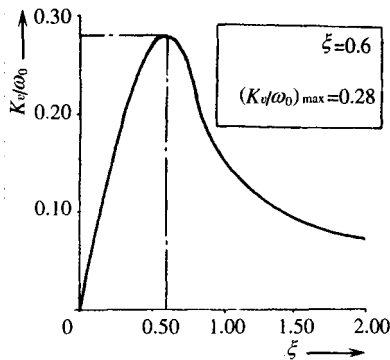


图 5-21 三阶段系统

系统增益 K_v 越大,则系统响应越快,轨迹误差越小。但是提高系统增益受到两个因素的限制:一个是系统的稳定性;另一个是超调量。对于机床数字调节系统,由于超调往往导致被加工零件的报废,因此把没有超调作为提高系统增益的限制性因素。图 5-21 是系统没有超调的情况下,可调整的最大系统增益是 K 与系统谐振频率 ω_0 的比值相对于系统阻尼比 ξ 的关系曲线。

从图 5-21 可看出,当系统阻尼不变时,系统增益 K_v 与系统谐振频率 ω_0 成正比。随着阻尼比 ξ 的改变,在 $\xi = 0.6$ 时,获得曲线最大值 $(K_v/\omega_0) = 0.28$ 。由此可以得到常规三阶系统位置调节环的优化战略:

(1) 首先调整速度环内的 PI 速度调节器,使速度环阻尼 $\xi_A = 0.6$ (相当于速度阶跃响应超调 $10\% \sim 15\%$)。

(2) 再调整户位置调节器,使系统增益 $K_v = 0.28\omega_0A$ 。

经过上述调整,将得到一个最优的系统增益。

二、五阶系统的系统增益设计

在许多实际应用场合,机械传动部件的动特性达不到设计要求,这时它的动态性能就不能忽略。在这种情况下,机械传动部件的谐振频率 ω_{0mech} 与阻尼比 ξ_{mech} 将对整个系统性能产生影响。系统作为五阶系统考虑,其物理模型如图5-22所示,数学表达式见式(5-31)。

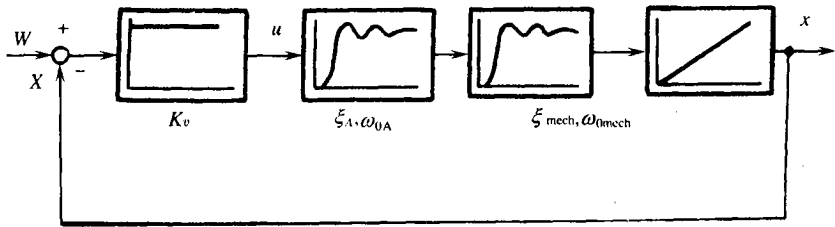


图5-22 五阶段系统

一个动态性能良好的伺服系统,其设计要求机械传动部件的谐振频率 ω_{0mech} 大于两倍的速度环谐振频率 ω_{0A} ,但实际上可能做不到。在这种情况下,系统增益 K_v 的设计要受到 ω_{0A} 、 ω_{0mech} 、 ξ_A 、 ξ_{0mech} 的影响,它们之间的关系曲线见图5-23。

从图5-23可看出,系统增益 K_v 的大小仍然有个量优值,但是 K_v 的最大值由于机械传动部件的影响而降低了。在 $\omega_{0A} = \omega_{0mech}$ 时,与 $\omega_{0mech}/\omega_{0A} = 5$ 时大约降低了30%。只有当 $\omega_{0mech}/\omega_{0A} \geq 5$ 时,才能忽略机械部件系统动特性的影响。

机械传动部件的阻尼比 ξ_{0mech} 对提高系统增益也有影响,随着 ξ_{0mech} 的增加, K_v 的最大值相应降低。换句话说,如果阻尼比 ξ_{0mech} 不能通过一引进措施适当提高的话,那么系统增益必须降低。

由于机械传动部件特性的影响,往往使得进给伺服系统不能满足生产率和加工精度的要求,在这种情况下优化调节器参数已不能解决问题,必须改变调节技术(例如采用状态调节器)才能完成给定任务。

三、多坐标系统的系统增益设计

数控机床控制的坐标轴数一般不只一个,各坐标轴的联动形成平面或空间轮廓。这种多坐标联动数控系统的控制原理示意图见图5-24。

数控装置在输入程序后,对程序进行解释,对其中的数据进行必要的加工处理,然后送入插补器。在插补器(也可以用软件插补)里,根据数控输入数据,计算出各个坐标轴的位置指令值。各个坐标轴彼此独立工作,根据指令值产生相应的坐标位移。因为各坐标

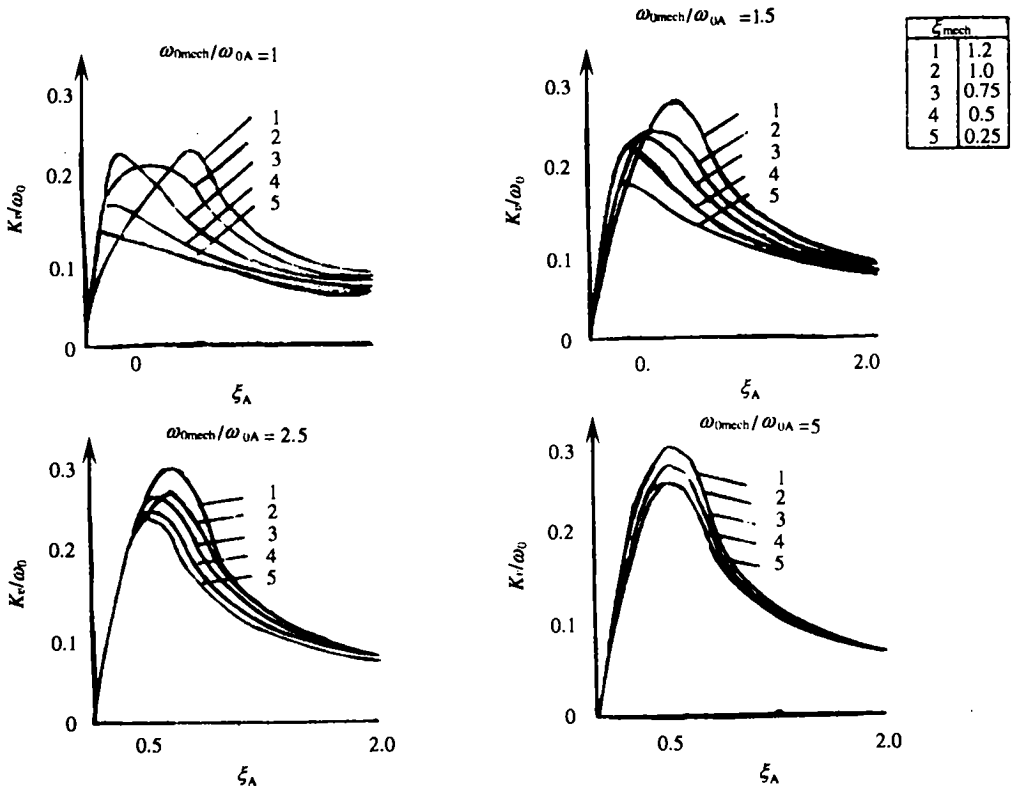


图 5-23 影响诸因素的关系

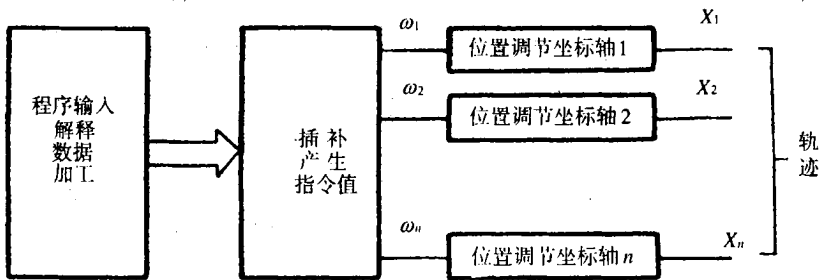


图 5-24 多坐标联动控制原理

轴彼此独立,它们得不到其他坐标实际位置的信息,所以计算出的轨迹和实际轨迹是否一致是无法监视的。由此,必然会产生轨迹误差。为使误差最小,应当使形成轨迹的各运动坐标的时间延迟相等。这就意味着各坐标轴的系统增益应调成相等,各坐标轴进给伺服系统动态性能也应该一样。图 5-25(a)表明当两坐标联动形成 45°斜线时,由于两个坐标系统增益 K_{vx} 和 K/vr 不同而形成轨迹偏差。图 5-25(b)则表明坐标动态特性参数 ω_{0AX} 和 ω_{0AY} 不同时引起的轨迹偏差。两图都表明在 $K_{vx} = K_{vy}$ 和 $\omega_{0AX} = \omega_{0AY}$ 时没有

轨迹误差。

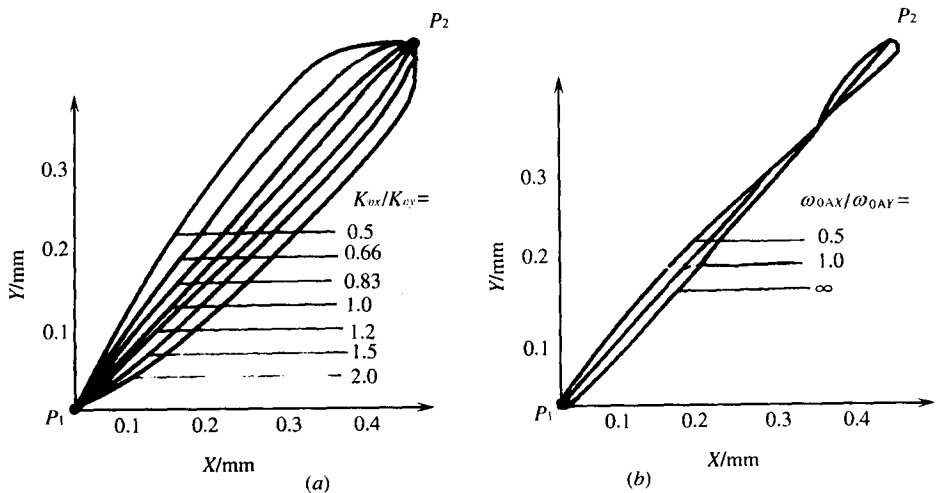


图 5-25 轨迹误差

第五节 电气驱动部件的设计

电气驱动部件包括驱动放大器和伺服电机,一般根据机床进给驱动系统总体设计的要求进行选择。

电气驱动部件的设计分为静态设计和动态设计,下面给出一些实用的设计计算方法。

一、静态设计

静态设计包括电机的转速、调速范围和静态转矩的设计计算。

1. 转速.

电机的转速取决于使用要求,比如机床工作台的工作进给速度和快进速度。

当伺服电机直接和丝杠相联,机床工作台由丝杠螺母传动机构带动,则电机转速 n_M 应为

$$n_M \geq v_{\text{快}}/h_{sp} \quad (5-43)$$

式中 $v_{\text{快}}$ ——工作台快进速度 (mm/min);

h_{sp} ——丝杠导程 (mm);

如电机和丝杠之间有一减速机构,那么

$$n_M \geq i \cdot \frac{v_{\text{快}}}{h_{sp}} \quad (5-44)$$

式中 i ——电机至丝杠传动比。

如果伺服电机通过减速机构(如齿轮传动、蜗轮蜗杆)带动回转工作台转动,那么

$$nM \geq i n_{\text{快}} \quad (\text{r/min}) \quad (5-45)$$

式中 j ——电机至回转工作台传动比;

$n_{\text{快}}$ ——回转工作台快进转速(r/min)。

如桌电机通过减速机构和齿轮齿条带动工作台直线运动,那么

$$nM \geq i \cdot \frac{v_{\text{快}}}{\pi D_G} \quad (5-46)$$

式中 i ——电机至齿轮传动比;

D_G ——小齿轮节圆直径(mm)。

从上述公式可以看出,电机转速的选择与机械传动机构的设计有关。

2. 调速范围

电机调速范围取决于机床加工的最小进给量和空行程的最大快进速度。

通常,机械加工(如车削、铣削)的变速范围 D 为

$$D = \frac{n_{\text{max}}}{n_{\text{min}}} \approx 100 \sim 4000$$

考虑到空行程的快进速度,则

$$D \approx 4000 \sim 1000$$

可以实现的调速范围不仅与伺服电机有关,而且还与位置调节和速度调节的性能有关。当进给伺服系统从静止状态启动时,它必须克服摩擦阻力和其他阻力。因此可能出现尽管给定了一个位置指令值或速度指令值,但是工作台没有动的情况,关于这一点,已在前 5.3 节中对伺服刚度和定位精度进行了较详细的讨论,得知提高系统的增益足可以减少这种现象。但是由 5.3 节讨论中知, K_v 值并不能任意提高,因它牵涉到系统的稳定性和超调等问题。

假定已知系统增益 K_v , 如果给定工作台最大速度为 v_{max} , 则可以用下述方法确定调速范围:

由位置测量系统和 A/D 转换器可以确定最小位置偏差 Δx_{min} 。由系统增益定义公式 (5-38) 可得

$$\Delta x_{\text{max}} = \frac{v_{\text{max}}}{K_v} \quad (5-47)$$

以及

$$v_{\text{min}} = \Delta x_{\text{min}} K_v \quad (5-48)$$

于是调速范围为

$$D = \frac{v_{\text{max}}}{v_{\text{min}}} = \frac{n_{\text{max}}}{n_{\text{min}}} = \frac{\Delta x_{\text{max}}}{\Delta x_{\text{min}}} \quad (5-49)$$

设系统增益(或称速度增益) $K_v = 20 \text{ s}^{-1}$, 系统最小位置偏差 $\Delta x_{\text{min}} = 2.5/\mu\text{m}$, 工作台

最大运动速度。 $v_{max} = 12m/min$,则电气驱动部件的调速范围为

$$D = \frac{\Delta x_{max}}{\Delta x_{min}} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = 8000$$

3. 静态转矩

电机的静态转矩是用来克服导轨摩擦、传动摩擦、机械切削力矩以及重力矩的作用，

$$M_{st} = \Sigma M_R + M_{Mc} + M_Z \quad (5-50)$$

式中 M_{st} ——静态转矩；

ΣM_R ——各种摩擦力矩的总和；

M_{Mc} ——切削力矩；

M_Z ——重力矩。

(1) 摩擦力矩 摩擦力矩包括导轨摩擦力、丝杠螺母传动摩擦力以及齿轮传动摩擦力折算到伺服电机轴上的摩擦力矩。

① 导轨摩擦 导轨摩擦力 F_R 等于摩擦系数与正压力的乘积，即

$$F_R = f_v [(m_W + m_T)g + F_{VT}] \quad (5-51)$$

式中 f_v ——摩擦系数，它通常与速度有关，详见 5.6.6 节；

m_W ——工件质量；

m_T ——工作台质量；

g ——重力加速度；

F_{VT} ——垂直于导轨的切削分力。

如果工作台是由丝杠螺母传动，则折算到丝杠上的摩擦力矩 M_{RSP} 为

$$M_{RSP} = F_R \cdot \frac{h_{sp}}{2\pi} \quad (5-52)$$

式中 h_{sp} ——丝杠导程。

如果工作台是由齿轮齿条传动，则折算到齿轮上的摩擦力矩 M_{RC} 为：

$$M_{RC} = F_R \cdot r_G \quad (5-53)$$

式中 r_G ——小齿轮节圆半径。

若电机与丝杠之间，或电机与齿轮之间有变速装置，其传动比为 i ，则折算到电机轴上的摩擦力矩 M_{RM} ，对于丝杠螺母传动

$$M_{RM} = M_{RSP} i \quad (5-54)$$

$$M_{RM} = M_{RC} i \quad (5-55)$$

式(5-54)和式(5-55)表明，通过减速传动机构可以降低对电机静态转矩的要求。

② 丝杠螺母传动摩擦 丝杠螺母传动的摩擦损耗可通过传动效率 η_{sp} 来表示，对于不加预紧的滚珠丝杠，它可按式计算：

$$h_{sp} = \frac{1}{1 + 0.02 \frac{d_{sp}}{h_{sp}}}$$

式中 d_{sp} ——滚珠丝杠直径；
 h_{sp} ——滚珠丝杠导程。

对于梯形螺纹滑动丝杠 $h_{sp} = \frac{\tan\lambda}{\tan(\lambda + \rho)} = 0.20 \sim 1.40$

式中 λ ——螺旋升角；
 ρ ——当量摩擦角。

③ 齿轮传动装置摩擦 齿轮传动装置的摩擦损耗用传动效率 η_G 来表示，它和齿形、齿轮加工和安装精度有关， η_G 值可在 0.8 ~ 0.95 范围内选取。

齿轮齿条传动的摩擦损耗，其效率 $\eta_G = 0.7 \sim 0.8$ 。

将以上各种摩擦力矩综合起来，得到折算到电机轴上的摩擦力矩 ΣM_R ，其中对于丝杠螺母传动

$$\Sigma M_R = \frac{f_v[(m_W + m_T)g + F_{VT}]h_{sp}i}{2\pi\eta_G\eta_{SP}} \quad (5-57)$$

式中 η_G ——齿轮传动效率；
 η_{SP} ——丝杠螺母传动效率。

对于齿轮齿条传动

$$\Sigma M_R = \frac{f_v[(m_W + m_T)g + F_{VT}]r_G i}{\eta_G}$$

(2) 切削力矩和摩擦力矩的计算方法一样，为了确定切削过程的转矩，先求出切削力，然后再折算成作用在电机轴上的力矩。

影响切削力的因素很多，也很复杂。切削深度、切削速度、进给量、刀具的几何尺寸、被切削零件的材质、切削温度、刀具磨损程度等都对切削力的大小产生影响。也就是说，切削力的大小取决于整个切削过程。上述诸多因素中的大多数是不能完全确定的，它们可能在一个较宽的范围内变化。因此，对于具体的切削加工，都必须查阅相应的文献或手册。但在这些文献或手册里往往只能给出一些经验公式。因此，切削力的大小最好能通过实验取得。

知道切削力 F_{MC} 以后，再按下面公式折算成电机轴上的力矩 M_{MC} 。对于丝杠螺母传动

$$M_{MC} = \frac{F_{MC}h_{sp}i}{2\pi\eta_G\eta_{SP}} \quad (5-59)$$

对于齿轮齿条传动

$$M_{MC} = \frac{F_{MC}r_G i}{\eta_G} \quad (5-60)$$

(3) 重力矩 机床进给工作台可能处于垂直位置，这时应当考虑重力的作用。在机床上应尽可能采取一些措施来平衡重力的作用，如平衡锤、液压平衡等。在重力不能平衡的场合，则要计算重力矩 M_z 。

重力矩的计算用式(5-59)式(5-60),只要将其中的切削力改成重力即可。

对于以上三种静力矩,在机床空行程时主要考虑摩擦力矩,在机床切削加工中主要应考虑切削力矩。

根据计算出的静力矩和转速,可以利用伺服电机的转速图来初步选择符合要求的电机。动态设计

对电气驱动部件动态性能的要求来自于对整个位置调节环的要求。机床位置调节的要求是:

- (1)无超程定位。
- (2)尽可能小的轨迹误差。

根据上述位置环的要求,对电气驱动部件提出如下要求:

- (1)尽可能高的谐振频率 ω_{0A} 。
- (2)系统增益 K_v 要高,其最佳值通常为 $0.2\omega_{0A} \leq K_v \leq 0.3\omega_{0A}$ 。
- (3)较高的加速能力。

下面根据电气驱动部件三种可能数学模型来分析和计算 ω_{0A} 、 K_v 以及表征加速能力的机械时间常数 T_{mech} 。

1) T_{mech} 、 T_{cl} 这时位置调节环如图 5-26 所示。

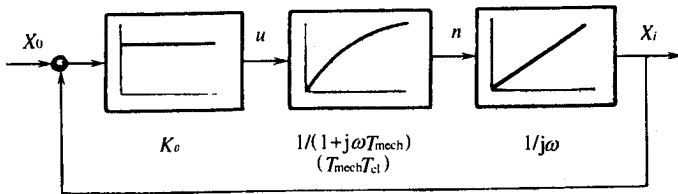


图 5-26 位置环简化框图

对应于图 5-26 所示的框图,其位置调节环频率响应曲线方程为

$$G_p(j\omega) = \frac{1}{1 + J\omega \frac{1}{K} + (j\omega)^2 \frac{T_{mech}}{K_v}} \quad (5-61)$$

这是一个二阶振荡环节,根据方程 $G(s) = \frac{\omega_0^2}{s^2 + 2\xi\omega_0 s + \omega_0^2}$, ω_0 为无阻固有振动频率, ξ 为阻尼比 ($0 < \xi < 1$),可作如下定义:

位置调节环的谐振频率

$$\omega_{0p} = \sqrt{\frac{T_{mech}}{K_v}} \quad (5-62)$$

位置调节环的阻尼比

$$\xi_p = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1}{K_v T_{mech}}} \quad (5-63)$$

为使位置环获得良好的动态性能,应使 $\xi_p \leq 0.7$,代入上式可得

$$K_v \leq \frac{1}{2T_{\text{mech}}} \quad (5-64)$$

这是对系统增益的限制范围,为了不超调,应使

$$K_v < \frac{1}{3T_{\text{mech}}} \quad (5-65)$$

由于假定系统机械常数 T_{mech} 远大于其他电气时间常 T_{el} ,故 T_{mech} 代表了电气驱动部件的系统时间常数,反映了系统的加速能力。

伺服电机的加速度转矩:

$$M_a = J_{\text{gen}} \frac{d\omega_M}{dt} \quad (5-66)$$

式中 J_{gen} —电机总惯量,包括电机本般惯量 J_M 和折算到电机轴上的外负载惯量 J_{ext} 。
电机的角速度 ω_M 为

$$\omega_M = 2\pi n_M \quad (5-67)$$

式中 n_M —电机转速。

假定在 T_{mech} 时间内,电机转速度化了 Δn_M ,那么电机平均加速度

$$\frac{dn_M}{dT} = \frac{\Delta n_M}{T_{\text{mech}}} \quad (5-68)$$

将式(5-68)式(5-67)代入式(5-66),得

$$M_a = \frac{2\pi J_{\text{gen}} \Delta n_M}{T_{\text{mech}}} \quad (5-69)$$

根据式(5-69)可求出时间常数

$$T_{\text{mech}} = \frac{2\pi J_{\text{gen}} \Delta n_M}{M_a} \quad (5-70)$$

当按式(5-50)算出静载荷转矩以后,电动机已被初步选定。因此式(5-70)右边的数据也都已知或者是可以算出。总惯量 J_{gen} 可以算出。电机转速度化及所需加速度可以由电机转矩图中查得。

从电机转速转矩图上查得的转矩,是电机在启动加速过程中能够提供的转矩。这个转矩除了提供加速度转矩 M_a 以外,还要克服摩擦力矩 M_R ,即

$$M_M(t) = M_a(t) + M_R(t) \quad (5-71)$$

亦即

$$M_a(t) = M_M(t) - M_R(t) \quad (5-72)$$

为了计算方便,考虑在电机最大的转矩 $M_{M\text{max}}$ 作用下,电机由静止升到最大转速 $n_{M1\text{max}}$,那么,

$$\Delta n_M = n_{M\text{max}} \quad (5-73)$$

再注意到摩擦力矩远小于最大加速力矩,故

$$M_{a\text{max}} \approx M_{M\text{max}} \quad (5-74)$$

将式(5-73)、式(5-74)代入式(5-70)得

$$T_{\text{mech}} = \frac{2\pi n_{\text{Mmax}} J_{\text{gen}}}{M_{\text{Mmax}}} \quad (5-75)$$

用式(5-75)计算系统加速时间 T_{mech} 更加方便。

由式(5-64)和式(5-75)可得电机最大转矩

$$M_{\text{Mmax}} = 4\pi n_{\text{Mmax}} K_v J_{\text{gen}} \quad (5-76)$$

或者考虑电机在最大转矩作用下产生一个速度 Δn_M , 则上式成为

$$M_{\text{Mmax}} = 4\pi \Delta n_M K_v J_{\text{gen}} \quad (5-77)$$

注意到式(5-64), 则系统的最大加速度

$$a_{\text{max}} = \frac{\Delta v_{\text{max}}}{T_{\text{mech}}} = 2K_v \Delta v_{\text{max}} \quad (5-78)$$

根据静态转矩初选伺服电机, 然后根据本节介绍的方法计算电机动态性能, 看是否符合要求, 最后选定电机型号。

$$2) T_{\text{mech}} > 4T_{\text{el}}$$

在系统机械时间常数 $T_{\text{mech}} > 4T_{\text{el}}$ 情况下, 电气时间常数 T_{el} 已和 T_{mech} 在同一数量级, 不能忽略。系统有两个时间常数, 为二阶系统。但因为 $T_{\text{mech}} > 4T_{\text{el}}$, 系统无振荡, 可化为两个一阶惯性环节, 如图 5-27。

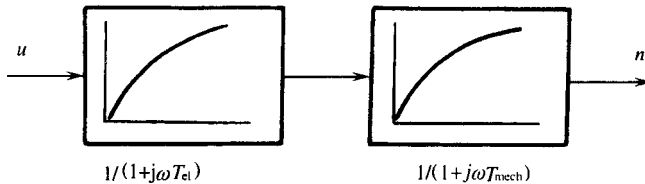


图 5-27 电气驱动部件 ($T_{\text{mech}} > 4T_{\text{el}}$)

此时系统的动态性能计算公式如下:

机械时间常数 T_{mech}

$$T_{\text{mech}} = \frac{2\pi n_{\text{Mmax}} J_{\text{gen}}}{M_{\text{Mmax}}} \quad (5-79)$$

二阶系统的谐振频率 $\omega_0 A$

$$\omega_0 A = \frac{2}{T_{\text{mech}} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{4T_{\text{el}}}{T_{\text{mech}}}} \right)} \quad (5-80)$$

3) 一般情况

在一般情况下, $T_{\text{mech}}/T_{\text{el}} < 4$ 而且可能延时环节 ($T_{\tau} > 0$), 于是就比上述两种情况复杂多了。应先分析无调节器的电气驱动部件的动态性能, 然后再分析带调节器的速度环。

(1) 无调节器的电气驱动部件直流电机电气驱动部件, 它可以用一个二阶环节来表示, 其传递函数为

$$\alpha(s) = \frac{1}{1 + \frac{2\xi_A}{\omega_0 A} s + \left(\frac{s}{\omega_0 A}\right)^2} \quad (5-81)$$

式中 ξ_A 是系统阻尼比, 其值为

$$\omega_0 A = \sqrt{\frac{1}{T_{mech} T_{el}}} \quad (5-82)$$

$\omega_0 A$ 是系统谐振频率, 其值为

$$\omega_0 A = \sqrt{\frac{1}{T_{mech} T_{el}}} (s^{-1}) \quad (5-83)$$

T_{el} 是电气时间常数, 其值为

$$T_{el} = \frac{L_A}{R_A} (S) \quad (5-84)$$

T_{mech} 是机械时间常数, 考虑到通常情况下有 $C_E K_M$ $R_A f_M$, 由式(5-27)得

$$T_{mech} = \frac{2\pi J_{gen} R_A}{C_E K_M} \quad (5-85)$$

式中 L_A ——电枢回路总电感(H);

R_A ——电枢回路总电阻(Ω);

C_E ——反电动势系数($V \cdot s / rad$);

K_M ——电机转矩常数($N \cdot m / A$);

当选定电机后, 上述动态参数即可算出。

在电机产品性能说明书里可能给出电气时间常数和机械时间常数。对于机械时间常数, 如无特别说明, 则是不考虑外负载的电机机械时间常数, 以 T_{mech}^* 表示, 即

$$T_{mech}^* = \frac{2\pi J_M R_A}{C_E K_M} \quad (5-86)$$

因为 $J_{gen} = J_m + J_{ext}$, 所以

$$T_{mech} \frac{2\pi R_A}{C_E K_M} (J_M + J_{ext}) = \frac{2\pi R_A J_M}{C_E K_M} \left(1 + \frac{J_{ext}}{J_M}\right) = T_{mech}^* \left(1 + \frac{J_{ext}}{J_M}\right)$$

由上式可知, 外负载转动惯量使伺服电机的时间常数增大, 降低了电机响应速度。为了减小外负载转动惯量的影响, 可以在电机和外负载之间增加减速装置, 这样归算到电机轴上的转动惯量将大大减小。

(2) 带调节器的电器驱动部件为获得良好的动态和稳态驱动性能, 需要对伺服电机进行速度调节。速度调节器通常为比例积分(PI)调节器, 而电动机的转速 n_M 则由测速发电机来检测。

速度调节器的输出经过电流变换器去控制直流伺服电机。电流变换器电路具有延时

功能,它相当于一个延迟环节。直流伺服电机如前所述是一个二阶环节。综合起来,带速度调节器的电气驱动部件方框图如图 5-28 所示。

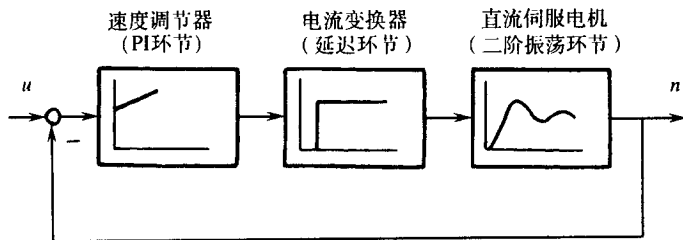


图 5-28 速度调节环

这个系统的频率响应曲线相当复杂,整个驱动装置的谐振频率 $\omega_0 A$ 和阻尼比 ξ_A 是不确定的。应当对系统进行调整,以便使其能接近二阶振荡环节,并具有尽可能的谐振频率和适当的阻尼比。

带调节器的速度环可能得到的最大谐振频率 $\omega_0 A_{max}$ 与其机械和电气时间常数有关,而机械时间常数又受外负载转动惯量的影响。 $\omega_0 A_{max}$ 还受到电流极限和机械加工所要求的电动机最大速度变化范围的限制。

对图 5-28 速度环用计算机进行数字仿真,并按照一定的性能指标去寻找相应的速度环最大谐振频率 $\omega_0 A_{max}$,其结果如图 5-29 所示。

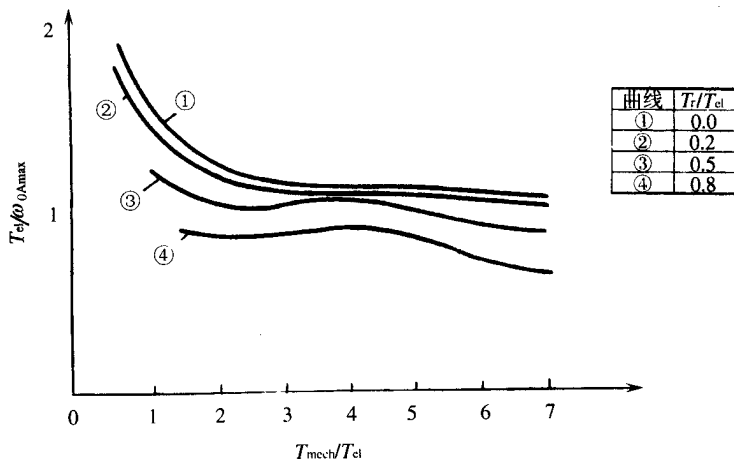


图 5-29 速度环最大谐振频率

从图 5-29 曲线可以看出,当 T_{mech}/T_{el} 比值较高时,速度环的最大谐振频率 $\omega_0 A_{max}$ 变化不大,此时 $\omega_0 A_{max}$ 主要取决于电流转换器的极限电流;当 T_{mech}/T_{el} 比值很低时,则这个比值本身就决定了驱动装置谐振频率的极限。

图中曲线②、③、④表明了随延时间 T_c 的增大,系统 $\omega_0 A_{max}$ 将降低。

第六节 机械传动部件的设计

一、概述

一台机床所具有的加工精度、工件表面粗糙度和生产率取决于电气驱动部件和机械传动部件的优良设计。机械传动部件的设计好坏对进给伺服系统的伺服性能影响很大。此外,还要求伺服电机速度环的动特性与机械部分动特性相协调。借助于调节技术可以帮助这两部分实现良好的匹配。

常常由于在设计阶段机械传动部件没有得到足够的重视,或者是机械部件结构及尺寸不合适,或者是制造精度不够,结果使位置调节增加了难度。

为使数控机床加工的轨迹误差小,并尽量减少切削加工对机械传动部件的影响,以及为了尽可能达到一个线性的传递性能,机械传动部件应当满足 5.1.2 节中所提出的要求。

根据数控机床进给伺服系统的三种控制形式(开环、半闭环和闭环),在具体设计之前,首先应根据对机床的性能要求选择适当的控制形式。

一般的选择原则为:精度要求高时(定位误差 $\leq 0.001\text{mm}$),应采用闭环控制方式,因为各种影响定位精度的因素都可以得到补偿。而开环、半闭环存在着影响定位精度的各种因素,尤其是在频繁定位时。例如行程为 $2\text{m} \sim 6\text{m}$ 的机床,由于丝杠的热变形,有时引起的误差竟高达 $50\mu\text{m} \sim 200\mu\text{m}$,与此同时,还必须考虑到稳定性、成本及机床规格大小等其他因素。如大型龙门数控铣床,由于很难提高传动链的刚度和固有频率,所以为保证系统工作,有时就不得不牺牲精度而采用半闭环或开环形式。

对于闭环进给伺服系统,其设计计算主要是稳定性问题。对于开环、半闭环进给伺服系统,其设计计算主要是定位精度问题。

本节将讨论机床数字调节对系统动态参数(如谐振频率、刚度、惯量、阻尼以及非线性)的要求,介绍数控机床一些新型的典型结构并给出一些实用的设计计算方法。

1. 闭环伺服进给系统的设计计算步骤

1) 选择伺服马达类型

闭环和半闭环伺服进给系统的驱动元件,目前主要是直流伺服电动机、交流伺服电动机及电液伺服马达。选择时可参阅有关手册中介绍的电机性能参数。

北京数控设备厂生产的 *FANUC - BESK* 脉宽调速直流电机属永磁型多极电机,其特点是:定子磁极是高性能铁氧体,能承受高的峰值电流,加减速性能好,转子惯量 J_m 大,热容量大,过载能力强,低速高转矩,可与进给机构直接联接,调速范围可达到 $1:10000$, D $0.1\text{r}/\text{min}$ 低速下仍能平滑运转,电刷换向性能好,可靠性高,绝缘性好(185°C),寿命长;可装配各种反馈元件。表 5-4 给出了 *FANUC - BESK* 脉宽调速直流伺服电机的性能参数。

表 5-4 直流伺服电机的性能参数

项 目		型 号					
		B4	B8	B11	FB15	FB25	
输出功率/ kW		0.4	0.8	1.1	1.4	2.5	
额定转矩/ $N \cdot m$		2.7	5.4	11.8	17.6	34.3	
最大转矩/ $N \cdot m$		23	47	94	154	309	
最高转速/ $r \cdot m^{-1}$		2000	2000	1500	1500	1000	
转子惯量/ $kg \cdot m^2$		0.022	0.0044	0.015	0.019	0.032	
机械时间常数/ ms		20	13	19	15.2	8.5	
热时间常数/ min		50	60	65	70	80	
静摩擦转矩/ $N \cdot m$		0.27	0.27	0.4	0.86	1.73	
最大理论加速度/ $r \cdot s^{-2}$		9000	9800	7538	8100	9700	
反电数常数	$/V/1000r \cdot min^{-1}$	25.3	51	43	60	120	
	$/V \cdot s \cdot rad^{-1}$	0.24	0.49	0.41	0.57	1.15	
转矩常数/ $N \cdot m \cdot A^{-1}$		0.242	0.487	0.411	0.57	1.15	
电枢直流电阻	没有电刷 包括电刷	R_a/Ω	0.33	0.5	0.12	0.16	0.25
		R_m/Ω	0.54	0.7	0.22	0.26	0.35
电枢电感/ H		0.0016	0.0027	0.00085	0.0009	0.0016	
电气时间常数/ s		0.0032	0.0038	0.00385	0.0035	0.0046	
粘性阻尼系数	$F_0/N \cdot m \cdot min \cdot r^{-1}$	0.012	0.036	0.08	0.131	0.396	
	$F_0/N \cdot m \cdot s \cdot rad^{-1}$	0.112	0.343	0.76	1.25	3.78	
额定电流/ A		12	12	31	31	30	
去磁前最大允许电流 I_m/A		100	100	250	300	300	
最高电枢温升/ $^{\circ}C$		160	160	160	155	155	
质量/ kg		12	17	27	30	47	

所选择的伺服电机,应满足下列条件:

- ①在所有的进给速度范围内(包括快速移动),空载进给力矩应小于电动机额定转矩;
- ②最大切削力矩小于电动机额定转矩;
- ③加、减速时间应符合所希望的时间常数;
- ④快速进给频繁度在希望值以内。

为选取满足上述条件的电动机,需要进行负载扭矩计算、惯量匹配计算和加减速扭矩

计算。

(1) 负载扭矩计算 负载扭矩是由于驱动系统的摩擦力和切削力所引起,可用下式表示:

$$2\pi M = FL \quad (5-88)$$

式中 M ——电动机轴转矩;

F ——使机械部件沿直线方向移动所需力;

L ——电动机转一圈($2\pi rad$)时机械移动距离。

$2\pi M$ 是电动机以扭矩 M 转一圈时电动机所做的功,而 FL 是以 F 为机械移动 L 距离时所做的机械功。

图 5-30 所示为伺服进给驱动系统的一例。

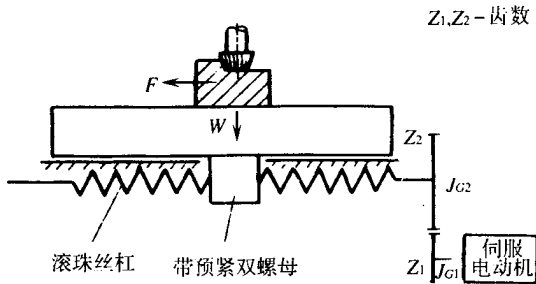


图 5-30 伺服进给驱动系统

在实际机床上,由于存在传动效率和摩擦系数因素,滚珠丝杠克服外部载荷 P 做等速运动所需力矩,应按下式计算:

$$M_1 = \left(K \frac{F_{a0} h_{sp}}{2\pi} + \frac{Ph_{sp}}{2\pi\eta_1} + M_B \right) \frac{z_1}{z_2} \quad (5-89)$$

式中 M_1 ——等速运动时的驱动力矩($N \cdot mm$);

$K \frac{F_{a0} h_{sp}}{2\pi}$ ——双螺母滚珠丝杠的预紧力矩($N \cdot mm$);

F_{a0} ——预紧力(N),通常预紧力取最大轴向工作载荷 F_{max} 的 $1/3$,即 $F_{a0} = \frac{1}{3} F_{max}$

难于计算时,可采用 $F_{a0} = (0.1 \sim 0.2) G_a (N)$;

C_a ——滚珠丝杠副的额定载载荷,在产品样本中可查到;

h_{sp} ——丝杠导程(mm);

K ——滚珠丝杠预紧力矩系数,取 $0.1 \sim 0.2$;

P ——加在丝杠轴向的外部载荷(N), $P = F + \mu W$;

F ——作用于丝杠轴向的切削力(N);

W ——法向载荷(N), $W = W_1 + P_1$;

W_1 ——移动部件重力(N),包括最大承载重力;

P_1 ——有夹板夹持时(如主轴箱)的夹板夹持力;

μ ——导轨摩擦系数 粘贴聚四氟乙烯板的滑动导轨副 $\mu = 0.09$,有润滑条件时 $\mu = 0.03 \sim 0.05$,直线滚动导轨 $\mu = 0.003 \sim 0.004$;

η_1 ——滚珠丝杠的效率 取 $0.90 \sim 0.95$;

M_B ——支承轴承的摩擦力矩 亦叫启动力矩($N \cdot m$) ,可以从滚珠丝杠专用轴承样本中查到 ,见表 2 - (这里要注意 ,双支承轴承有 M_B 之和的问题) ;

z_1 ——齿轮 1 的齿数 ;

z_2 ——齿轮 2 的齿数。

最后按满足下式的条件选伺服电动机 :

$$M_1 \leq M_S$$

式中 M_S ——伺服电动机的额定转矩 ,见表 5 - 4。

(2)惯量匹配计算 为使伺服进给系统的进给执行部件具有快速响应能力 ,必须选用加速能力大的电动机 ,亦即能够快速响应的电机(如采用大惯量伺服电机) ,但又不能盲目追求大惯量 ,否则由于不能充分发挥其加速能力 ,会不经济的。因此必须使电机惯量与进给负载惯量有个合理的匹配。

通常在电动机惯量 J_M 与负载惯量 J_L (折算至电动机轴) 或总惯量 J_r 之间 ,推荐下列匹配关系 :

$$\frac{1}{4} \leq \frac{J_L}{J_M} \leq 1 \quad (5-90)$$

或
$$0.5 \leq \frac{J_M}{J_r} \leq 0.8 \quad (5-91)$$

或
$$0.2 \leq \frac{J_L}{J_r} \leq 0.5 \quad (5-92)$$

电动机的转子惯量 J_M ,可从产品样本中查到 ,见表 5 - 4。

下面介绍负载惯量计算方法 :

①回转体的惯量 滚珠丝杠、联轴节、齿轮、齿形皮带轮等 ,均属于回转体。如图 5 - 31 所示 ,回转体惯量公式如下 :

$$J = \frac{\pi \gamma}{32 \times g} D^4 L \quad (kg \cdot m^2) \quad (5-93)$$

式中 γ ——回转体材料的密度($kg \cdot m^2$) ;

D ——回转体直径(cm)

L ——回转体长度(cm) ;

g ——重力加速度 $g = 980 cm/s^2$ 。

有台阶的回转体 ,可按每个台阶分别计算后相加 ,亦即把式(5 - 93)写成下式 :

$$J = \frac{\pi \gamma}{32g} (D_1^4 L_1 + D_2^4 L_2 + \dots + D_n^4 L_n) \quad (5-94)$$

②直线运动物体的惯量

$$J = \frac{W}{g} \left(\frac{L}{2\pi} \right)^2 \quad (kg \cdot m^2) \quad (5-95)$$

式中 W ——直线运动物体的重力(N);

L ——电动机转一圈时物体移动的距离(cm),若电动机与丝杠直联,则 $L =$ 丝杠导程 h_{sp} 。

③回转中心不在回转体轴心线上时的回转体惯量,如图 5-32 所示。

④减速传动时折算到电机轴上的惯量,齿轮、齿形皮带传动减速时,折算到电机轴上的惯量,如图 5-33 所示,用下式计算:

$$J = J_0 \left(\frac{z_1}{z_2} \right)^2 \quad (5-96)$$

负载惯量计算(参看图 5-30) 根据前述惯量基本公式,折算到电机轴上的负载惯量 J_L 为

$$J_L = J_{G1} + \left(\frac{z_1}{z_2} \right)^2 \left[(J_{G2} + J_S) + \frac{W}{g} \left(\frac{L}{2\pi} \right)^2 \right] \quad (kg \cdot m^2) \quad (5-97)$$

式中 J_{G1} ——齿轮 1 的惯量($kg \cdot m^2$);

J_{G2} ——齿轮 2 的惯量($kg \cdot m^2$);

J_C ——联轴节的惯量($kg \cdot m^2$);

J_S ——滚珠丝杠的惯量($kg \cdot m^2$);

注意 滚珠丝杠直径 D 取丝杠外径。

这样,电机轴上的驱动系统总惯量 J_{gen}

$$J_{gen} = J_L + J_M \quad (kg \cdot m^2); \quad (5-98)$$

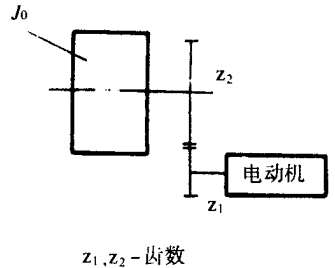
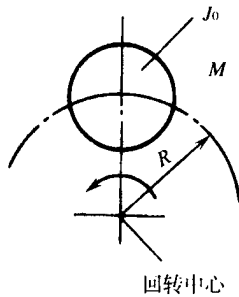
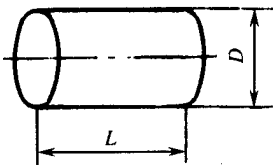


图 5-31 回转体

图 5-52 回转体

图 5-33 减速运动

(3)定位加速时的最大转矩计算 定位加速时的最大转矩 M 按下式计算:

$$M = \frac{2\pi n_m}{60 t_a} (J_M + J_L) + M_L \quad (5-99)$$

式中 n_m ——快速移动的电机转速(r/min);

t_a ——加速、减速时间(s)按 $t_a \approx 3/K_s$ 取 $150 \sim 200ms$;

K_S ——系统的开环增益 通常取 $8_s^{-1} \sim 15_s^{-1}$,加工中心一般取 $K_S = 20_s^{-1}$ 左右 ;

J_M ——电机惯量($kg \cdot m^2$) ,可从样本中查到 ;

J_L ——负载惯量($kg \cdot m^2$) ;

M_L ——负载转矩($N \cdot m$)。

若是 M 小于伺服电机的最大转矩 M_{max} ,则电机能以所取的时间常数进行加速和减速。

(4) 转速可按 5.5.1 节 1 中的公式进行计算。

(5) 热时间常数 电机的热时间常数越大 ,允许超载运行的时间也就越长。大惯量电机的热时间常数可达 $120min$ 左右 ,电机可在自然空气冷却条件下 ,长时间超负载运转 ,通常可在三倍额定转矩条件下工作 $30min$,温升不超过 $150^\circ C$ 。因为它采用了耐高温的绝缘材料 ,绕组允许温升可达 $155^\circ C$ 。

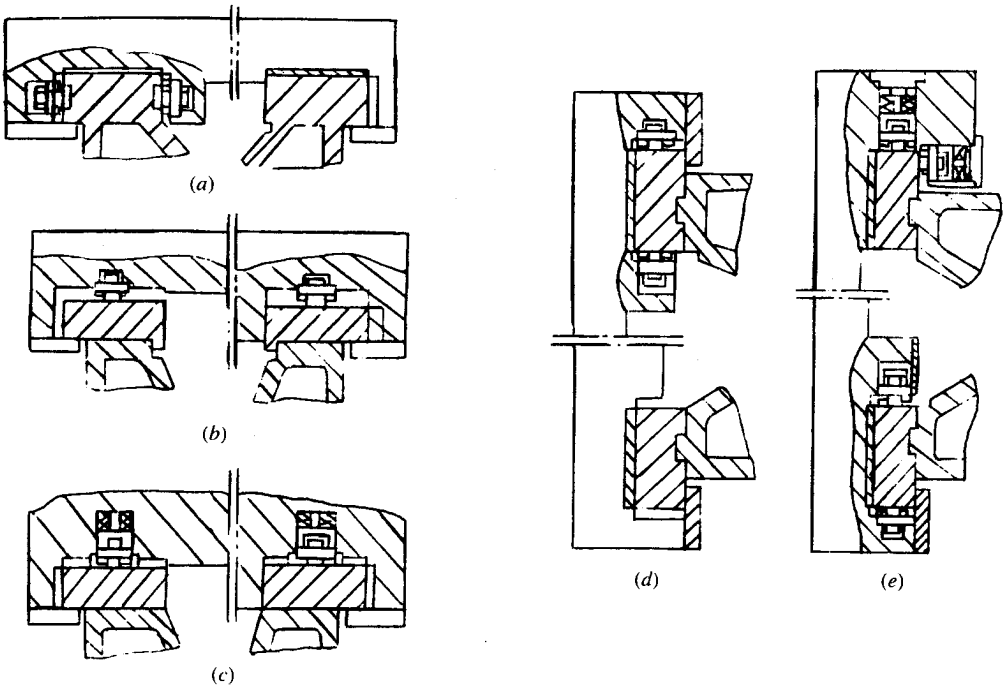


图 5-34 滚动、滑动复合导轨的各种组合类型

交流伺服电机的选择原则与直流伺服电机相同。主要是转矩、转速和转动惯量的选择。

2) 选择导轨种类和确定阻尼比

伺服进给系统中摩擦阻力的大小主要取决于导轨的类型。为尽可能减少摩擦力 ,广泛采用各种类型的减摩导轨。其中考虑到进给伺服系统的稳定性 ,并适当地增加导轨阻尼比 ,常常采用滚动导轨加预载的结构以及采用滚动、滑动复合导轨和静压卸荷导轨等

等。其中滚动、滑动复合导轨同时具有滚动和滑动导轨的优点,即具有较小的摩擦系数、很好的刚性和阻尼特性,故近年来应用日益增多。

根据机床的结构型式和复合导轨的用途,可将滚动和滑动面组合成各种类型(见图 5-34)。图中(a)(d)为主要滑动、侧面滚动的复合导轨(b)为主面滚动、侧面滑动的复合导轨(c)(e)为装有弹性滚动块的复合导轨(c)为水平的滑动导轨面上装置弹性滚动块,以承受部分重力(e)为主导轨的辅助面上装有弹性滚动块,以消除间隙,减小在负载使用下的弹性变形。

各种导轨在进给方向的等价阻尼比 ζ (由实验统计得出)如表 5-5 所示。

表 5-5 导轨阻尼比

导轨种类	等价阻尼比
滑动导轨	0.02 ~ 0.3 (一般 0.15)
静压导轨	0.02
滚动导轨	0.02 ~ 0.05

其中滑动导轨的等价阻尼比 ζ 变化范围很大,从 0.02 ~ 0.3。这不仅与导轨的材质、润滑条件有关,而且也与进给速度的大小有关,如图 5-35 所示。由于导轨的静、动摩擦系数与等价阻尼系数 f 之间没有简单的关系,因此不能从摩擦系数推算出阻尼系数。通常导轨的阻尼性能应通过试验测定,设计时可参考试验数据。

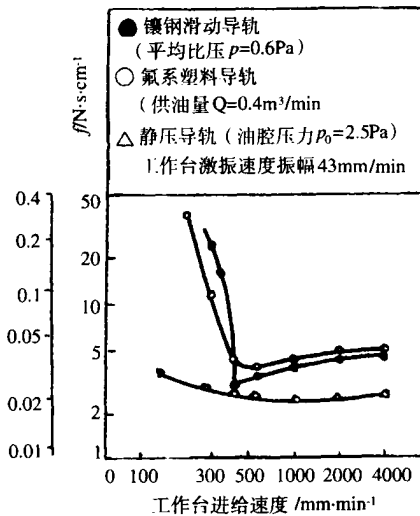


图 5-35 各种导轨等价阻尼比及阻尼系数与进给速度的关系

3) 决定系统增益 K_s 和机械传动链的固有频率 ω_n

根据控制精度及系统稳定性的要求,一般推荐各种类型数控机床进给伺服系统的系

统增益 $K_S = 8_s^{-1} \sim 508_s^{-1}$ 。 K_S 具体取值大小与控制方式、驱动元件种类、工作台质量、导轨阻尼特性有关。对于点位直线控制方式, $K_S = 8_s^{-1} \sim 15_s^{-1}$ 已足够, 常取 $K_S = 25_s^{-1}$ 左右。用液压马达驱动时, 根据实际经验, 在工作台重力为 5000N ~ 7000N 时, $K_S = 10_s^{-1} \sim 21_s^{-1}$ 较易调整。

速度控制环的开环增益, 按式 $K_{V0} = K_a K_M K_f$, 一般取 $K_{V0} = (2 \sim 4) K_S$ 。

由系统增益 K_S 和导轨阻尼比 ζ 初步确定为满足系统稳定性要求所需机械传动链的固有频率 ω_n , 一取 $\omega_n > K_S/2\zeta$, 可参考表 5-6。

表 5-6 闭环进给伺服系统各组成环节的固有频率

伺服驱动方式		系统开环增益 $/s^{-1}$	截止频率 $/rad \cdot s^{-1}$	速度环交界频率 $/rad \cdot s^{-1}$	最低机械频率 $/rad \cdot s^{-1}$	其他机械频率 $/rad \cdot s^{-1}$
直流伺服电机	单相半波整流	17	17	70 ~ 100	500	900
	三相全波整流	17	17	60 ~ 100	300	600
油缸或油马达		42	42	100 ~ 125	液压部件 300 机械部件 600	1200

注: 本表数值由美国通用电气公司推荐。

4) 设计机械传动装置并校验

按机械传动链固有频率的要求, 参考现有机构进行机械传动装置的设计。

(1) 选择执行机构 参考表 5-7 及图 5-36。

表 5-7 根据行程选择执行机构

L	执行机构
$L < (2 \sim 3)m$	丝杠螺母传动(丝杠旋转、螺母转动)
$(2 \sim 3)m < L < 5m$	丝杠螺母传动(丝杠固定、螺母旋转、移动)
$L > 5m$	齿轮齿条或蜗杆齿条传动

(2) 确定丝杠直径或小齿轮直径 丝杠直径 d 主要取决于所需机械传动链的固有频率 ω_n 工作台重力(包括载重) W 、工作台行程 L 。对于两端斜向支承的滚珠丝杠传动, 假如机械传动综合刚度 K_0 按丝杠拉压刚度 K_{S1} 的 1/3 估算, 并且认为工作台行程 L 即丝杠支承距离, 则可按下列公式确定丝杠直径 d (见图 5-37)。

$$\omega_n^2 = K_0 g \leq \frac{\pi E g}{3L} d^2$$

即

$$d \geq 0.7 \times 10^{-4} \sqrt{\omega_n^2 W L} \quad (5-100)$$

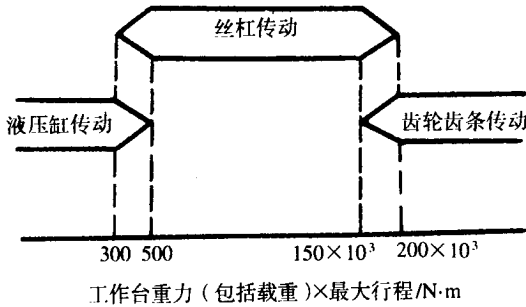


图 5-36 执行机构的选择

式中 ω_n ——所需机械传动链固有频率 (rad/s) ;

W ——工作台重力, 包括承载重力 (N) ;

L ——丝杠长度 (mm) .

齿轮齿条传动中的小齿轮直径由最小齿数及模数的要求确定, 在保证强度要求的情况下应尽量小。

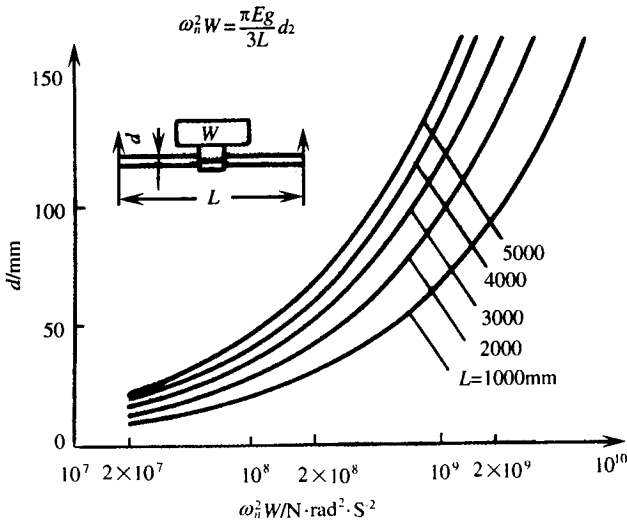


图 5-37 丝杠直径的估算

(3) 计算降速比 丝杠传动时, 可按表 5-8 中公式或优化设计的准则综合确定丝杠螺距及降速比。齿轮传动时亦按表 5-8 中公式计算总降速比 i 。并建议选择多种方案以期进行比较。齿轮啮合对数及各级速比按图 5-38、图 5-39 确定。

表 5-8 降速比的确定

	丝杠传动	齿轮齿条传动
开环总速比	$i = \frac{\varphi h_{sp}}{360\Delta}$ <p>φ——马达步距角(°/脉冲) h_{sp}——丝杠螺距(mm) Δ——脉冲当量(mm/脉冲)</p>	$i = \frac{\varphi z t}{360\Delta}$ <p>φ——马达步距角(°/脉冲) z——齿轮齿数 Δ——脉冲当量(mm/脉冲) t——齿轮节距 $t = \pi m$①(mm)</p>
	验算 折算到马达轴上的负载惯量小于脉冲允许的负载惯量	
闭环总速比	$i = \frac{n_{max} h_{sp}}{v_{max}}$ <p>n_{max}——马达额定转速(r/min) v_{max}——工作台最大进给速度(mm/min) h_{sp}②——丝杠螺距(mm)</p>	$i = \frac{n_{max} t z}{v_{max}}$ <p>z——齿轮齿数 n_{max}——马达额定转速(r/min) v_{max}——工作台最大进给速度(mm/min) $t = \pi m$——齿轮节距(mm)</p>
	验算 工作台所能达到的加速度大于系统要求的加速度③ 并满足要求的惯量匹配关系	
仅考虑惯量匹配时两级传动的最佳速比	$i_2 \approx \frac{i^2}{\sqrt{2}}$	

注 ①可通过采用非标准模数或修正 β 角的办法使节距 t 为整数。

②丝杠螺距 h_{sp} 为任选, 但根据优化设计的经验, 应尽量选大丝。

③反向时系统要求的加速度大 $a_{max} = \frac{v_{max}}{30T}$ (mm/s²)

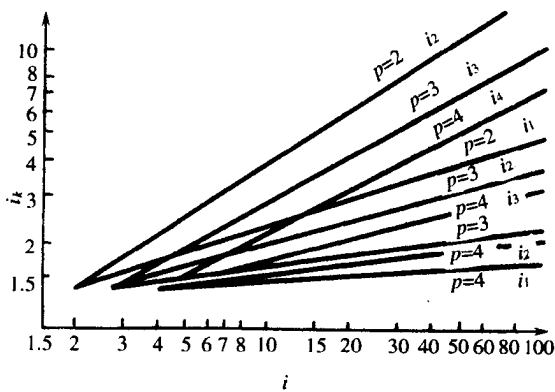


图 5-38 不同啮合对数时的最佳降速比

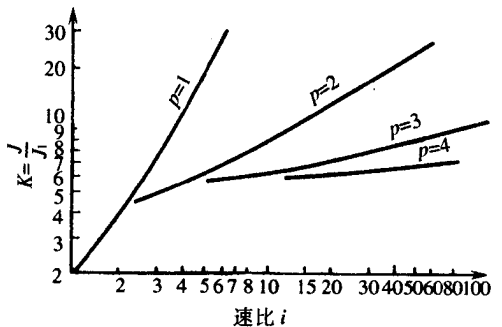


图 5-39 选择啮合对数的曲线

(4) 结构设计及校验计算

①根据结构图计算机械传动装置折算到马达轴上的转动惯量,检验其是否符合要求的惯量匹配关系。

②计算机械传动系统的综合刚度 K_0 、固有频率 ω_n 。液压驱动时还要计算液压系统的固有频率 ω_n ,并检验其是否满足系统稳定性要求。

③在给定切削速度及最小加工圆弧半径的情况下,按下式计算由跟踪误差 δ_v 引起的轮廓控制误差 ϵ

$$\epsilon \approx \frac{\delta_v^2}{2(R+r)} = \frac{v^2}{2(R+r)K_0^2} \quad (\text{mm}) \quad (5-101)$$

式中 R ——加工圆的半径(mm);

r ——刀具半径(mm);

v ——切线速度(mm/s);

K_0 ——系统开环增益($1/\text{s}$),

并检验其是否满足工艺要求。

上述任何一项不符合要求时,应修改设计,直至全部符合要求。

2. 开环伺服进给系统的设计计算步骤

(1)根据机床加工精度要求决定脉冲当量,一般为 $0.005\text{mm}/\text{脉冲}$ 或 $0.01\text{mm}/\text{脉冲}$ 。初选步进电机或电液脉冲马达步距角。

(2)计算降速比。由于步进电机或电液脉冲马达的工作特点是一个脉冲走一步,每一步都有一个加速过程,因而对负载惯量很敏感。为满足负载惯量尽可能小的要求,同时也要满足要求的脉冲当量,常采用齿轮降速传动。降速比可按表 5-8 计算。

(3)根据结构草图计算机械传动装置及负载折算到马达轴上的转动惯量 J_L ,并计算马达力矩,再按步距角、马达力矩、允许的负载惯量等项要求选取合适规格的步进电机或电液脉冲马达。

由于电液脉冲马达中的液压扭矩放大器也是一液压随动系统,因而为保证其稳定工作,则要求折算到马达轴上的负载惯量一定不得超过马达允许的负载惯量。

(4)计算传动装置的综合拉压刚度 $K_{0\min}$ 和 $K_{0\max}$ 。

(5)由综合拉压刚度 $K_{0\min}$ 计算反向死区:

$$\Delta = 2F_0/K_{0\min}$$

式中 F_0 ——进给导轨的静摩擦力。

(6)计算由于传动刚度的变化引起的定位误差 δ_K ,应使

$$\delta_K = F_0 \left(\frac{1}{K_{0\min}} - \frac{1}{K_{0\max}} \right) < \left(\frac{1}{3} \sim \frac{1}{5} \right) \delta \quad (5-102)$$

式中 δ ——机床要求的定位精度。

(7)计算机械传动装置的固有频率 ω_n ,并检验其是否符合推荐数据或下式要求:

$$\Delta = \frac{2F_0}{K_0} = \frac{2\mu_0 g}{\omega_n^2} \times 10^4 \quad (\mu m) \quad (5-103)$$

式中 Δ ——死区误差(μm);

μ_0 ——导轨的静摩擦系数;

g ——重力加速度 $g = 980 \text{ cm/s}^2$;

ω_n ——机械传动装置固有频率(rad/s)。

目前高精度的小型数控机床 死区误差控制到 $5\mu m$ 或更小,较高精度的中小型数控机床约在 $12.5\mu m \sim 25\mu m$ 之间;而中等精度的大型点位控制的数控机床约为 $125\mu m$ 左右。

二、谐振频率

机械传动部件是一个多自由度系统,它的特性可用许多个相互耦合的单质点振荡器来模拟。每个振荡器都是一个二阶系统,即一个质量—弹簧—阻尼系统,其谐振频率为

$$\omega_{0\text{mech}} = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (5-104)$$

式中 K ——弹性系数;

m ——质量。

机械传动部件中的联轴节、减速器、丝杠螺母副、支架、工作台等都可能是一个二阶振荡环节,因此,它可能有多个谐振点,但是对运行中的机床所做的测量表明,机械传动部件可以近似地按一个二阶系统处理。也就是说机械传动部件诸多谐振频率中,有一个主导谐振频率就是它的最低频率。例如对一个丝杠螺母驱动装置来说,其谐振频率一般由丝杠—螺母—工作台来确定;对齿轮轮驱动装置来说,则由齿轮连同所移动的物体来确定。

为减少机械传动部件扭矩反馈效应对伺服电机动态性能的影响,机械部件的谐振频率 $\omega_{0\text{mech}}$ 必须大于电气驱动部件的谐振频率 ω_{0A} 。

根据对伺服进给系统的广泛研究和实践,表 5-9 给出各种谐振频率之间的相互关系。

表 5-9 中的电气驱动部件定位于位置环之内的速度调节环,它的谐振频率至少要比位置环谐振频率高一倍。机械传动部件的第一(最低)谐振频率应比速度环谐振频率高一倍。

表 5-9 伺服进给系统各谐振频率相互关系的最低要求

位置调节环的谐振频率	ω_{0P}	(40 ~ 120) rad/s
电气驱动部件(速度环)的谐振频率	ω_{0A}	(2 ~ 3) ω_{0P}
机械传动部件第一谐振频率	$\omega_{0\text{mech}_1}$	(2 ~ 3) ω_{0A}
机械传动部件其他谐振频率	$\omega_{0\text{mech}_n}$	(2 ~ 3) $\omega_{0\text{mech}}$

三、转动惯量

机械传动零部件中做旋转运动的物体的转动惯量对整个进给驱动系统的动态特性影响很大。机械传动部件的转动惯量的不仅决定了其本身的谐振频率,而且影响到电气驱动部件的谐振频率和动态特性。

1. 转动惯量对电气驱动部件的影响

一个好的位置调节系统,要求其进给伺服系统的谐振频率高。由式(5-29)知,电气驱动部件的谐振频率 ω_{0A} 依赖于所有运动质量折算到电机轴上的总转动惯量 J_{gen} ,它们的关系如下式所示:

$$\omega_{0A} \propto \sqrt{\frac{1}{J_{gen}}} \quad (5-105)$$

式中 \propto 是正比符号。

对于电气驱动部件的阻尼比 ζ_A ,则有

$$\zeta_A \propto \sqrt{J_{gen}} \quad (5-106)$$

由于电机轴上总转动惯量含有机械传动部件这个外负载转动惯量 J_{ext} ,所以上两式说明,通过附加的转动惯量使电气驱动部件的谐振频率降低而阻尼增加。图5-40给出机械传动部件转动惯量 J_{ext} 对电气驱动部件谐振频率的影响曲线(小惯量电机)。图中 f_{0A}^* 为没有外负载的谐振频率, f_{0A} 为带有外负载的谐振频率; J_{ext} 为归算到电机轴上的外负载转动惯量; J_M 为电机转动惯量。

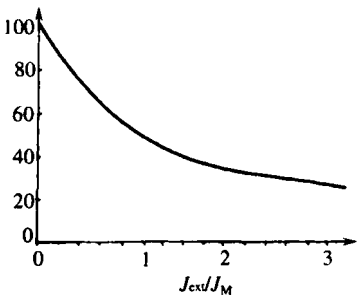


图5-40 外负载对谐振频率的影响

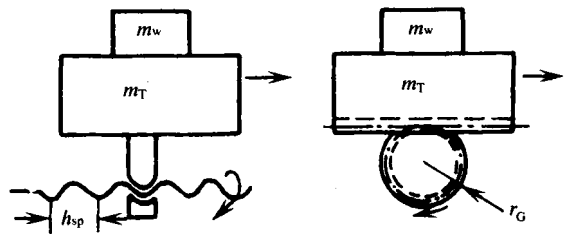


图5-41 直线运动的物体

2. 转动惯量的计算

(1)圆柱体 圆柱体对纵轴的转动惯量可根据式(5-93)计算出,有台阶的回转体的转动惯量可按式(5-94)计算出,回转中心不在回转体轴心线上的转动惯量可按式(5-96)计算出。

(2)直线运动物体 直线运动的物体(图5-41)应将其惯量折算成旋转物体的转动

惯量。

对于图 5-41 左边的丝杠驱动装置,设工作台质量为 m_T ,工件质量为 m_W ,丝杠导程为 h_{sp} ,直线运动惯量折算到丝杠上转动惯量为 J_{T+W} ,根据能量守恒定律,则有

$$\frac{1}{2}(m_W + m_T)v^2 = \frac{1}{2}J_{T+W}\omega^2$$

设在 Δt 时间里,丝杠转了一圈,则上式成为

$$\frac{1}{2}(m_W + m_T)\left(\frac{h_{sp}}{\Delta t}\right)^2 = \frac{1}{2}J_{T+W}\left(\frac{2\pi}{\Delta t}\right)^2 \quad (5-107)$$

对于图 5-41 右边的齿轮齿条传动装置,根据转动惯量的定义可直接得到折算到小齿轮上的转动惯量 J_{T+W} 为

$$J_{T+W} = (m_W + m_T)r_G \quad (5-108)$$

式中 r_G ——小齿轮节圆半径。

(3) 齿轮传动 对图 5-42 所示的齿轮传动,根据能量守恒定律

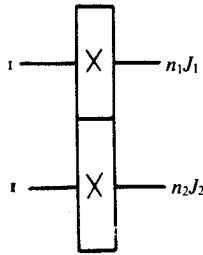


图 5-42 齿轮传动

$$\frac{1}{2}J_1 n_1^2 = \frac{1}{2}J_2 n_2^2$$

故

$$J_1 = i^2 J_2 \quad (5-109)$$

式中 J_1 ——折算到转速为 n_1 的轴 I 上的转动惯量;

J_2 ——折算到转速为 n_2 的轴 II 上的转动惯量;

i ——齿轮速比 n_2/n_1 。

式(5-109)可扩到多级齿轮传动。由式(5-109)可知,通过减速传动,丝杠上的转动惯量折算到电机轴上将按 i^2 成比例减少。应当注意,对于齿轮传动,两轴上的转速和转矩分别按 i 和 $1/i$ 成比例改变。

(4) 电机轴上的外负载惯量 计算电气驱动部件特性时要知道外负载折算到电机轴上的转动惯量,根据上面分析可知其计算公式如下:

$$J_{ext} = i_G^2 (J_C + J_{SP} + J_{T+W} + J_G) \quad (5-110)$$

式中 J_C ——丝杠上联轴节转动惯量;

J_{SP} ——丝杠转动惯量;

J_{T+W} ——工作台和工件折算到丝杠上的转动惯量;

J_C ——齿轮减速机构的转动惯量；

i_C ——齿轮减速器传动比。

这意味着在减速器以后的传动件,其转动惯量对电机的影响随减速比的平方而减少。对于减速机构本身,由于其不受减速比的影响,则应注意尽量减少其转动惯量。如果电机与丝杠直接相联,则应尽量减少联轴节与丝杠的转动惯量。在齿轮齿条传动中,小齿轮的直径对转动惯量影响很大,应尽量取小些。

四、刚度

机械传动部件的谐振频率取决于它的质量。即

$$f_{0mech} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (5-111)$$

式中 f_{0mech} ——谐振频率(Hz)

$$\text{故} \quad K = 4\pi^2 m f_{0mech}^2 \quad (5-112)$$

对产 5-41 所示的丝杠工作台及工件系统,它的总刚度将是

$$K_{gen} = 3.95 \times 10^{-5} \times (m_T + m_W) f_{0mech}^2 \quad (5-113)$$

式中 K_{gen} ——系统总刚度(N/ μm)；

m_T ——工件台质量(kg)；

m_W ——工件质量(kg)；

f_{0mech} ——机械传动部件谐振频率(Hz)。

按表 5-9 要求,以 $\omega_{OP} = 80_s^{-1}$ 计, f_{0mech} 至少应大于 60Hz。当质量为 1000kg 时,系统总刚度必须大于 100N/ μm 。

机械传动部件的刚度除了影响谐振频率以外,还对系统稳定性和伺服精度产生影响。提高系统刚度有利于系统的伺服性能。

进给丝杠传动系统的总刚度 K_{gen} 取决于丝杠的支承条件和轴承是否进行预紧。对丝杠一端固定且轴承预紧时,其进给丝杠传动系统的总刚度 K_{gen} 用下式求得：

$$\frac{1}{K_{gen}} = \frac{1}{K_{S1min}} + \frac{1}{K_C} + \frac{1}{K_B} + \frac{1}{K_{BR}} + \frac{1}{K_{NR}} + \frac{1}{K_{S2}} \quad (5-114)$$

式中 K_{S1min} ——丝杠轴拉压刚度；

K_C ——丝杠一双螺母副的轴向接触刚度,由样本查得；

K_B ——轴承的轴向接触刚度；

K_{BR} ——轴承座的刚度；

K_{NR} ——螺母座的刚度；

K_{S2} ——丝杠轴扭转刚度折算到工作台的直线刚度。

一般来说, K_{BR} 和 K_{NR} 比较难计算,因此在设计时应尽量使这两项刚度足够大。而对

于 K_{S1min} 、 K_C 和 K_B ,则应尽量使这三项刚度所占比例大体相等。因为这三个环节是串联而成,忽视哪一个环节或只求哪一个环节的高刚度,都不能达到预期目标。

下面分别介绍上述各项刚度的计算方法。

(1) 丝杠轴拉压刚度 K_{S1min} ,当丝杠一端轴向固定,另一端轴向自由时

$$K_{S1min} = 9.807 \times \frac{\pi d_r^2 E}{4L_1} \quad (\text{N}/\mu\text{m}) \quad (5-115)$$

当丝杠两端均为轴向固定时

$$K_{S1min} = 9.807 \times \frac{\pi d_r^2 E}{L_1} \quad (\text{N}/\mu\text{m}) \quad (5-116)$$

式中 d_r ——丝杠底径 (cm) ;

L_1 ——从轴向固定点到滚珠螺母中央的距离 (cm) ;

E ——弹性模量, $E = 2.1 \times 10^5 \text{ MPa}$ 。

(2) 丝杠—双螺母副的轴向接触刚度 K_C , K_{C1} 主要是指螺旋槽与钢球之间的接触刚度。可由产品样本中查到。

产品样本上的接触刚度值是以额定动载荷 C_a 的 10% 作为预加载荷时的接触刚度。如果预加载荷 F_{a0} 值不是 $0.1C_a$,那么 K_C 应按 K_{C1} 确定 :

$$K_{C1} = K_C \left(\frac{F_{a0}}{0.1C_a} \right)^{1/3} \quad (5-117)$$

式中 K_C ——由样本查到的接触刚度 ;

F_{a0} ——预加载荷 ;

C_a ——额定动载荷,样本中可查到。

考虑到螺母本体的影响因素,实际刚度一般取计算刚度(或查表刚度)值的 80%。

(3) 支承滚珠丝杠的轴承的轴向接触刚度 K_B ,支承滚珠丝杠的轴承,应选用的刚性比较高的专用角接触球轴承,其接触角为 60° 。这种轴承的轴接触刚度,可从样本资料中查到。

当丝杠有预拉伸时,其接触刚度提高一倍。

(4) 轴承座刚度 K_{BR} 与螺母座刚度 K_{NR} ,轴承座刚度与螺母座刚度,常常是滚珠丝杠副系统中刚度的薄弱环节。但其刚度值却由于牵涉的因素多,很难进行精确计算。牵涉的因素包括支承座、中间套筒、螺钉等零件本身的刚度以及这些零件相互之间的接触刚度和支承座与基体之间的接触刚度等。因此,一般根据进给伺服系统精度要求,在结构上采取改变支承方式和提高轴承刚度等措施,尽量增强刚度。

(5) 丝杠扭转刚度 K_{S2}

$$K_{S2} = 9.807 \times \frac{\pi d_r^4 G}{32L_2} \quad (5-118)$$

式中 L_2 ——扭矩作用点之间的距离 (cm) ,对加工中心丝杠来说,是指从丝杠端部装联轴节处到螺母中央之间的距离,且螺母处于全行程中离联轴节最远处时的距离 ;

G ——切变模量 $G = 8.1 \times 10^4 MPa$ 。

折合到工作台上的直线刚度 $K'_{S2} = K_2 \left(\frac{2\pi}{h_{sp}} \right)^2$ 。

对细长丝杠来说,扭转刚度是不可忽视的因素。因为扭矩引起的扭转变形,会使轴向移动量产生滞后。

扭矩引起的丝杠扭转变形量,按下式计算:

$$\theta = \frac{32ML_2}{\pi d_r^4 G} \times \frac{360}{2\pi} = 7.21 \times 10^{-2} \frac{ML_2}{d_r^4} \quad (5-119)$$

式中 θ ——扭转角(度);

M ——扭矩($N \cdot mm$)。

扭转变形 θ 引起的轴向移动滞后量 Δ 为

$$\Delta = h_{sp} \times \frac{\theta}{360} \quad (mm) \quad (5-120)$$

例如,轴径 $40mm$, 导程 $h_{sp} = 10mm$, $L_2 = 1000mm$, 作用扭矩 $M = 500N \cdot mm$ 时,求轴向移动滞后量。

由样本查得 $d_r = 34.44mm$ 。

$$\theta = 7.21 \times 10^{-2} \times \frac{500 \times 1000}{34.44} = 0.026^\circ$$

$$\Delta = 10 \times \frac{0.026}{360} \times 10^3 = 0.7\mu m$$

在计算系统刚度时,常常需要将工作台刚度和各传动轴刚度折算到某根传动轴上。对于图 5-50 所示的丝杠螺母传动,根据能量守恒定律,工作台弹性变形的势能若能折算到丝杠上应等于丝杠扭转变形的势能,设丝杠扭转变形 2π 弧度,则相当于工作台弹性变形 h_{sp} 导程长度,即

$$\frac{1}{2} K_{sp} (2\pi)^2 = \frac{1}{2} (h_{sp})^2$$

故

$$K_{sp} = K_T \left(\frac{h_{sp}}{2\pi} \right)^2 \quad (5-121)$$

式中 K_{sp} ——折算到丝杠上的刚度;

K_T ——工作台的刚度;

h_{sp} ——丝杠导程。

同样,根据能量守恒定律,可以算出齿轮传动刚度,折算方法为

$$K_I \quad (5-122)$$

式中 K_I ——折算到轴 I 上的刚度(见图 5-42);

K_2 ——折算到轴 II 上的刚度;

i ——齿轮速比 n_2/n_1 。

若考虑挠性联轴节的扭转刚度,亦可将其折合到执行部件的直线刚度。

五、阻尼比

机械传动部件可能在进给运动或加工过程中产生振荡。

对于进给运动引起的振荡,有下面的规律:当 $f_{0mech} \approx 2f_{0A}$ 时,对机械传动部件的阻尼比没有特别的要求,如果 $f_{0mech} > 2f_{0A}$,则机械阻尼比 ζ_{mech} 必须有一个确定的值,此时 ζ_{mech} 取决于速度环阻尼比 ζ_A 。

加工过程中的交变切削力可能引起工作台的振动(颤振)。这些振动可能使滑动导轨的润滑油膜破裂。为使这些不希望的颤振减到最小,机械传动部件要求有很好的阻尼。对于二阶振荡系统,由 5.3.4 节知,机械传动部件的阻尼比

$$\zeta_{mech} = \frac{f_v}{2\sqrt{mK}} \quad (5-123)$$

式中 f_v ——与速度成正比的粘性阻尼系数;

K ——刚度;

m ——质量。

因此,阻尼的主要部分应该由工作台导轨内与速度成正比的摩擦阻力所产生。

对阻尼的要求往往是矛盾的:

(1)根据 5.3.5 节对定位精度的分析,要求摩擦力尽量小。

(2)为了衰减振动和防止颤振,要求与速度成正比的摩擦力尽量大。

若通过增大摩擦力(如压紧导轨镶条)来提高阻尼比,则与速度成正比的摩擦力虽然增加了,但是干摩擦力和回程误差也增大了。因此,上述两个要求难以同时满足。根据经验,合适的阻尼比应选为 $0.1 \leq \zeta_{mech} \leq 0.2$ 。

当惯量和刚性都折算到某一传动轴时,粘性阻尼系数 f_v 也应折算过去。

对于图 5-41 所示的丝杠螺母传动,设工作台直线运动粘性阻尼系数 f_{vT} ,工作台速度为 \dot{x} ,那么工作台克服摩擦力走过距离 x 所做的功为 $f_{vT}\dot{x}x$ 。设粘性阻尼系数折算到丝杠上成为回转运动的粘性阻尼系数 f_S ,根据二者做功不变的原理,应有

$$f_{vT}\dot{x}x = f_S n\dot{\theta}$$

式中 n ——转速;

θ ——转角。

设工作台在 Δt 时间内走过丝杠导程 h_{sp} ,则丝杠应转过 2π 弧度,故有

$$f_{vT} \frac{h_{sp}}{\Delta t} \frac{h_{sp}}{\Delta t} = f_S \frac{2\pi}{\Delta t} 2\pi$$

于是得

$$f_S = f_{vT} \left(\frac{h_{sp}}{2\pi} \right)^2$$

式中 f_S ——折算到丝杠上的粘性阻尼系数；

f_{vT} ——工作台的粘性阻尼系数；

h_{sp} ——丝杠导程。

对于图 5-42 所示齿轮传动 粘性阻尼系数的折算方法 同样根据做功相等的原理得

$$f_{S1} = i^2 f_{S2} \quad (5-125)$$

式中 f_{S1} ——折算到轴 I 上的粘性阻尼系数；

f_{S2} ——折算到轴 II 上的粘性阻尼系数；

i ——齿轮速比 n_2/n_1 。

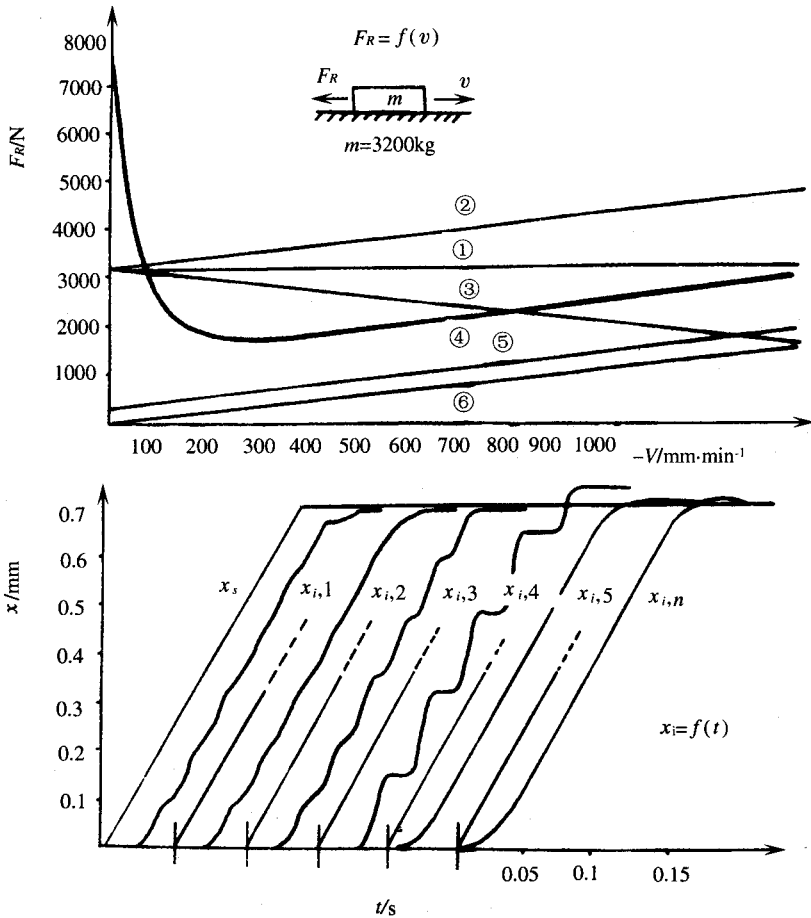


图 5-43 不同导轨结构下的摩擦特性和定位过程

①—与速度无关的恒定摩擦；②—大的静摩擦及与速度成正比例增加的摩擦；

③—大的静摩擦及与速度成比例减少的动摩擦；④—很大的静摩擦，动摩擦力呈现非线性；

⑤—很小的静摩擦及与速度成正比的动摩擦；⑥—只有与速度成正比的摩擦。

六、非线性因素

人们希望机械传动部件尽可能是一个线性系统,但系统难免有非线性因素,它们主要表现在:与速度不成正比的摩擦,零部件之间的间隙。

1. 摩擦

在两个具有相对运动的机床部件之间,总会产生摩擦。根据两个相对运动机械部件的材质、润滑类型、相对运动形式等,可以得到各种不同的摩擦特性。图 5-43(a)中给出了对应于不同导轨结构的六种摩擦特性曲线。①~④是滑动摩擦,⑤是滚动摩擦,⑥是粘性摩擦(静压导轨)。

因 5-43(b)表示对应于这六种摩擦特性曲线的定位性能,是用计算机模拟仿真一个半闭环位置调节系统得到的。机械传动部件摩擦引起的迟滞非线性特性在位置之外。

先看摩擦与速度无关的曲线①,再看曲线②,知曲线②定位性能比曲线①有所改善,这是因为摩擦与速度成正比。曲线③比较差,这是因为摩擦与速度的关系曲线斜率为负。

从曲线④明显地看到定位过程中的爬行现象。这表明起步转矩大而低速摩擦特性曲线斜率又为负时,要精确地实现定位是不可能的。

具有小静摩擦的曲线⑤和无静摩擦的曲线⑥,两者的动态过程差不多,都有点超程。

此外,由于摩擦力和机械传动部件的弹性变形将导致位置误差 Δx_R 。运动反向时,将形成反转误差 $2\Delta x_R$ 。摩擦反转误差 $2\Delta x_R$ 的大小由静摩擦力矩(干摩擦)和弹性系数确定。

根据以上分析,机械传动部件的摩擦特性应当满足下列要求:

- (1)为使轮廓偏差最小以及获得最好的工件表面,最好具有与速度成正比的摩擦力。
- (2)尽可能不要出现负斜率的摩擦特性,以免引起爬行现象,使工作表面粗糙,定位精度低,导轨磨损大。
- (3)为避免摩擦引起的反转误差,与速度无关的(干)摩擦尽可能小。

根据经验,克服摩擦力所需的电动机转矩 $\sum M_R$ 最好处于下述范围:

$$0.2M_{0M} < \sum M_R < 0.3M_{0M} \quad (5-126)$$

式中 M_{0M} ——电动机额定转矩。

2. 间隙

机械传动部件很难保证没有间隙。这些间隙通常出现在下列位置:

- (1)丝杠轴承的轴向间隙;
- (2)丝杠螺母之间的传动间隙;
- (3)联轴节的扭转间隙;
- (4)齿轮传动的侧隙。

间隙导致反转误差增大以及轮廓误差增加。造成间隙反转误差的构件越是靠近工作台,则其对总的反转误差影响越大。

表 5-10 表明间隙形成的反转误差随其位置不同对系统总反转误差的影响。

表 5-10 间隙位置对总反转误差的影响

间隙和摩擦反转误差出现位置	总反转误差增加
在进给丝杠和螺母之间,齿条与小齿轮之间的间隙 S_1	S_1
进给丝杠轴承轴向间隙 S_2	S_2
与进给丝杠联结的齿轮周边侧隙 S_3	$\frac{h_{sp}}{\pi d} S_3$
丝杠螺母传动中电动机与变速机构之间联轴节扭转间隙 a_1	$\frac{h_{sp}}{2\pi i} a_1$
齿轮齿条传动中电动机与变速机构之间联轴节扭转间隙 a_2	$\frac{r_G}{i} a_2$

注: h_{sp} ——进给丝杠导程; d ——齿轮直径; i ——齿轮传动速比; r_G ——小齿轮半径。

通过预加载荷可以消除反向间隙,但是可能会增加摩擦及缩矩机械部件的寿命。

3. 间隙与摩擦反转误差对位置调节的影响

间隙反转误差和摩擦反转误差在位置环等效框图中,都是一个迟滞环节。不管这反转误差出现位置何在或起因如何,总可以把它们折算成工作台行程误差。

采用全闭环进行位置调节时,迟滞环节处于位置环中(见图 5-44)。

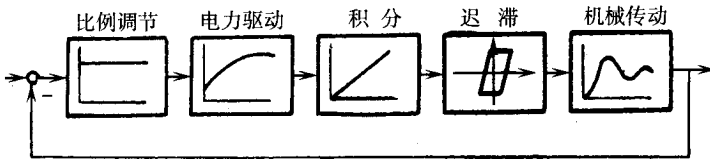


图 5-44 带反转误差的位置环

间隙将影响位置环的稳定性,间隙和摩擦反转误差将共同引起轮廓误差。

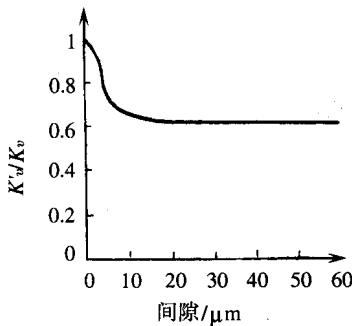


图 5-45 间隙对位置不增益的影响

当位置环中存在间隙时,为避免实际位置过调,位置环增益必须小。图 5-45 表示有无间隙对位置环增益的影响,图中横坐标表示间隙,纵坐标表示有间隙时位置环可达到的最大增益 K'_v 与线性位置环可达到的最大增益 K_v 之比。

有趣的是,间隙大于 $20\mu\text{m}$ 以后,位置环可达到的最大增益将保持不变。该值比线性位置环最大增益小 40%。

根据这个试验结果,由于有间隙,位置最佳系统增益 $0.2\omega_{0A} \leq K_v \leq 0.3\omega_{0A}$ 必须减小到 $0.12\omega_{0A} \leq K_v \leq 0.18\omega_{0A}$ 。

七、工作台导轨

工作台导轨对数控机床的精度有很大影响。导轨的制造误差直接影响工作台运动的几何精度。导轨的摩擦特性影响工作台的定位精度和低速进给的均匀性。导轨的材料和热处理影响工作精度的保持性。按机床调节技术的要求,希望工作台导轨要刚度大、摩擦小和阻尼性能好。

在数控机床中主要使用三种类型的导轨:滑动导轨、滚柱导轨和静压导轨。表 5-11 概括介绍了各种类型导轨的性能。

表 5-11 机床工作台导轨性能

性 能	滑动导轨	滚柱导轨	静压导轨
摩擦与磨损性能	不好,通过选择材料来改进	良好	很好
爬行的可能性	存在	不存在	不存在
对材料及表面质量的要求	很高	高	低
达到高精度的措施	很贵	不太贵	不能用
刚度	通常很好	好,如果导轨预加载且相配零件刚度足够	可变,取决于供油系统,有薄膜压力阀时刚度大
阻尼	很高,但不是常数	小	大,通过设计容易改变

对滑动导轨与滚柱导轨的阻尼比有影响的因素有:导轨表面正压力的大小,所用润滑油的类型,摩擦的类型,总刚度的大小。

滑动导轨的阻尼能力主要来自表面正压力。滚柱导轨的滚柱所受的压力对导轨的阻尼比产生的影响较小。图 5-46 是用实验方法确定的三种不同类型的机械阻尼比 ζ_{mechT} 与导轨表面正压力 P_T 之间的关系。

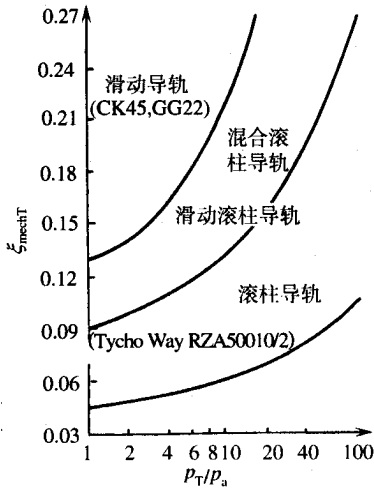


图 5-46 导轨图阻尼比 $\xi_{max} T$ 与表面正压力 p_T 的关系

从图 5-46 可以看出,采用滑动导轨与滚柱导轨组合的办法,能够保留滚柱导轨摩擦力小的优点,而又有足够的阻尼。

对于滑动导轨或滑动—滚柱组合导轨,如果丝杠工作中系统总刚度增加,则会使阻尼比得到显著提高。对滚柱导轨,只有当润滑剂是带有极化添加物的润滑剂时,系统刚度的增加才会使阻尼比增加,否则阻尼和刚度之间没有依赖关系。对于静压导轨,影响阻尼性能的因素只有粘性摩擦和系统刚度。靠改变液体粘性来影响阻尼是有限的,应该确保丝杠工作台系统具有很好的刚度值。

八、滚珠丝杠螺母传动装置

滚珠丝杠螺母传动装置主要分为两种:外循环插管式;内循环反向器式。

外循环插管式可以保证滚珠成切线进入,实现无冲击的匀速运动,允许丝杠高速运转且精度高。内循环反向器式丝杠螺母尺寸较小且易于制造,经济性好。因此,外循环插管式和内循环反向器式都获得了广泛的应用。

滚珠丝杠和滑动丝杠相比具有摩擦小、传动效率高;传动灵敏,不易产生爬行;定位精度高;磨损小、寿命长、精度保持好等优点。缺点是:不能自锁,用于升降传动时需另加自锁机构,结构复杂,成本高。

由于丝杠主要承受轴向力,大多采用推力轴承做支承。在相同尺寸条件下,推力球轴承轴向刚度比向心推力球轴承及圆锥滚子轴承的轴向刚度要大一倍以上,推力滚柱轴承刚度又比推力球轴承大一倍左右。当轴向载荷较小时,可不用推力球轴承而用向心推力球轴承,这样可减少轴承数量。

根据推力轴承的布置,丝杠有以下四种支承方式(图 5-47)。

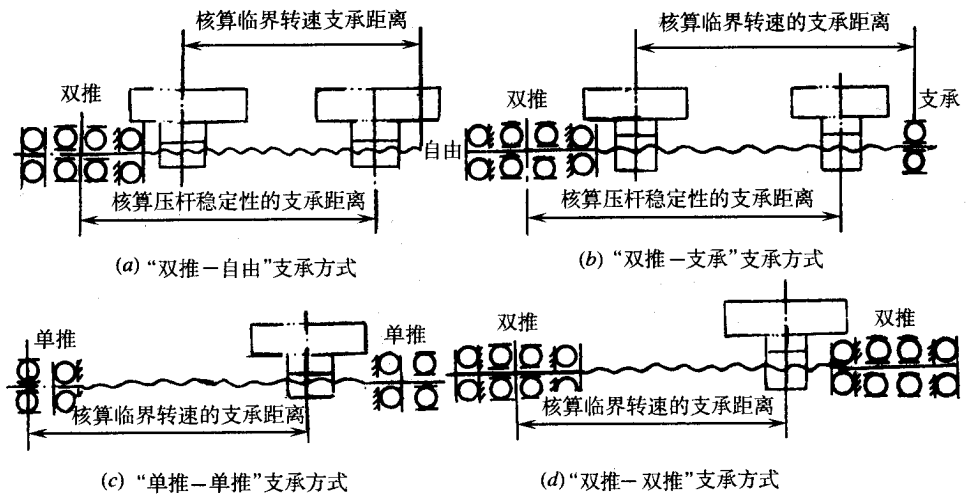


图 5-47 丝杠支承的四种方式

第一种支承方式：“双推—自由”式。这种方式适用于短丝杠。

第二种支承方式：“双推——支承”式。这种方式可避免丝杠因自重引起弯曲,以及高速回转时自由端的晃动。

第三种支承方式：“单推—单推”或“双推—单推”式。它的优点是可对丝杠进行预拉伸安装。预拉伸的好处有:①减少丝杠因自重引起的弯英;②在推力轴承预紧力大于丝杠最大轴向载荷 $1/3$ 的条件下,丝杠拉压刚度可提高四倍;③丝杠不会因温升而伸长(温升只减小拉伸应力),保持了丝杠精度。此外,这种支承方式使丝杠只承受拉力,不承受压力,因此不存在压杆稳定性问题。

第四种支承方式：“双推—双推”式。这种支承方式刚度最高。只要轴承无轴向间隙,丝杠的拉压刚度可提高四倍。可以进行预拉伸安装,克服热膨胀。当温升超过预计的温升时,不会像“单推—单推”式那样产生轴向间隙。这种支承方式的最大缺点是:实现预拉伸及其调整方式较第三种支承方式复杂。

在机床进给伺服系统设计以及对旧机床进行数控改造时,都存在着对滚珠丝杠传动进行优化设计和选型的问题。现据 ISO 推荐以及各国近年来公认的计算公式,来阐述滚珠丝杠传动装置的设计计算。

1. 丝杠导程 h_{sp}

$$h_{sp} \leq \frac{v_{Tmax}}{n_{spmax}} \quad (mm) \quad (5-127)$$

式中 v_{Tmax} ——工作台最大速度(mm/min);

n_{spmax} ——丝杠最大转速(r/min);

丝地导程 h_{sp} 和减速机构速比 i 以及电机最大转速 n_{spmax} 一起,决定了工作台的最大快进速度。它们之间的关系是:

$$v_{Tmax} = n_{spmax} h_{sp} i \quad (mm/min) \quad (5-128)$$

丝杠的导程通常是标准值,从经济上考虑,应根据厂家提供的产品样本选取。

2. 当量载荷 F_m

机床在空载、轻切削和重切削时,负载是不同的。它们的当量载荷可按下式计算:

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 n_1 t_1 + F_2^3 n_2 t_2 + \dots + F_n^3 n_n t_n}{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}} \quad (5-129)$$

式中 F_m ——当量载荷(N);

F_1, F_2, \dots, F_n ——不同的轴向载荷(N);

n_1, n_2, \dots, n_n ——不同的轴向载荷(r/min);

$t_1, \dots, t_2, \dots, t_n$ ——与轴向载荷相应的工作时间占总工作时间的百分比。

在粗略计算时,当量载荷可取平均载荷

$$F_m = \frac{\sum_{i=1}^n F_i t_i}{\sum_{i=1}^n t_i} \quad (N) \quad (5-130)$$

式中 F_i ——轴向载荷(N);

t_i ——相应的工作时间(min)。

3. 当量转速 n_m

当量转速取丝杠平均转速

$$n_m = \frac{\sum_{i=1}^n n_i t_i}{\sum_{i=1}^n t_i} \quad (N) \quad (5-131)$$

式中符号同式(5-129)。

4. 滚珠丝杠螺母副寿命 L_h

$$L_h = \frac{10^6}{60 n_m} \left(\frac{C'_a}{f_w \cdot F_m} \right)^3 \quad (h) \quad (5-132)$$

式中 L_h ——寿命时间(h),见表5-12;

n_m ——当量转速(r/min);

C'_a ——动载荷(N);

f_w ——载荷系数(见表5-13);

F_m ——当量载荷(N)。

表 5-12 滚珠丝杠副预期工作寿命

主机类别	L_h/h
一般机床、组合机床	1000
数控机床、精密机床	1500
工程机械	5000 ~ 10000
自动控制系统	15000
测量系统	15000

表 5-13 载荷系数

使用条件	f_w
平稳,无冲击运动	1.0 ~ 1.2
一般运动	1.2 ~ 1.5
伴随着冲击和振动的运动	1.5 ~ 2.0

5. 额定动载荷校核

额定动载荷系指一批规格相同的滚珠丝杠副,在相同条件下运转 100 万转,其中 90% 不产生疲劳损伤时所能承受的最大轴向载荷。在知道受力情况和确定丝杠寿命以后,可计算出丝杠的动载荷 C'_a ,由式(5-132)可得到:

$$C'_a = (60n_m L_h)^{1/3} F_m f_w \times 10^{-2} \quad (N) \quad (5-133)$$

在丝杠产品样本中,可查得丝杠的额定载荷 C_a ,应保证

$$C_a \geq C'_a \quad (5-134)$$

6. 额定静载荷校核

额定静载荷系指滚珠丝杠副在静止或低速($\leq 10r/min$)下,滚珠与滚道型面在接触点上产生塑性变形之和为滚珠直径万分之一的轴向载荷。

丝杠的静载荷可由下式计算:

$$C'_{0a} = f_d F_{max} \quad (N) \quad (5-135)$$

式中 F_{max} ——最大轴向力(N);

f_d ——静态安全系数,见表 5-14。

表 5-14 静态安全系数 f_d

使用条件	f_d 的下限值
一般运动	1 ~ 2
伴随有冲击与振动的运动	2 ~ 2

在丝杠产品样本中可查得丝杠的额定静载荷 C_{0a} ,应保证

$$C_{0a} \geq C'_{0a} \quad (5-136)$$

7. 临界转速 n_c

$$n_c = f \frac{d_{sp}}{L^2} \times 10^7 \quad (r/min) \quad (5-137)$$

式中 d_{sp} ——丝杠底径(mm);

L ——丝杠支承间距(mm);

f ——与支承方法有关的临界转速系数,见表 5-15。

8. 最大转速 n_{max}

丝杠最大转速 n_{max} 按下式计算:

$$d_0 n_{max} \leq 4 \quad (5-138)$$

式中 d_0 ——丝杠名义直径(mm);

n_{max} ——丝杠最大转速。

通常取 $A = 50000 \sim 70000$ 。

在机床工作台加速与切削加工过程中,在进给轴向方向会产生力,必须保证这个力小于允许的压弯临界载荷 F_a ,否则可能导致进给丝杠弯曲。

压弯临界载荷 F_a 可用下式计算:

$$F_a = m \frac{d_{sp}^4}{L^2} \times 10^4 \quad (N) \quad (5-139)$$

式中 d_{sp} ——丝杠底径(mm);

L ——丝杠支承间距(mm);

m ——与丝杠支承方法有关的临界载荷系数,见表 5-15。

表 5-15 系数 f 和 m

支承方法	f	m
双推—双推	21.9	20.3
双推—支承	15.1	10.2
单推—单推	9.7	5.1
双推—自由	3.4	1.3

9. 轴向拉压刚度 K_s

确定进给丝杠尺寸的重要设计准则,是考虑它的抗张和抗压刚度。其计算公式如下:

$$K_s = \frac{\pi d_{sp}^2 E}{4L \times 10^3} \quad (N/mm) \quad (5-140)$$

式中 d_{sp} ——丝杠底径(mm);

E ——弹性模量(钢为 $2 \times 10^5 Pa$) ;

L ——丝杠的总自由长度(mm) ;

对于直径小的丝杠,由轴向力所引起的丝杠扭转变形转化为工作台的轴向位移,可能影响丝杠的坑扭或抗压刚度。

进给丝杠的抗扭刚度是

$$K_{Tsp} = \frac{\pi}{32} \frac{G d_{sp}^4}{L} \quad (N \cdot m) \quad (5-141)$$

式中 G ——切变模量(钢为 $8 \times 10^{10} Pa$) ;

d_{sp} ——丝杠底径(mm) ;

L ——丝杠总自由长度(mm) ;

进给丝杠扭转引起的工作台位置改变是

$$\Delta X_{Tsp} = \frac{h_{sp}}{2\pi} \frac{M_{sp}}{K_{Tsp}} = \frac{h_{sp}^2}{4\pi^2} \frac{F_{asp}}{K_{Tsp}} \quad (5-142)$$

式中 M_{sp} ——进给丝杠的转矩($N \cdot m$) ;

F_{asp} ——进给丝杠的轴向力(N) ;

进给丝杠拉压引起的工作台位置改变是

$$\Delta X_{psp} = F_{asp} / K_s \quad (5-143)$$

若求二者之比,对钢可得到

$$\frac{\Delta X_{Tsp}}{\Delta X_{psp}} = 0.53 \left(\frac{h_{sp}}{d_{sp}} \right)^2 \quad (5-144)$$

这意味着,当比值 $d_{sp}/h_{sp} > 4$ 时,由扭转引起的工作台位移小于由抗压引起的工作台位移的 3.2%。

10. 传动效率

典型滚珠丝杠的传动交率在 0.8 ~ 0.9 之间。

11. 预紧力

订购滚珠丝杠副时,需根据丝杠受力情况通知厂家所需预紧力的大小,以便厂家按给定的预紧力预紧。实践证明,预紧力 F_{pr} 选得合理,可以使滚珠丝杠副工作在最佳状态,它的优点才能充分发挥。预紧力增加,钢珠和滚道之间接触刚度也增加,传动精度也会提高。但是,过大的预紧力将导致钢珠与滚道之间接触应力增大,从而降低工作寿命和传动效率。

滚珠丝杠预紧力的大小应使得滚珠丝杠副在随最大轴向工作载荷时,丝杠螺母副不出现轴向间隙为最好(参照表 5-16)。

表 5-16 不同工作条件下的预紧力

工作条件				F_{pr}	应用举例
工作速度	反向间隙	定位精度	接触刚度		
中速	无	高	高	$F_{pr} = (0.1 \sim 0.13) C_a$	加工中心 精密 NC 机床
中速	无	较高	较高	$F_{pr} = \frac{1}{3} F_{max}$	经济型 NC 机床 NC 机床, 普通机床
高速	无	一般	低	$F_{pr} \ll \frac{1}{3} F_{max}$	工业机器人 工程机械

12. 滚珠丝杠副精度

据 JB3162.2—82 标准,我国滚珠丝杠副根据使用范围和要求分为六个精度等级,即 C、D、E、F、G、H 级。C 级精度最高,依次逐级降低,而 JB3162.2—91 分为 1、2、3、4、5、7、10 共七个等级,1 级最高,依次递减。据使用范围,又可分为定位 P 类和传动 T 类。

选择滚珠丝杠副精度的原则是:

(1) 要满足主机定位精度的要求 滚珠丝杠副的综合行程误差大约为主机定位误差的 30% ~ 40%。

(2) 要合理选择滚珠丝杠副的精度 盲目提高精度等级是不经济的,相同尺寸规格的精度滚珠丝杠副,每提高一个精度等级,成本增加 30% 以上。而且由于制造周期相应加长,延长了交货期。

(3) 对于精密机床,在选择相应等级时,还要考虑包括滚珠丝杠副在内的整个进给伺服系统的热变形对滚珠丝杠副导精度的影响。通常,对滚珠丝杠副施加适当的预拉力,使其拉伸量接近丝杠的热变形量。这样在工作过程中,轴向热变形量正好与丝杠弹性恢复量抵消,从而达到预期的定位精度。

九、滚珠丝杠支承专用轴承的选用

滚珠丝杠支承用专用轴承的组合形式、日本 NSK 公司的规格及有关参数已在 2.3.2 节中作了介绍。下面介绍它的选用。

1. 轴承的寿命与动态等效载荷

这种轴承的寿命,按下式计算:

$$L_h = \left(\frac{C_a}{P_a} \right)^3 \quad (h) \quad (5-145)$$

(5-146)

式中 L_h ——额定寿命 ($10^6 h$) ;
 C_a ——额定动载荷 (N) ,由表 2-5 查得 ;
 P_a) 动态等效载荷 (N) ;
 F_r ——径向载荷 (N) ;
 F_a ——轴向载荷 (N) ;
 X ——径向载荷系数 ,由表 5-17 查得 ;
 Y ——轴向载荷系数 ,由表 5-17 查得。

表 5-17 径向载荷系数 (X) 与轴向载荷系数 (Y)

组合列数 组合形式代号 随轴向载荷的列数	2 列		3 列			4 列				
	DF	DT	DFD		DTD	DFT	DFE	DFT	DTT	
	1 列	2 列	1 列	2 列	3 列	1 列	2 列	3 列	4 列	
$e=2.17$										
$F_a/F_r \leq e$	X	1.9	-	1.43	2.33	-	1.17	2.33	2.53	-
	Y	0.54	-	0.77	0.35	-	0.89	0.35	0.26	-
$F_a/F_r > e$	X	0.92	0.92	0.92	0.92	0.92	0.92	0.92	0.92	0.92
	Y	-	-	-	-	-	-	-	-	-

2. 轴承与轴、支架孔的配合

轴承与轴和支架孔配合推荐值见表 5-18。

表 5-18 轴承与轴和支架配合推荐值

轴或支架孔的 公称尺寸/ mm		轴尺寸公差 $h_5/\mu m$		支架孔尺寸 公差 $H_6/\mu m$	
大于	小于	上	下	上	下
1	18	0	-8	-	-
18	30	0	-9	-	-
30	50	0	-11	+16	-
50	80	0	-13	+19	0
80	120	0	-15	+22	0

注 轴承内孔与轴的配合 ,变可采用 J5 配合。

丝杠轴轴肩和支架孔孔肩对轴心线的垂直度 ,其值见推荐表 5-19。

表 5-19 台肩垂直度推荐表

轴径和支架孔尺寸/mm		垂直度 μm
>	<	
-	80	4
89	120	5

十、同步齿形带传动装置

同步齿形带传动,因兼有带传动、齿传动及链传动的优点而被广泛采用。

同步齿形带传动机构具有良好的动态特性,完全可以满足数控机床伺服进给的要求。同时,它还是一种十分经济的传动装置。

1. 同步齿形带传动装置的测量结果

衡量同步齿形带传动装置性能的重要参数是反转误差、刚度和机械传动部件的谐振频率。

(1) 谐振频率 根据测得的同步齿形带传动机构的频率响应曲线可以看出,同步齿形带传动装置表现出近似二阶惯性环节的特性。其谐振频率 $f_{0\text{mech}}$ 和阻尼比 ζ_{mech} 依赖于同步齿形带是否预载。在这个试验中,预载的大小对上述动态参数没有影响。表 5-20 为试验研究的结果。

表 5-20 单级同步齿形带传动装置测量结果

	预 载	无 预 载
$f_{0\text{mech}}/\text{Hz}$	115	90
ζ_{mech}	约 0.5	约 0.35

从表 5-20 可见,同步齿形带传动装置的谐振频率 $f_{0\text{mech}}$ 远在电气驱动装置谐振频率 f_{0A} 之上,通常 f_{0A} 在 $10\text{Hz} \sim 40\text{Hz}$ 之间,如德国 IHU 和 ICS 系列直流伺服电机其谐振频率在 $10\text{Hz} \sim 30\text{Hz}$ 之间。故同步齿形带传动对整个进给驱动装置频率响应没有不良影响。此外 $f_{0\text{mech}}$ 与丝杠系统第一阶(最低)机械谐振频率(一般在 $50\text{Hz} \sim 70\text{Hz}$ 之间)相距也是足够大的。因此,同步齿形带传动装置能够在数控机床上被当作齿传动装置一样来使用。

(2) 反转误差 对一台单级同步齿形带传动装置测量结果表明,该同步齿形带传动装置的反转误差在 $2\mu\text{m}$ 以下。

(3) 刚度 该同步齿形带传动装置在 $800\text{N} \sim 1600\text{N}$ 力的作用下呈现出线性变形,在 200N 力的作用下变形 $0.6\mu\text{m}$,故刚度近似为 $330\text{N}/\mu\text{m}$ 。在此情况下,对质量为 600kg 的

工作台机械传动部件的谐振频率将是

$$\omega_{0mech} = \sqrt{\frac{330 \times 10^6}{600}} = 740 \quad (\text{rad/s})$$

或 $f_{0mech} = 740/2\pi = 119 \text{ Hz}$

计算结果与频率响应测量结果相同。

根据以上测量结果,可得出如下结论:同步齿形带作为机床轮廓控制进给驱动装置是适合的。其刚度、谐振频率和阻尼比都足够高,而反转误差小到可以忽略。

2. 采用同步齿形带的注意事项

(1)为使其转动惯量小,带轮可采用相对密度小的材质(塑料、铝合金)制成。带轮所允许的最小直径根据有效齿数及带包角,由同步带厂确定。

(2)为避免离合器引起的附加转动惯量,在驱动轴上的带轮应直接安装在电机轴上。

(3)为对同步齿形带长度的制造公差进行补偿并防止间隙,同步齿形带必须预加载。预加载的方法可以是补偿电动机的径向位移或是安装张力轮。

(4)对较长的自由齿带(大于带宽度的九倍),为衰减带振动常采用张力轮。

张力轮可以是安装在齿带内部的牙轮,但更好的方式是在齿带外部采用圆筒形滚轮(见图5-48)。这种方式使齿带的包角增大,有利于传动。为了减少运转噪声,应使用背面抛光的同步齿形带。

十一、回零减速撞块尺寸的计算

为准确地回到坐标零点,在零点前面设置减速行程开关,其回零减速撞块尺寸如图5-49,按下列公式计算。

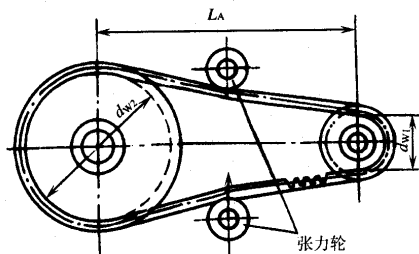


图5-48 同步齿形带传动装置

1. 减速撞块长度 L_{DW}

$$L_{DW} > \frac{v_R \left(\frac{T_B}{2} + 30 + T_S \right) + 40v_L T_S}{60000} \quad (\text{mm}) \quad (5-147)$$

式中 v_R ——快速移动速度(mm/min);

T_R ——快速伺服时间常数(ms),通常取 $150\text{ms} \sim 200\text{ms}$;

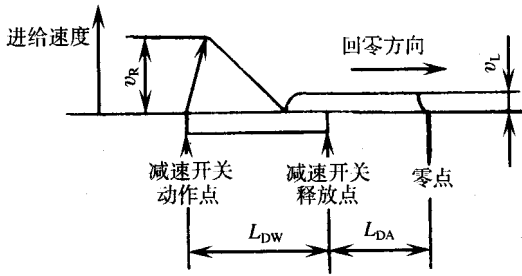


图 5-49 回零减速撞块尺寸计算

T_S ——伺服时间常数(ms), $T_S = 33 ms$;

v_L ——减速后速度(mm/min),可在 $6mm/min \sim 1500mm/min$ 范围内设定 ,一般设在 $30mm/min$ 左右为好。

待 L_{DW} 计算后 ,取大的数就是减速撞块的有效工作长度。

$$L_{DA} \approx \text{电动机转半圈减速撞块的移动量}$$

第七节 机械传动部件设计举例

图 5-50 是一种典型的机械传动部件设计方案 ,采用直流伺服电机、减速机构和丝杠螺母传动装置。

对于这种机械传动部件 ,设计的步骤应该是 :先根据静态设计和动态设计的观点来设计丝杠螺母传动装置和减速机构 ,然后再根据设计要求选择电机。

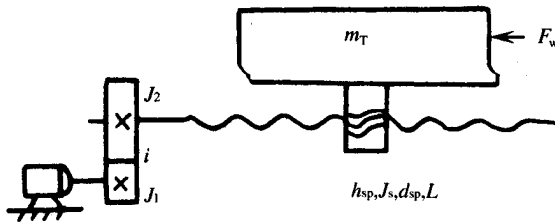


图 5-50 机械传动部件设计方案

用于计算的下列数据是已知的。

工作台

工作台质量

$$m_T = 500 kg$$

最大加工受力

$$F_w = 1000 N$$

快进速度

$$|v_{fast}| = 0.17 m/s$$

工进速度

$$|v_v| = 0.1 m/s$$

最大加速度	$ a_{max} = 1.3 m/s^2$
工作台导轨摩擦力	$F_R = 2.5 N$
工作行程	$S_W = 0.35 m$
减速机构	

丝杠螺母机构(图 5-51), 已知数据如下:

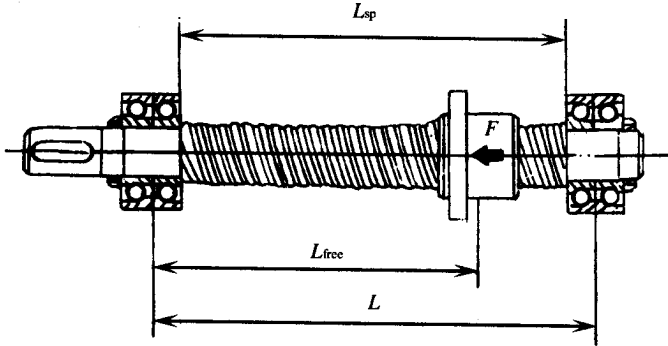


图 5-51

轴承轴向刚度	$K_L = 800 N/\mu m$
丝杠螺母刚度	$K_M = 800 N/\mu m$
螺母支座刚度	$K_{TM} = 1000 N/\mu m$
丝杠传动效率	$\eta_{sp} = 0.9$
丝杠长度	$L_{sp} = 0.5 m$
丝杠轴承、丝杠螺母摩擦转矩	$M_{R_{sp}} = 2.5 N \cdot m$
轴承平均间距	$L = 550 mm$
导程	$h_{sp} = 10 mm$
确定最大转速的常数	$A = 60000$
轴承支承方式	双推—双推
伺服电机	
电机转子惯量	$J_M = 0.05 \times 10^{-3} kg \cdot m^2$
一般数据	
钢的密度	$\rho = 7.85 \times 10^3 kg/m^3$

机床在工作时,按照加速—工进—减速—反向加速—工进—减速—加速这样一个过程循环。图 5-52 给出电机转矩在一个工作周期内随时间变化的范围。

1. 丝杠螺母静态设计

(1) 确定动载荷 C'_a ,由图 5-52 可见,工作循环周期 T 由加速时间 t_a ,由图 5-52 可见,工作循环周期 T 由加速时间 t_a 和加工时间 t_W 组成,计算如下:

$$t_a = v_v / a_{max} = 0.1 / 0.3 = 0.07 (s)$$

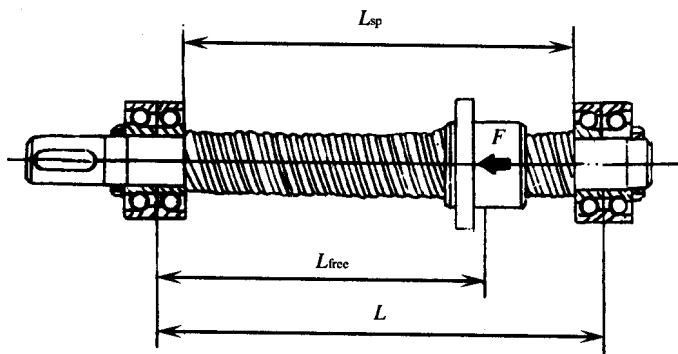


图 5-52 电机转矩

$$t_w = S_w / v_v = 0.35 / 0.1 = 3.5 (s)$$

$$T = 2t_w + 4t_a = 7.308 (s)$$

在减速期间的平均转速 \bar{n}_a 为

$$\bar{n}_a = v_v / 2h_{sp} = (60 \times 0.1) / (2 \times 0.01) = 300 (r/min)$$

工作进给时转速 n_w 为

$$n_w = v_v / h_{sp} = (60 \times 0.1) / 0.01 = 600 (r/min)$$

将上述数据代入式(5-132)可得当量转速

$$n_m = (300 \times 4 \times 0.077) + (600 \times 2 \times 3.5) / 77.309 \kappa \approx 587 (r/min)$$

载荷系数 f_w 由表 5-13 取

$$f_w = 1.1$$

当量载荷 F_m 由式(5-130)计算, 本例当量载荷为

$$F_m = F_R \frac{2t_w |F_w| + 4t_a |F_a|}{T} \text{ 将已知条件 } F_R, t_a, t_w, T, F_w \text{ 和计算出 } F_a$$

$$F_a = m_T a_{max} = 500 \times 1.3 = 650 (N)$$

代入上式, 得

$$F_m = 988 N$$

取滚珠丝杠寿命为 20000h, 从式(5-133)算出该滚珠丝杠的动载荷

$$C'_a = f_w F_m (60 n_m L_n \times 10^{-6})^{1/3} = 9670 (N) \quad (5-148)$$

(2) 确定静载荷 最大轴向力可近似取最大加工受力, 即

$$F_{max} \approx F_w = 1000 N$$

由表 5-14 取静态安全系数 $f_d = 1$, 根据式(5-135)得静载荷 C'_{0a}

(3) 根据轴向压力选取丝杠直径。由式(5-139)可得

$$d_{sp} = \sqrt[4]{\frac{F_a L^2}{m \times 10^4}} \quad (5-149)$$

$$\begin{aligned} \text{由} \quad F_a &= F_W = 1000N \\ L &= 0.5m = 500mm \end{aligned}$$

查表 5-15

$$m = 20.3$$

代入上式得

$$d_{sp} = 5.924mm$$

故取

$$d_{sp} \geq 6mm$$

(4) 转速限制

① 最大转矩限制 :由式(5-138)得

$$n_{max} \leq \frac{A}{d_0} \quad (5-150)$$

由

$$n_{max} = \frac{60v_{fast}}{h_{sp}} = \frac{60 \times 0.17}{0.01} = 1020 (r/min)$$

和 $A = 60000$ 得

$$d_{sp} \leq 58.8mm$$

② 临界转速限制 :由式(5-137)得

$$d_{sp} = \frac{n_c L^2}{f \times 10^7} \quad (5-151)$$

由 $n_{max} = 1020 (r/min) < n_c$, $L = 500 (mm)$, $f = 21.9$ (见表 5-15) 得

$$d_{sp} \geq 1.2mm$$

(5) 选择丝杠直径 :由上面计算结果得

$$C'_a \geq 9670N$$

$$C'_{0a} \geq 1000N$$

$$d_{sp} \geq 6mm$$

$$d_{sp} \geq 58.8mm$$

$$d_{sp} \geq 1.2mm$$

根据以上数据,从厂家产品样本中可选取丝杠直径,如表 5-21 所示。

表 5-21 丝杠直径的选取

d_{sp}	C_a/N	C_{0a}/N
20	11075	22172
25	15975	34170

d_{sp}	C_a/N	C_{0a}/N
32	25909	56930
40	29427	73409

可得 $d_{sp} \geq 20mm$

2. 丝杠螺母动态设计

(1) 确定丝杠螺母传动的总刚度

① 扭转刚度 :由式(5-141)可得对于钢的抗扭刚度量纲公式

$$K_{Tsp} = 7.84 \times 10^{-3} \frac{d_{sp}^4}{L} \quad (5-152)$$

式中 d_{sp} ——丝杠底径(mm);

L ——丝杠自由长度(m)。

由式(5-121)可得将丝杠扭转刚度折算成工作台(执行件)直线刚度公式

$$K_{Ts} = K_{Tsp} \left(\frac{2\pi}{h_{sp}} \right)^2 = \left(\frac{2\pi}{h_{sp}} \right)^2 \times 7.84 \times 10^{-3} \frac{d_{sp}^4}{L} (N/\mu m) \quad (5-153)$$

可算出 $K_{Ts} = 990N/\mu m$ 。

式中量纲 : $K_{Ts}(N/\mu m)$, $h_{sp}(mm)$, $d_{sp}(mm)$, $L(m)$ 。

③ 总刚度 :对于“双推—双推”式支承的丝杠螺母传动装置,其刚度的等效图见图 5-53。

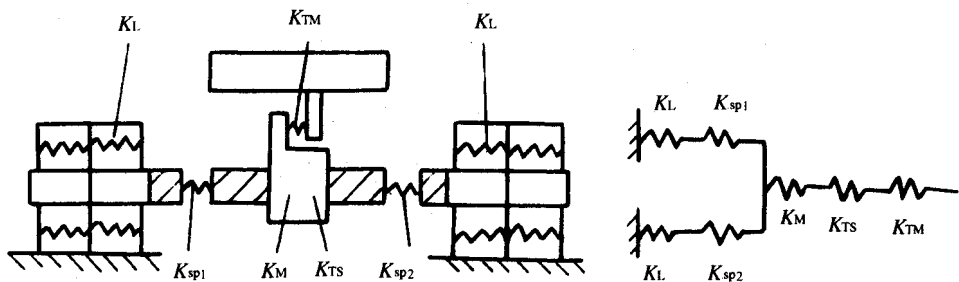


图 5-53 双推—双推式丝杠刚度等效图

设螺母位于丝杠中间,于是

$$K_{sp1} = K_{sp2} = 2K_s$$

系统的总刚度为

$$\frac{1}{K_{gen}} = \frac{1}{2K_L} + \frac{1}{4K_S} + \frac{1}{K_M} + \frac{1}{K_{TS}} + \frac{1}{K_{TM}} \quad (5-155)$$

将已知条件代入,得系统总刚度

(2) 确定机械谐振频率 机械传动部件的谐振频率

$$\omega_{0mech} = \sqrt{\frac{K_{gen}}{m_T}} \quad (5-156)$$

故

$$\omega_{0mech} = \sqrt{\frac{173 \times 10^6}{500}} = 588 \text{ (rad/s)}$$

(3) 确定具有满意动态性能的丝杠直径, 电气驱动部件的谐振频率取下列值, 则其动态性能较好, 即取

$$\omega_{0A} = 350 \text{ rad/s}$$

采用常规的比例位置调节, 为使机械传动部件的动态性能不影响系统总的动态性能, 应当使

$$\omega_{0mech} > (2 \sim 3) \omega_{0A}$$

但是, 根据本例选择的丝杠直径 $d_{sp} = 20 \text{ mm}$, 只能得到

$$\frac{\omega_{0mech}}{\omega_{0A}} = \frac{588}{350} = 1.68$$

因此, 丝杠直径应该更大一些。

若取 $\omega_{0mech} = 2\omega_{0A} = 700 \text{ rad/s}$ 代入式(5-156)得

$$K_{gen} = 245 \text{ N/}\mu\text{m}$$

将此总刚度代入式(5-155), K_L 、 K_M 和 K_{TM} 为已知常数, 再由式(5-153)和式(5-154), 得

$$1.2 \times 10^{-3} d_{sp}^4 - 0.758 d_{sp}^2 - 1.62 \times 10^2 = 0$$

解上式可得

$$d_{sp} = 28 \text{ mm}$$

3. 变速机构设计

已经知道, 电气驱动部件具有二阶振荡环节的性能, 其谐振频率

$$\omega_{0A} = \frac{1}{\sqrt{T_{el} T_{mech}}}$$

阻尼比

$$\zeta_A = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{T_{mech}}{T_{el}}}$$

电气时间常数

$$T_{el} = \frac{L_A}{R_A}$$

机械时间常数

$$T_{mech} = \frac{J_{gen} R_A}{K_M C_E}$$

式中 L_A ——驱动线路总电感；

R_A ——驱动线路总电阻；

K_M ——电机扭矩常数；

C_E ——电机反电动势系数。

机械时间常数式中的 J_{gen} 是电机轴上总的转动惯量

$$J_{gen} = J_M + J_{ext}$$

为使电气驱动部件获得最大的谐振频率,必须使计算到电机轴上的机械部件转动惯量 J_{ext} 最小。这一点可以借助减速机构达到。

图 5-50 电机轴上的小齿轮,其直径及齿宽根据传递的动力由最小齿轮及模数的要求决定。当小齿数设计完毕,它的转动惯量 J_1 就是已知的。大齿轮转动惯量 J_2 可由 J_1 和降速比 i 近似确定,即

$$J_2 = J_1/i^4$$

根据 5.6.3 节转动惯量的折算方法,机械部件折算到电机轴上的总转动惯量为

$$J_{gen} = J_M + J_1 + i^2(J_2 + J_{sp} + J_T) = J_M + J_1 + J_1/i^2 + i^2(J_{sp} + J_T) \quad (5-157)$$

式中 J_M ——电机转动惯量；

J_1 ——小齿轮转动惯量；

J_{sp} ——丝杠转动惯量；

J_T ——工作台折算到丝杠上的转动惯量 $J_T = m_T \left(\frac{h_{sp}}{2\pi} \right)^2$

令 $\frac{dJ_{gen}}{di} = 0$, 得满足最小惯量要求的相对最佳降速比 i_{opt}

$$i_{opt} = \sqrt[4]{\frac{J_1}{J_{sp} + J_T}} \quad (5-158)$$

根据所设计系统的已知条件,得

$$J_T = m_T \left(\frac{h_{sp}}{2\pi} \right)^2 = 1.27 \times 10^{-3} (kg \cdot m^2)$$

丝杠的转动惯量 J_{sp} 为

$$J_{sp} = \frac{1}{8} m_{sp} d_{sp}^2 \quad (5-159)$$

$$m_{sp} = \frac{1}{4} \pi d_{sp}^2 L_{sp,gen} \rho \quad (5-160)$$

式中 m_{sp} ——丝杠质量；

$L_{sp,gen}$ ——包括轴颈的丝杠总长；

ρ ——钢的密度 $\rho = 7.85 \times 10^3 kg/m^3$ 。

将已知条件代入式(5-159)和式(5-160),得

$$J_{sp} = 2.37 \times 10^{-4} (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$$

小齿轮由齿轮设计确定,其转动惯量为已知,设 $J_1 = 0.02 \times 10^{-3} (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$, 将 J_1 、 J_{sp} 、 J_T 代入式(5-158)得

$$i_{opt} = \frac{1}{2.95}$$

4. 电机的静态设计

(1) 计算 J_{gen} 。由式(5-157)得

$$J_{gen} = J_M + J_1 + J_1/i^2 + i^2(J_{sp} + J_T)$$

根据上面求得的最佳传动比 i_{opt} 和其他参数,得

$$J_{gen} = 4.17 \times 10^{-4} (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$$

(2) 确定电机额定转矩。工作台加速和加工力所引起的当量力矩

$$M_{mT} = \frac{1}{\eta_{sp}} F_m \frac{h_{sp}}{2\pi} \quad (5-161)$$

式中 η_{sp} ——丝杠传动效率(0.8~0.9);

F_m ——当量载荷,已算出为 998N。

故得

$$M_{mT} = \frac{988}{0.9} \times \frac{0.01}{2\pi} = 1.75 (\text{N} \cdot \text{m})$$

丝杠加速度

$$\omega = \frac{2\pi}{h_{sp}} a_{max} \quad (5-162)$$

丝杠加速所需的转矩

$$T_{d,sp} = J_{sp} \omega_{sp} \quad (5-163)$$

由图(5-162)、式(5-163)、式(5-164)可得 $M_{msp} = 8.16 \times 10^{-3} \text{N} \cdot \text{m}$

丝杠螺母传动机构的总当量力矩为

$$M_{ms} = M_{mT} + M_{msp} \quad (5-165)$$

可得

$$M_{ms} = 1.75 \text{N} \cdot \text{m}$$

电机轴角加速度

$$\dot{\omega}_M = \frac{\dot{\omega}_{sp}}{i_{opt}} = \frac{2\pi a_{max}}{i_{opt} h_{sp}} \quad (5-166)$$

可得

$$\dot{\omega}_M = 2409.6 \text{rad/s}$$

电机轴的加速转矩

$$T_{a,M} = J_M \cdot \dot{\omega}_M = 1.2 \times 10^{-1} \text{N} \cdot \text{m} \quad (5-167)$$

由图5-52可知,由电机轴加速所引起的当量力矩

$$M_{m,a,M} = \frac{4|M_{a,M}|t_a}{T}$$

由式(5-166)、式(5-167)、式(5-168)得 $M_{m, a, M} = 5.08 \times 10^{-3} N \cdot m$
作用在电机轴上的当量力矩为

$$M_m = \frac{i}{\eta G} M_{ms} + M_{m, a, M} \quad (5-169)$$

可得

$$M_m = 0.664 N \cdot m$$

电机的额定转矩应为

$$M_{0M} = (1.5 \sim 2) M_m \quad (5-170)$$

故

$$M_{0M} = 1 N \cdot m \sim 1.33 N \cdot m$$

(3) 确定电机额定功率。电机额定转速

$$n_{0M} = \frac{60}{h_{sp} i} v_v \quad (5-171)$$

可得

$$n_{0M} = 1770 r/min$$

电机的额定功率

$$P_{0M} = M_{0M} \omega_{0M} \quad (5-172)$$

$$\omega_{0M} = \frac{2\pi}{60} n_{0M} \quad (5-173)$$

最后得电机额定功率 $P_{0M} = 0.19 kW \sim 0.25 kW$ 。

第六章 床身与导轨

第一节 床身结构

一、对床身结构的基本要求

机床的床身是整个机床的基础支承件,一般用来旋转导轨、主轴箱等重要部件。为了满足数控机高速度、高精度、高生产率,高可靠性和高自动化程度的要求,与普通机床相比,数控机床应有更高的静、动刚度,更好的抗振性。对数控机床床身主要在以下3个方面提出了更高的要求。

1. 很高的精度和精度保持性

在床身上有很多安装零部件的加工面和运动部件的导轨面,这些面本身的精度和相互位置精度要求都很高,而且要能长时间保持。另外,机床在切削加工时,所有的静、动载荷最后往往都传到床身上,所以,床身上的受力很复杂。为此,为保证零部件之间的相互位置或相对运动精度,除满足几何尺寸位置等精度要求外,还需要满足静、动刚度和抗振性、热稳定性、工艺性等方面的技术要求。

2. 应具有足够的静、动刚度

静刚度包括:床身的自身结构刚度、局部刚度和接触刚度,都应该采取相应的措施,最后达到有较高的刚度—质量比。

动刚度直接反映机床的动态特性,为了保证机床在交变载荷作用下具有较高的抵抗变形的能力和抵抗受迫振动及自激振动的能力,可以通过适当增加阻尼、提高固有频率等措施避免共振及因薄壁振动而产生的噪声。

3. 较好的热稳定性

对数控机床来说,尤其是高精度数控机床,热稳定性已成了一个突出问题,必须要在设计上要做到使整机的热变形较小,或使热变形对另工精度的影响较小。

二、床身的结构

1. 床身结构

根据数控机床的类型不同,床身的结构形式有各种各样的形式。例如数控车床床身的结构形式有平床身、斜床身、平床身斜导轨和直立床身等四种类型,在数控车床一章中已作介绍。另外,斜床身结构还能设计成封闭式断面,这样大大提高了床身的刚度,如图6-1所示。数控铣床、加工中心等这一类数控机床的床身结构与数控车床有所不同。例如加工中心的床身有固定立柱式和移动立柱式两种。前者一般适用于中小型立式和卧式加工中心,而后者又分为整体T形床身和前后床身分形组装的T形床身,所谓T形床身是指床身是由横置的前床身(亦叫横床身)和与它垂直的后床身(亦叫纵床身)组成。整体式床身,刚性和精度保持性都比较好,但是却给铸造和加工带来很大不便,尤其是大中型机床的整体床身,制造时需有大型设备。而分离式T形床身,铸造工艺性和加工工艺性都大大改善。前后床身联接处要刮研,联接时用定位键和韦用定位销定位,然后沿截面四周,用大螺栓固紧。这样联接的床身,在刚度和精度保持性方面,基本能满足使用要求。这种分离式T形床身适用于大中型卧式加工中心。

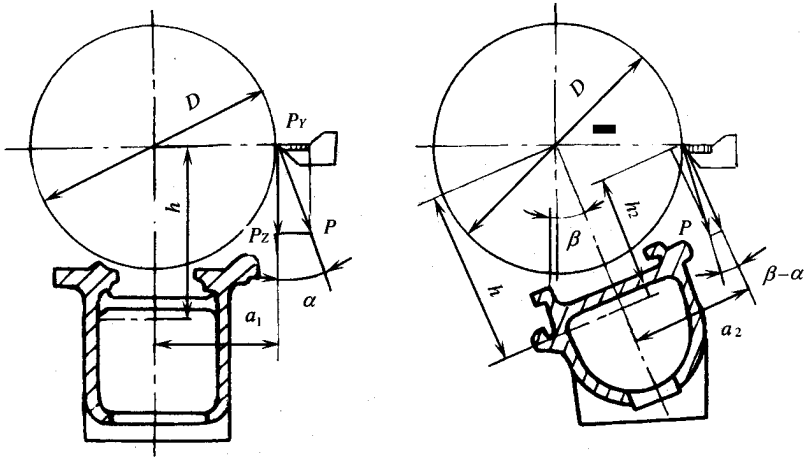


图6-1 床身受力图

由于床身导轨的跨距比较窄,致使工作台横溜板上移动到达行程的两端时容易出现翘曲,如图6-2(a)所示,这将影响加工精度。为了避免工作台翘曲,有些立式加工中心增设了辅助导轨,如图6-2(b)所示。

2. 床身的截面形状

数控机床的床身通常为箱体结构,合理设计床身的截面形状及尺寸,采用合理布置的筋板结构可以在较小质量下获得较高的静刚度和适当的固有频率。床身中常用的几种截面筋板布置如图6-3所示。

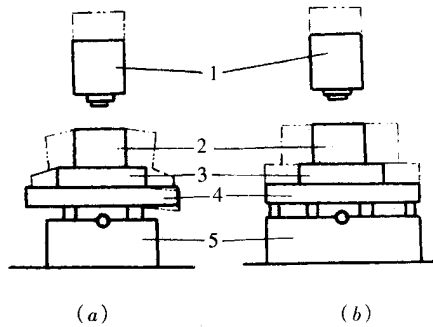


图 6-2 立式加工中心床身导轨

(a) 有翘曲现象 (b) 有辅助导轨

1—主轴箱 2—工件 3—工作台 4—溜板 5—床身。

床身筋板一般根据床身结构和截荷分布情况进行设计,满足床身刚度和抗振性要求,V形筋有利于加强导轨支承部分的刚度、斜方筋和对角筋结构可明显增强床身的扭转刚度,并且便于设计成全封闭的箱形结构。

此外,还有纵向筋板和横向筋板,分别对抗扭刚度有显著效果;米字形筋板和井字形筋板的抗弯刚度也较高,尤其是米字形筋板更高。

3. 钢板焊接结构

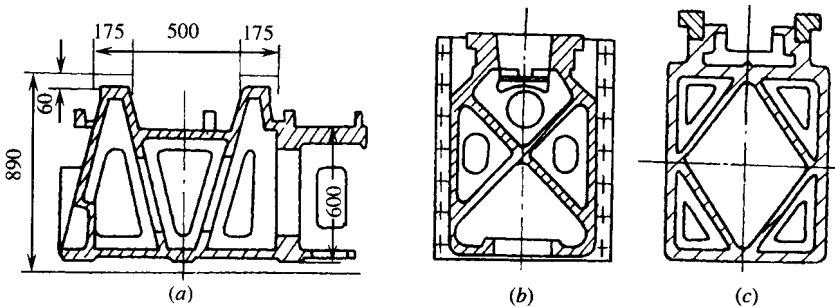


图 6-3 床身截面筋板布置

(a) V形筋 (b) 对角度 (c) 斜方筋。

随着焊接技术的发展和焊接质量的提高,焊接结构的床身在数控机床中应用越来越多。而轧钢技术的发展,提供了多种形式的型钢,焊接结构床身的突出优点是制造周期短,一般比铸铁结构的快 1.7 倍~3.5 倍。省去了制作木模和铸造工序,不易出废品。焊接结构设计灵活,便于产品更新、改进结构。焊接件能达到与铸件相同甚至更好的结构特性,可提高抗弯截面惯性矩,减小质量。

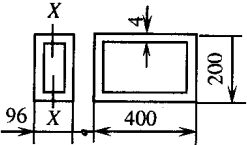
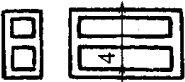



采用钢板焊接结构能够按刚度要求布置筋板的形式,充分发挥壁板和筋板的承载和抗变形作用。另外,焊接床身采用钢板,其弹性模量 $E = 2 \times 10^5 \text{ MPa}$,而铸铁的弹性模量 $E = 1.2 \times 10^5 \text{ MPa}$,两者几乎相差一倍。因此采用钢板焊接结构床身有利于提高固有频率。

三、床身的刚度

1. 筋板结构对床身刚度的影响

根据床身所受载荷性质的不同,床身刚度分为静刚度和动刚度。床身的静刚度直接影响机床的加工精度及其生产率。静刚度和固有频率,是影响动刚度的重要因素。合理设计床身的筋板结构,可提高床身的刚度。表 6-1 列出了筋板布置对封闭式箱体结构刚度的影响数据。

表 6-1 筋板布置对封闭式箱体结构刚度的影响

序号	模 型	弯曲刚度指数 (X-X)	扭转刚度指数
1		1.0	1.0
2		1.16	1.44
3		1.02	1.33
4		1.11	1.67
5		1.13	2.02

2. 箱体封砂结构

床身封砂结构是利用筋板隔成封闭式箱体结构,如图 6-4 所示。浆大件的泥芯留在铸件中不清除,利用砂粒良好的吸振性能,可以提高结构件的阻尼比,有明显的消振作用。提高床身结构的静刚度,由刚度和质量的关系式 $K = m\omega_0^2$ (ω_0 为系统无阻尼振动时的固有

频率)可以看出增加质量 m 可以提高静刚度。

对于焊接结构的床身,在床身内腔填充泥芯和混凝土等阻尼材料,当振动时,利用相对摩擦来耗散振动能量。

封砂结构降低了床身的重心,有利于床身结构的稳定性,可提高床身的抗弯和抗扭刚度。

四、床身的结构设计

AG(人造岗石)材质是一种新型床身材质,它除了具有好的阻尼性能(阻尼为灰铸铁的8倍~10倍)外,还具有尺寸稳定性好、抗腐蚀性强、制造成本低等优点;与灰铸铁比,它热容量大、热导率低、构件的热变形小;AG床身的后期加工量很少,这样可以大大减少占用大型机床加工时间和加工成本,并能节约大量金属,如一个磨床床身就可以节约90%左右的金属材料。

AG床身的结构形式一般可以分为以下三种:

(1)整体结构(图6-5(a))该结构除了一些金属预埋件外,其余部分均为AG材质。这种结构适用于形状较简单的中小型机床床身。其中导轨部分,可以是金属预埋件,直接浇铸在床身,也可以是导轨本身是AG材质,而采用耐磨的非金属材质作为导轨面。

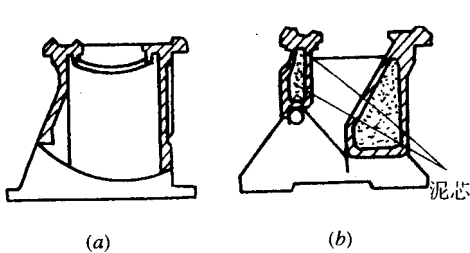


图 6-4 铸造床身的封砂结构

(a)旧结构 (b)新结构。

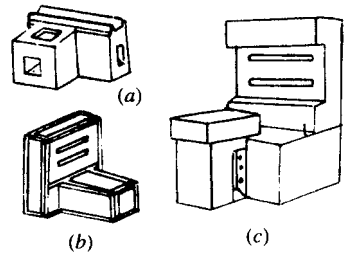


图 6-5 AG床身的结构形式

(a)整体结构 (b)框架结构 (c)分块结构。

(2)框架结构(图6-5(b))这种结构的特点是周边为金属材质焊接而成,其内浇铸AG材质。这是因为AG材质较脆,可防止边角受到冲撞而破坏,它适合于结构简单的大中型机床床身。

(3)分块结构(图6-5(c))对于结构形状较复杂的大型床身构件,可以把它分成几个形状简单、便于浇铸的部分,分别浇铸后,再用粘结剂或其他形式连接起来。这样可使浇铸模具的结构设计简化。

由于AG材质抗弯强度较低,弹性模量较小(约为灰铸铁的1/3~1/4),因此它多用于制造床身或支承件。从结构设计来看,灰铸铁床身为带筋的薄壁结构,而AG床身的截面形状多以矩形为主,壁厚取得较厚,约为灰铸铁的3倍~5倍。当然,在满足床身足够的强度和刚度的前提下,也应尽量节省AG材料的用量,如设置空腔、凹槽等,以减少床身的

质量和制造成本。

AG 床身和其他金属零部件的联接一般是通过和预埋件的机械联接来实现(如图 6-6)。多块金属预埋件经过加工后,通过一定的联接方式固定其他零部件(如导轨等)。

床身结构设计时,应尽量避免薄壁结构并简化表面形状。可采用图 6-7(a)的结构以形成冷却润滑液沟槽或容屑槽;采取图 6-7(b)结构以避免表面不等高。这样就简化了 AG 结构的结构形状,从而简化了模具结构和浇铸工艺。

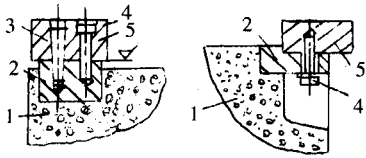


图 6-6 AG 床身与其他金属零部件的联接

1—AG 材料 2—预埋件 3—销钉;
4—螺钉 5—被联接件。

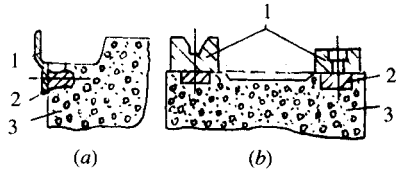


图 6-7 AG 构件的结构简化

1—金属件 2—预埋件 3—AG 材料。

第二节 贴塑滑动导轨设计

滑动导轨具有结构简单、制造方便、接触刚度大的优点。但传统滑动导轨摩擦阻力大,磨损快,动、静摩擦系数差别大,低速时易产生爬行现象。除简型数控机床外,在其他数控机床上已不采用。在数控机床上常用带有耐磨粘贴带覆盖层的滑动导轨和新型塑料滑动导轨。它们具有良好的摩擦性能及使用寿命长的特点,尤其是塑料导轨将有代替滚动导轨的趋势。

一、塑料导轨

常用的塑料导轨有聚四氟乙烯导轨软带和环氧型耐磨导轨涂层两类。

1. 聚四氟乙烯(PTEE)导轨软带

聚四氟乙烯导轨软带是用于塑料导轨最成功的一种。这种导轨软带材质是以聚四氟乙烯为基体,加入青铜粉、二硫化钼和石墨等填充剂混合烧结,并做成软带状。这类导轨软带有美国(Shamban)公司生产的 Turcite-B 导轨软带, Dixon 公司的 Rulon 导轨软带,国内生产的 TSF 导轨软带,以及配套用 DJ 胶粘剂。TSF 导轨软带的主要技术性能指标为:

密度/ $g \cdot cm^{-3}$	2.9
拉伸强度/ $N \cdot cm^{-2}$	1380
压缩变形(比压 30 Pa)总变形(%)	0.9
永久变形(%)	0.5

磨损系数 $(\text{cm}^{-3} \cdot \text{min} / \text{MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{h})$	5.6×10^{-9}
比磨损率 $(\text{mm}^3 / \text{MPa} \cdot \text{km})$	9.4×10^{-5}
极限 PV 值 $(\text{MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{min}^{-1})$	300

1) 聚四氟乙烯导软带的特点

摩擦性能好: 铸铁淬火导轨副的静摩擦系数、动摩擦系数相差较大, 几乎相差一倍, 而金属聚四氟乙烯导轨软带的静、动摩擦系数基本不变。图 6-8 为三种不同摩擦副试验测得的摩擦速度曲线。由图看出, 铸铁—铸铁的摩擦速度曲线斜率为负值, 而 TDF—铸铁摩擦副和 Turcite-B—铸铁摩擦副的曲线为正斜率, 对干摩擦或机油润滑情况是相同的, 而且摩擦系数 μ 很低, 比铸铁导轨副约低一个数量级。这种良好的摩擦性能可防止低速爬行, 使运动平衡并获得较高的定位精度。

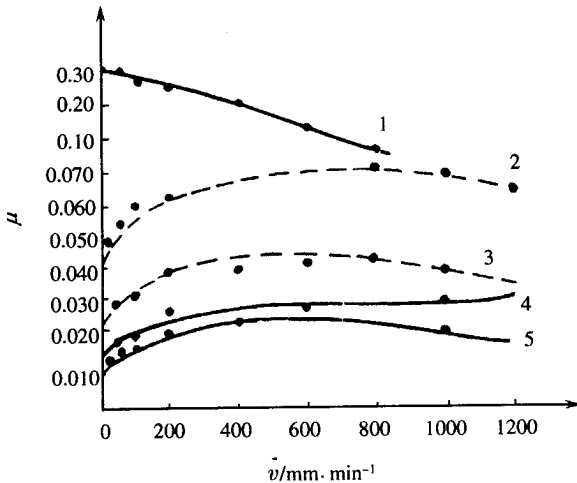


图 6-8 摩擦—速度曲线

- 1—铸铁—铸铁(30# 机油) 2—Turcite-B—铸铁(干摩擦);
 3—Turcite-B—铸铁(30# 机油) 4—TSF—铸铁(干摩擦);
 5—TSF—铸铁(30# 机油)

耐磨性好: 除摩擦系数低外, 聚四氟乙烯导轨软带材质中含有青铜、二硫化钼和石墨, 因此, 本身即具有润滑作用, 对润滑油的供油量要求不高, 采用间歇式供油即可。此外塑料质地较软, 即便嵌入金属碎屑、灰尘等, 也不至损伤金属导轨面和软带本身, 可延长导轨副的使用寿命。

减振性好: 塑料有很好的阻尼性能, 其减振消声的性能对提高摩擦副的相对运动速度有很大意义。

工艺性好: 可降低对粘贴塑料的金属导轨基体的硬度和表面质量要求, 而且塑料易于加工(铣、刨、磨、刮), 可使导轨副接触面获得优良的表面质量。

此外, 还有化学稳定性好、维修方便、经济性好等优点。

2) 导轨软带使用工艺

首先将导轨粘贴面加工至表面粗糙度 $R_a 3.2 \sim 1.6$, 有时为了起定位作用, 导轨粘贴面加工成 $0.5 \text{ mm} \sim 1 \text{ mm}$ 深的凹槽, 如图 6-9 所示。用汽油或金属清洗或丙酮清洗导轨粘贴面后, 用胶粘剂粘合导轨软带, 初加压固化 $1 \text{ h} \sim 2 \text{ h}$ 后再合拢到配对的固定导轨或专用夹具上施以一定的压力, 并在室温固化 24 h , 取下清除余胶, 即可开沟槽和进行精加工, 于这类导轨用粘贴方法, 习惯上称为“贴塑导轨”。

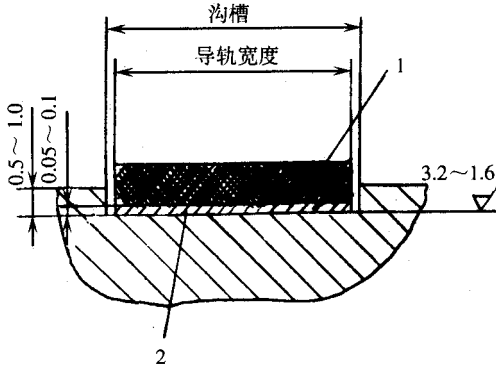


图 6-9 软带导轨的粘贴

1—导轨软带 2—粘结材料。

2. 环氧型耐导轨涂层

环氧型耐磨导轨涂层是另一类成功地用于金属—塑料导轨的材质。它是环氧树脂和二硫化钼为基体, 加入增塑剂, 混合成液状或膏状为一组份和固化剂为另一组份的双组份塑料涂层。这类涂层有 *Gleitbelag - Technik* 公司的 *SKC3* 导轨涂层、*Diamant - Kitte Schulz* 公司的 *Moglice* 钻石牌导轨涂层和国产的 *HNT* 导轨涂层。*SKC3* 导轨涂层有多种不同的相对密度, 分别适用于各种比压的机床导轨, 主要技术指标见表 6-2。

表 6-2 *SKC3* 主要技术指标

相对密度	1.8	1.62	2.1	2.1
滑动条件下最高许用比压/ Pa	5	12.5	20	40
静态条件下最高许用比压/ Pa	75	95	165	385
使用温度/ $^{\circ}\text{C}$	80	-40 ~ 125	-40 ~ 125	-40 ~ 125
耐腐蚀性	能耐水、海水、矿油及合成润滑油, 弱酸和弱碱, 原油和汽油、酒精以及各种润油冷却液等的腐蚀。 不耐丙酮、苯、甲苯等腐蚀。			
吸水性	不吸水			
固化收缩率	很小, 测不出			
历化时间/ h	室温 18°C 以上 24 ~ 36			

1) SKC3 导轨涂层的特点

导轨涂层材质有良好的可加工性,可经车、铣、刨、钻、磨削和刮削。有良好的摩擦性能和耐磨性,而且其抗压强度比聚四氟乙烯导轨软带要高。固化时体积不收缩,尺寸稳定,特别是可在调整好固定导轨和运动导轨间的相关位置精度后注入涂料,可节省许多加工工时,特别适用于重型机床和不能用导轨软带的复杂配合型面。

2) 导轨耐磨涂层使用工艺

涂层使用工艺很简单。以导轨副为例,首先将导轨涂层面粗刨或粗铣成如图 6-10 所示的粗糙表面,以便保证有良好的附着力。图中导轨面刀纹宽度 1mm ,刀纹深 $0.5\text{mm} \sim 0.8\text{mm}$,两侧凸台宽 2mm 。凸台高 1.5mm ,与塑料导轨相配的金属导轨在(或模具)用溶剂清洗后涂上一薄层硅油或专用脱模剂(SKC3 涂层配用 SKC11 脱模剂, Moglice 型配用 W10 型脱模剂),以防与耐磨导轨涂层的粘接。将按配方加入固化剂调好的耐磨涂层材料抹于导轨面,然后叠合在金属导轨面(或模面)上进行固化。叠合前可旋转成形油槽、油腔用模板。固化 24h 后,即可将两导轨分离。涂层硬化两三天后可进行下一步的加工。图 6-10 为注塑后的导轨示意图。从图中可以看出,塑料导轨面宽度与粘塑导轨一样,需小于相配的金属导轨面。空隙处需用密封条堵住。涂层面的厚度以及导轨面与其他表面(如工作台面)的相对位置精度可借助高等级或专用夹具保证。由于这类涂层采用涂刮或注入膏状塑料的方法,国内习惯上称为“涂塑导轨”或“注塑导轨”。

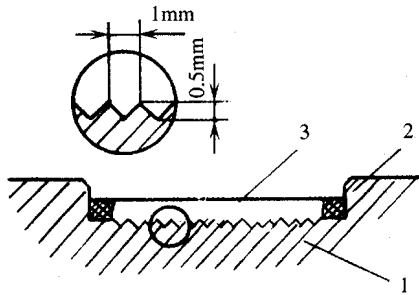


图 6-10 注塑导轨

1—滑座 2—胶条 3—注塑层。

二、导轨结构

1. 导轨的类型

导轨刚度的大小、制造是否简单、能否调整、摩擦损耗是否最小以及能否保持导轨的初始精度,在很大程度上取决于导轨的横截面形状。滑动导轨的横截面形状,如图 6-11 所示。

(1) 山形与 V 形共面 如图 6-11(a) 所示,这种截面导轨导向精度高,导轨磨损后靠自重下沉自动补偿。下导轨用凸形有利于排污物,但不易保存油液,如用于车床;下导轨

用凹形则相反,如用于磨顶角一般为 90° 。

(2) 矩形截面 如图 6-11(b)所示,这种截面导轨制造维修方便,承载能力大,新导轨导向精度高,但磨损后不能自动补偿,需用镶条调整,影响导向精度。

(3) 圆柱形截面 如图 6-11(c)所示,这种截面导轨制造简单,可以做到精密配合,但对温度变化较敏感,小间隙时很易卡住,大间隙则又导向精度差。它与上述几种截面比较,应用较少。

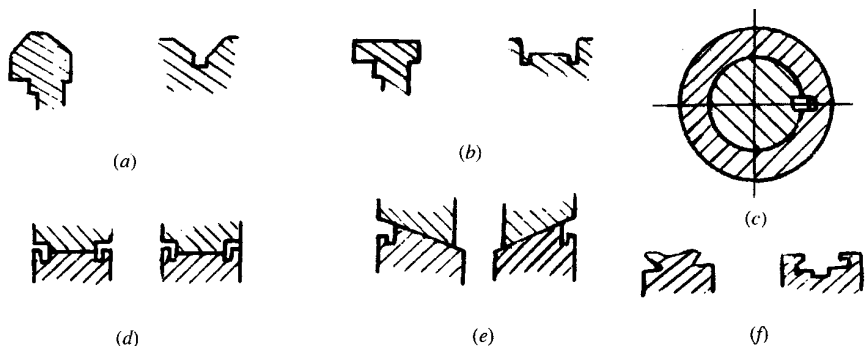


图 6-11 滑动导轨的截面形状

(a)山形与V形 (b)矩形 (c)圆柱形 (d)平面环形 (e)圆锥形环形 (f)燕尾形。

(4) 平面环形截面 如图 6-11(d)所示,这种截面导轨适合于旋转运动,制造简单,能承受较大的轴向力,但导向较差。改用圆锥形环形截面(如图 6-11(e)),导向性较好。

(5) 燕尾形截面 如图 6-11(f)所示,这种截面导轨结构紧凑,能承受倾侧力矩,但刚性较差,制造检修不方便。适用于导向精度不太高的情况。

2. 导轨的间隙调整机构

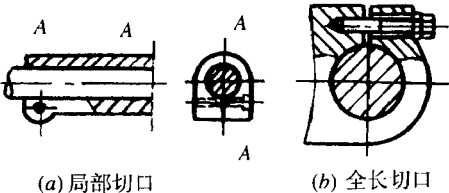
为保证导轨的正常运动,运动件与承导件之间应保持适当的间隙。间隙过小会增加摩擦力,使运动不灵活;间隙过大,会使导向精度降低。调整的方法有:

(1) 采用磨、刮相应的结合面或加垫片的方法,以获取适当的间隙。

(2) 镶条调整,这是侧向间隙常用的调整方法,镶条有直镶条和斜镶条两种。具体结构及调整方法详见表 6-3 和表 6-4。

表 6-3 圆柱导轨的间隙调整装置

序号	调整方式	简图	特点
1	修刮分面 或调整垫片厚度		<ol style="list-style-type: none"> 1. 运动部件为分结构,部件拆装容易 2. 调整麻烦 3. 调整后会增大孔的圆度误差

序号	调整方式	简图	特点
2	改变切口间隙	 <p>(a) 局部切口</p> <p>(b) 全长切口</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. 结构简单,调整方便 2. 可以兼作夹紧机构 3. 调整后会增大孔的圆度误差 4. 不能保证间隙均匀 5. 会引起轴心线偏移

三、贴塑导轨设计

1. 受力分析

在设计导轨时,必须合理安置作用力的方向和作用点的位置,以便使导轨的倾斜的力矩尽量小。否则会使导轨面的摩擦力增大、磨损加剧,从而降低导轨的运动灵活性和导向精度,严重时甚至还可能使导轨卡死,不能正常工作。

作用在运动件上的推力有三种情况 ①推力通过运动件的轴线。②推力作用点在运动件的轴线上,推力方向与轴线成一夹角 α 。③推力平行于运动件的轴线。

对于第一种情况,导轨中的摩擦力只受到载荷及运动件本身重量的影响,推力不全产生附加的摩擦力。所以,设计时应力求符合这种情况。然而,由于结构上限制,在实际机构中往往出现第二、三种情况条件下,确定各部分的几何尺寸。

推力 F 与运动件轴线成一夹角 α ,如图 6-12(a)所示。

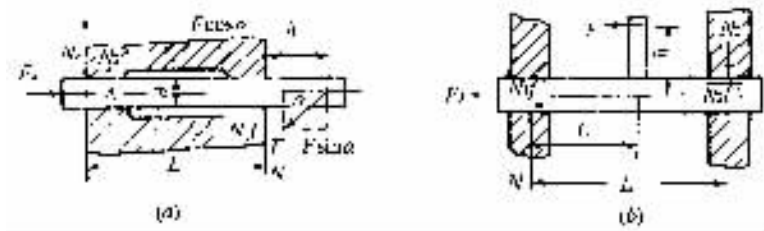


图 6-12 导轨计算图

(a) 推力 F 与运动轴线成一夹角 α (b) 推力 F 平行于运动轴线且与轴线相距 h_1 。

推力 F 的作用将使运动件产生倾斜,从而使运动件在两点处压紧。设正压力分别为 N_1 、 N_2 ,相应的摩擦力为 $N_1'f$ 、 $N_2'f$,作用点间的距离为 L ,轴向阻力为 F_a 。根据静力平衡条件得:

表 6-4 平面导轨间隙调整

$$\sum X = 0 \quad (N_1 + N_2)f' + F_a - F \cos \alpha = 0$$

$$\sum Y = 0 \quad N_1 + N_2 - F \sin \alpha = 0$$

$$\sum M_A = 0 \quad (L + h)F \sin \alpha - LN_1 + N_2f' \frac{d}{2} - N_1f' \frac{d}{2} = 0$$

当运动件的直径较小时,上式中含有 d 的各项可以忽略,于是可写成:

$$(N_1 + N_2)f' + F_a - F \cos \alpha = 0$$

$$N_1 + N_2 - F \sin \alpha = 0$$

$$(L + h)F \sin \alpha - LN_1 + N_2f' \frac{d}{2} - N_1f' \frac{d}{2}$$

联立解之得:

$$F = \frac{F_a}{\cos \alpha - f'(1 + 2h/L)\sin \alpha} \quad (6-1)$$

欲推运动件,则必须使

$$F > \frac{F_a}{\cos \alpha - f'(1 + 2h/L)\sin \alpha}$$

保证运动件不被卡死的条件是: $\cos \alpha - f' \sin \alpha (1 + 2h/L) > 0$

由此,可得到当推力 F 与运动件有交角 α 时,运动件正常工作的条件是

$$\frac{L}{h} > \frac{2f' \tan \alpha}{1 - f' \tan \alpha} \quad (6-2)$$

式中 f' ——当量摩擦系数。

对不同形式的导轨, f' 值为:

$$\text{圆形导轨} \quad f' = 4f/\pi = 1.27f$$

$$\text{矩形导轨} \quad f' = f$$

$$\text{燕尾形和三角导轨} \quad f' = f/\cos \beta$$

式中 f ——滑动摩擦系数;

β ——燕尾轮廓角或三角形底角。

推力 F 平行于运动件轴线且与轴线相距 h ,如图 6-12(b)所示。图中 F_a 为轴向阻力, N_1 和 N_2 为反作用力, f' 为当量摩擦系数。根据静力平衡条件得:

$$\sum X = 0 \quad (N_1 + N_2)f' + F_a - F = 0$$

$$\sum Y = 0 \quad N_1 + N_2 = 0$$

$$\sum M_A = 0 \quad Fh - LN_1 + N_2f' \frac{d}{2} - N_1f' \frac{d}{2} = 0$$

$$\text{联立解得:} \quad F = \frac{F_a}{1 + 2f'h/L} \quad (6-3)$$

欲推运动件,必须保证运动件不被卡死的条件是

$$1 - 2f' \frac{h}{L} > 1 \quad (6-4)$$

即

$$2f' \frac{h}{L} < 1$$

式中 f' ——当量摩擦系数。

设计时,为保证运动灵活, h/L 值可按式取值:

$$2f \frac{h}{L} < 0.5$$

当取 $f = 0.26$ 时,则有:

对圆柱形导轨 $h/L < 1.5$

对矩形导轨 $h/L < 2$

对燕尾形和三角形导轨($\beta = 60^\circ$) $h/L < 1$

2. 确定导轨间隙

滑动摩擦导轨对温度变化比较敏感。由于温度变化,会引起卡死或间隙过大现象,所以间隙确定主要根据温度变化引起变形的情况来考虑。为减小温度变化对导轨运动的影响,运动件和承导轨体应选择膨胀系数相同或相近的材料。

若导轨在温度变化较大的环境中工作,当选择精度等级和配合以后,应对导轨副的间隙进行验算。

为保证导轨能正常工作,它的最小间隙 Δ_{min} 必须大于零,即:

$$\Delta_{min} = D_{2min}[1 + \alpha_2(t - t_0)] - D_{1max}[1 + \alpha_1(t - t_0)] > 0 \quad (6-5)$$

式中 D_{2min} ——包容件在常温时最小直径或最小直线尺寸;

D_{1max} ——被包容件在常温时最大直径或最大尺寸;

α_1 ——被包容件材料的线膨胀系数; α_2 ——包容件材料的膨胀系数;

t_0 ——导轨装配时的温度;

t ——导轨工作时最高温度或最低温度。

为保证导轨的工作精度,导轨副中的最大间隙 Δ_{max} 应小于允许最大间隙 $[\Delta_{max}]$,即:

$$\Delta_{max} = D_{2max}[1 + \alpha_2(t - t_0)] - D_{1min}[1 + \alpha_1(t - t_0)] \leq [\Delta_{max}] \quad (6-6)$$

式中 D_{2min} ——包容件在常温时的最小直径或最小值线尺寸;

D_{1min} ——被包容件在常温时的最小直径或最小直线尺寸。

四、导轨的材料

塑料导轨常用在导轨副的动导轨上,与其相配的金属导轨有铸铁和镶钢两种,组成铸铁—塑料导轨副或镶钢—塑料导轨副。其中:铸铁主要是耐磨铸铁、灰铸铁等,典型的牌号有 HT3054、HT300、MTCu1PTi-150 等。表面淬火硬度一般为 HRC45~55,淬火层深度规定经磨削后应保留 1.0mm~1.5mm。镶钢导轨的材料有 55、TT10A、GCr15、38CrMoAl、CrWMn 等。一般采用中频淬火或渗氮淬火方式,淬火硬度为 HRC58~62,渗氮层厚度为

0.5mm。

镶钢导轨工艺复杂,加工较困难,成本也较高,为便于处理和减少变形,可把钢导轨分段钉接在床身上。

此外,用于镶装导轨的还有有色金属板材料,主要有锡青铜 ZQSn6-6-3 和铝青铜 ZQA10-4。它们多用于重型机床的动导轨上,与铸铁的支承导轨相搭配。这种材料耐磨性高,可以防上撕伤和保证运动的平稳性、提高运动精度。

第三节 液体静压导轨设计

静压导轨是指在两个相对运动的导轨面之间通入具有一定压力的润滑油以后,使动导轨微微抬起,在导轨面间充满润滑油所形成的油膜,保证导轨面间在液体摩擦状态下工作。工作过程中,导轨面上油腔的油压随外加载荷的变化自动调节。静压导轨与其他形式的导轨相比,其工作寿命长,摩擦系数极低(约为 0.0005),速度变化和载荷变化对液体膜的刚性上影响小,有很强的吸振性,导轨运行平稳,无爬行。在高精度、高效率的大型、重型数控机床上应用越来越多。

一、静压导轨的结构

按静压导轨的结构形式可分为两大类。开式静压导轨和闭式静压导轨两类。按供油方式可分为恒压供油和恒流供油两类。

(1)开式静压导轨是指不能限制工作台从导轨上分离的静压导轨,如图 6-13 所示。这种导轨的载荷总是指向导轨,不能承受相反方向的截荷,并且不易达到很高的刚性。这种静压导轨用于运动速度比较低的重型机床。

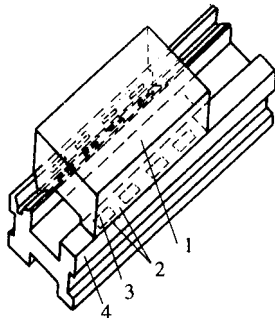


图 6-13 开式静压导轨

- 1—工作台 2—油封面;
3—油腔 4—导轨座。

(2)闭式静压导轨是指导轨设置在机座的几个面上,能够限制工作台从导轨上分离的

静压导轨,如图 6-14 所示。它的工作原理与开式静压导轨相同。虽然闭式导轨承受载荷的能力小于开式导轨,但闭式静压导轨具有较高的刚性和能够承受反向载荷,因此闭式静压导轨常用于要求承受倾覆力矩的场合。

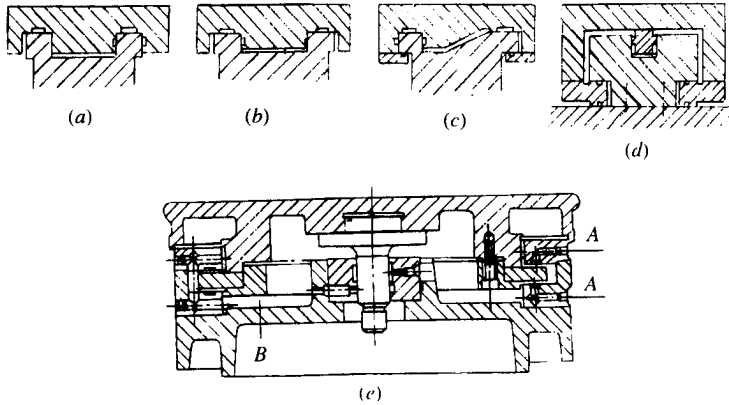


图 6-14 闭式静压导轨

(a)在床身一条导轨两侧 (b)在床身两导轨内侧 (c)在床身两条导轨上下和一条导轨两侧;

(d)在床身呈三个方向分布 (e)回转运动闭式静压导轨结构(A—进油,B—出油)。

液体静压导轨的尺寸不受限制,可根据具体需要确定,但要考虑载何的性质、大小与情况灵活选用油腔的形状、数目及配置。因此液体静压导轨的设计主要是确定导轨油腔结构参数、节流器参数以及供油系统的压力、流量等参数。

二、油腔结构

1. 油腔的形状和尺寸

导轨油腔的形状一般有矩形油腔和油槽形油腔,其中油槽形油腔包括下直油槽形油腔、二字形油槽腔和三字形油槽腔,如图 6-15 所示。不管油腔的形状如何,只要支座的 L 、 B 和油腔 l 、 b 相等,各种形状的油腔具有相同的承载面积。油腔尺寸一般要按导轨宽度(B)选择,见表 6-5。

表 6-5 油腔结构尺寸

B	l/b	b_1	b_2	Z	油槽形式
40~50			8	4	图 6-15(a)
60~70	>4	15	8	4	图 6-15(b)
80~100	>4	20	10	5	图 6-15(b)
	<4				图 6-15(c)

B	l/b	b_1	b_2	Z	油槽形式
110 ~ 140	> 4	30	12	6	图 6-15(b)
	< 4				图 6-15(c)
150 ~ 190		30	12	6	图 6-15(d)
> 200		40	15	6	图 6-15(d)

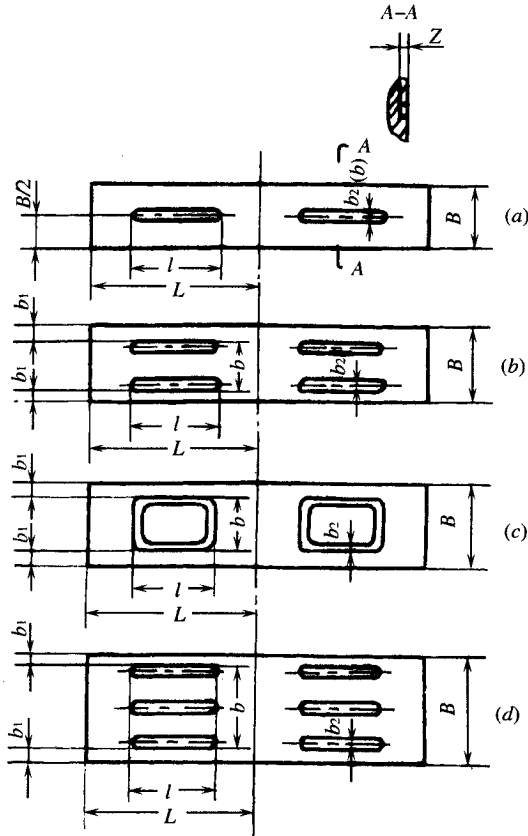


图 6-15 油腔形状

- (a)直油槽形油腔 (b)二字形油槽油腔；
 (c)口字油槽形油腔 (d)三字形油槽油腔。

2. 油腔数目和布置

每条导轨不得少于两个油腔。油腔的数量可按如下原则选择：

运动部件(工作台)的长度在 $2m$ 以下时,在运动的长度内取 2 个 ~ 4 个油腔。

运动部件(工作台)的长度在 $2m$ 以上时,每个油腔的长度取 $0.5 \sim 2m$ 。机床或机械设备的刚性较好、载荷分布均匀时,油腔长度可取较大值,油腔数目可以取少一些。对于

机床或机械设备的刚性较差、载荷分布不均匀时,油腔长度可取较小值,油腔数目则要多一些。

一般情况下,做直线运动的静压导轨,其油腔应开在移动部件(工作台)上,固定部件(机座)应有足够的长度,保证移动部件在运动过程中不会外露,为了进油方便,油腔一般开在固定部件(机座)上。

对于载荷分布不均匀,可以在同一导轨面上采用不等面积的油腔,承受较大载荷的油腔采用较大的油腔面积,承受较小载荷的油腔采用较小的油腔面积。

三、导轨间隙和节流形式

1. 导轨间隙

静压导轨的间隙代表了润滑油膜的厚度,间隙越大、流量越大、则刚性减少,且导轨容易出现漂移。导轨的间隙小,流量也小,刚性增大。但是导轨间隙受到导轨几何精度、零部件刚性以及最小节流器最小尺寸的限制,所以导轨间隙不能取得太小。

对于中小型机床和机械设备,空载时的导轨间隙一般取 $h_0 = 0.01\text{mm} \sim 0.025\text{mm}$ 。

对于大型机床和机械设备,空载时的导轨间隙一般取 $h_0 = 0.03\text{mm} \sim 0.08\text{mm}$ 。

2. 节流形式

液体静压导轨的节流形式与静压轴承基本相同,分定压式供油系统和定量式供油系统两种。在大型机床和机械设备中采用定量式供油(即单腔单泵)可获得大的刚性,且载荷越大,刚性也越大,导轨油腔与泵之间直接连接无需再串节流器。液体静压导轨常用的定压式供油系统的节流器有两种。

(1)毛细管节流器 毛细管节流器多采用节流长度可调整的螺旋槽结构,见图 6-16。这是因为导轨各油腔压力往往大小不一,而进油压力 p 又要求一样这就要求毛细管的节流长度能够在一定范围内调整,以适应各油腔的不同需要。

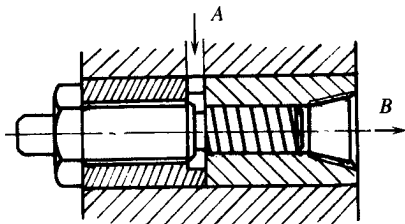


图 6-16 可调毛细管节流器

A—进油 B—出油。

为了结构紧凑,静压导轨常将多个毛细管组合,如图 6-17 所示。毛细管节流开式和闭式静压导轨,多用于中小型机床和机械设备,也适用于载荷变化范围不大的大型机床和机械设备。

(2)薄膜反馈节流器 薄膜反馈节流器的结构有单面和双面两种。双面薄膜反馈节

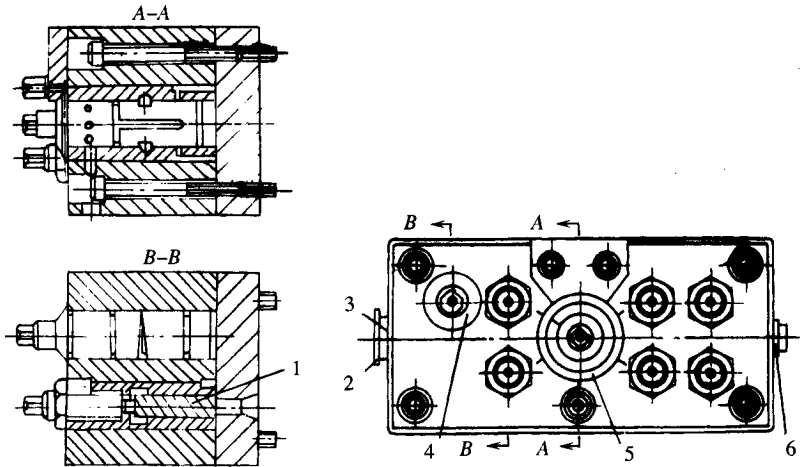


图 6-17 组合式毛细管节流器

1—螺旋槽毛细管 2—进油管接头 3—油腔压力表座；

4—节流阀 5—分配阀 6—供油压力表阀。

流器结构同静压轴承完全一样。

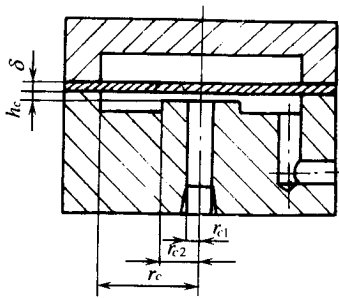


图 6-18 节流间隙不可调整的单面薄膜反馈节流器

单面薄膜反馈节流器,有节流间隙不可调整(图 6-18)和节流间隙可调整两种,在节流间隙可调整的结构中,又有弹簧压紧薄膜和阀芯移动调整间隙两种(图 6-19)。

单面薄膜反馈节流器多用于开式静压导轨。双面薄膜反馈节流器多用于闭式静压导轨。

薄膜反馈节流静压导轨,多用于载荷不均匀、偏载引起的颠覆力矩较大、载荷变化范围大的大型机床和机械设备。

导轨的每个油腔都应该有节流器控制。对于开式 V 形导轨两侧相对应的油腔,应各自有节流器控制,才能承受正方向垂直载荷和水平方向载荷,见图 6-20。如果开式 V 形导轨两侧相对应的油腔,共用一个节流器,则只能随正方向的载荷,不能随水平方向载荷,这种节流器的布置是不正确的。

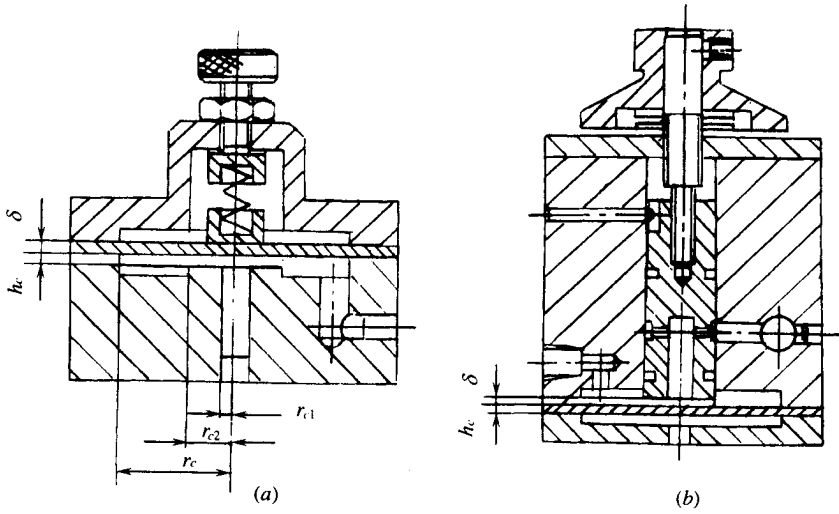


图 6-19 节流间隙可调整单面薄膜反馈节流器

(a) 弹簧压紧薄膜调整间隙 (b) 阀芯移动调整间隙。

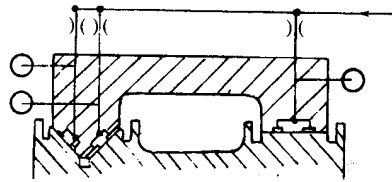


图 6-20 节流器的布置

四、导轨承载能力

1. 开式液体静压导轨

(1) 导轨的承载能力

$$F = A_e p_i \quad (6-7)$$

式中 F ——一个油垫承受的载荷, $F = G + G_1 + F_1$, 其中 G 为一个油垫承受的工作台重力, G_1 为一个油垫承受的工件重力, F_1 为一个油垫承受的切削及其他外力;
 p_i ——受载荷后的油腔压力;
 A_e ——一个油腔的有效承载面积。

(2) 一个油垫的有效承载面积。

$$A_e = \frac{1}{6} (2LB + Lb + 2IB + Ib) \quad (6-8)$$

或用下列近似公式

$$A_e = \frac{1}{4} (2L + 1)(B + b) \quad (6-9)$$

式中符号含义见图 6-15。

(3) 导轨一个油腔空载时的流量

$$Q_0 = \frac{P_0 h_0^3}{3\mu} \left(\frac{1}{B-b} + \frac{b}{L-1} \right) \quad (6-10)$$

(4) 受载后工作台和床身导轨之间的间隙 h

对于毛细管节流

$$h = \lambda \sqrt[3]{\frac{A_e P_s}{F} - 1} \quad (6-11)$$

$$\lambda = \sqrt[3]{\frac{0.074 d_c^4}{l_c \left(\frac{1}{B-b} + \frac{b}{L-1} \right)}} \quad (6-12)$$

式中 d_c ——毛细管直径；

l_c ——毛细管长度。

对于单面薄膜反馈节流

$$h = h_{c2} \sqrt[3]{\frac{\pi \left(\frac{A_e P_s}{F} - 1 \right)}{2 \left(\frac{1}{B-b} + \frac{b}{L-1} \ln \frac{r_{c2}}{r_{c1}} \right)}} \quad (6-13)$$

式中 h_{c2} ——导轨中载荷作用下的薄膜和圆台之间的间隙, 见图 6-18。

$$h_{c2} = h_{c1} + \bar{u}_1$$

(5) 在重力作用下, 工作台和床身导轨之间的间隙 h_0

对于毛细管节流

$$h_0 = \lambda \sqrt[3]{\frac{A_e P_s}{G} - 1} \quad (6-14)$$

式中

$$\lambda = \sqrt[3]{\frac{0.074 d_c^4}{l_c \left(\frac{1}{B-b} + \frac{b}{L-1} \right)}} \quad (6-15)$$

对于单面薄膜反馈节流

$$h = h_c \sqrt[3]{\frac{\pi \left(\frac{A_e P_s}{G} - 1 \right)}{2 \left(\frac{1}{B-b} + \frac{b}{L-1} \ln \frac{r_{c2}}{r_{c1}} \right)}} \quad (6-16)$$

(6) 工件重力和切削作用下的薄膜平均变形量

$$\bar{u}_1 = \frac{\mathfrak{X} G_1 + F_1 \mathfrak{X} (1 - \mu^2) \mathfrak{X} r_c^2 - r_{c1}^2 \mathfrak{X}}{16 E A_e \delta^3} \quad (6-17)$$

(7) 薄膜厚度 δ

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{3(G_1 + F_1)(1 - \mu^2)(r_c^2 - r_{c1}^2)^2}{16Eh_{c1}A_e \left[\sqrt[3]{\frac{A_e P_s}{G} - 1} - 1 \right] \sqrt[3]{\frac{A_e P_s}{F} - 1}}} \quad (6-18)$$

(8)在工作台重力作用下,薄膜与圆台间隙 h_{c1}

对于图 6-19(a)所示的节流器,由于工作台重力的作用所产生的薄膜变形被调节弹簧压平,使薄膜处于平直状态,故有 $h_{c1} = h_c$

$$h_{c1} = h_0 \sqrt[3]{\frac{2\left(\frac{1}{B-b} + \frac{b}{L-1} \ln \frac{r_{c2}}{r_{c1}}\right)}{\pi\left(\frac{A_e P_s}{F} - 1\right)}} \quad (6-19)$$

(9)节流间隙不可调整的单面薄膜反馈节流器有关参数

图 6-18 所示的节流间隙不可调整的单面薄膜反馈节流器,其计算公式基本上与上述节流间隙可调整的单面薄膜反馈节流器相同。所不同的有如下参数:

$$\left. \begin{aligned} h_{c1} &= h_c + \bar{u} \\ \bar{u}_1 &= \frac{3Q(1 - \mu^2)(r_c^2 - r_{c1}^2)^2}{16EA_e \delta^3} \end{aligned} \right\} \quad (6-20)$$

对节流间隙不可调整的单面薄膜反馈节流器,在薄膜处于平直状态下薄膜与圆台之间的间隙 h_c 即为

$$h_c = h_{c1} - \bar{u}$$

计算 F 作用下的 \bar{u}_a

$$\bar{u}_a = \bar{u} + \bar{u}_1$$

(10)供油压力 p_s

为了获得较佳的导轨刚性,需要合理选择供油压力 P_s 。根据理论分析和实践经验,对于毛细管节流开式静压导轨,推荐按表 6-6 选择供油压力 P_s 。

对于单面薄膜反馈节流开式静压导轨,一般取 $P_s = (1.5 \sim 4)P_i$,或者按照平均载荷作用下的油腔压和(P_{icp})进行选择,取 $P_s \approx 2P_{icp}$

2. 闭式液体静压导轨

(1)承载能力

$$F = A_{e1}P_1 - A_{e2}P_2 \quad (6-21)$$

式中 F——一对油垫承受的载荷;

P_1 、 P_2 ——分别为主导轨和辅导轨中油腔压力。

(2)一个油垫的有效承载面积

$$\left. \begin{aligned} A_{e1} &= \frac{1}{6}(2 + L_1B_1 + 2l_1b_1 + l_1B_1) \\ A_{e2} &= \frac{1}{6}(2 + L_2B_2 + 2l_2b_2 + l_2B_2) \end{aligned} \right\} \quad (6-22)$$

表 6-6 毛细管节流式开式静压导轨供油压力(P_s)的选择

载 荷 分 布		P_s
工作过程中,工件重力和切削力始终小于工作台重力,或者相对于工作台重力很小,可以忽略不计	工作台重力分布均匀,导轨各油腔压力 $\frac{P_{0\max}}{P_{0\min}} < 2.5$	$P_s \approx 4P_{0\text{cp}}$
	工作台重力分布均匀,导轨各油腔压力 $\frac{P_{0\max}}{P_{0\min}} \geq 2.5$	$P_s \approx 4P_{i\max}$
	$P_{0\text{cp}}$ ——工作台重力作用下,各油腔压力的平均值 $P_{0\max}$ ——工作台重量作用下,各油腔中最大的油腔压力 $P_{i\max}$ ——工作台重力作用下,各油腔中最小的油腔压力	
工作过程中,工件重力(G_1)和切削力(F_1)变化大。其变化范围 $(G_1 + F_1)_{\min} < G < (G_1 + F_1)_{\max}$	最大载荷分布均匀,在最大载荷作用下,导轨各油腔压力大致相等	$P_s = 1.5P_i$
	最大载荷分布不均,在最大载荷作用下,导轨各油腔压力不相等	$P_s = 1.5P_{i\max}$
P_i ——在 $(G + G_1 + F_1)_{\max}$ 作用下的油腔压力; $P_{i\max}$ ——在 $(G + G_1 + F_1)_{\min}$ 作用下,导轨各油腔最大的油腔压力		

或用下列近似计算式:

$$\left. \begin{aligned} A_{e1} &= \frac{1}{4}(L_1 + l_1)(B_1 + b_1) \\ A_{e2} &= \frac{1}{4}(L_2 + l_2)(B_2 + b_2) \end{aligned} \right\} \quad (6-23)$$

式中 L_1, L_2 ——主导轨、副导轨一个油垫长度;

B_1, B_2 ——主导轨、副导轨一个油垫宽度;

l_1, l_2 ——主导轨、副导轨一个油垫长度;

b_1, b_2 ——主导轨、副导轨一个油垫宽度;

3. 面积系统 K_b

$$K_b = \frac{A_{e2}}{A_{e1}} \quad (6-24)$$

当颠覆力矩较小,导轨油膜刚性无特殊要求时,取 $K_b = 0.3 \sim 0.5$;

当颠覆力矩较大,导轨油膜刚性要求大时,取 $K_b = 0.5 \sim 1$;

对于承受水平载荷的侧导轨,一般取 $K_b = 1$;

(4) 假定载荷 F_b

$$F_b = (A_{e1} - A_{e2})P_b = A_{e1}P_b(1 - K_b) \quad (6-25)$$

式中 P_b —— F_b 作用下油腔压力;

F_b ——假定载荷,设计有效承载面积不等的闭式液体静压导轨时,需预先确定 F_b ;

F_{max} ——一对油垫上承受的最大载荷。

确定 F_b 的原则:

一对油垫上承受的 G_1 和 F_1 相对于 G 不大时 取 $F_b = G$;

一对油垫上承受的 G_1 和 F_1 相对于 G 很大时 取 $G < F_b < F_{max}$ 。

在假定载荷 F_b 作用下应满足下列条件:

主导轨和副导轨的间隙相等,即 $h_0 = h_1 = h_2$;

主导轨和副导轨的油腔压力相等,即 $P_0 = P_1 = P_2$;

主导轨和副导轨从油腔向外流出的流量相等,即 $Q_b = Q_{b1} = Q_{b2}$;

薄膜处于平直状态,薄膜两侧的间隙相等,即 $h_c = h_{c1} = h_{c2}$ 。

(5)主导轨和副导轨的油腔尺寸

$$\frac{l_1}{B_1 - b_1} + \frac{b_1}{L_1 - l_1} = \frac{l_2}{B_2 - b_2} + \frac{b_2}{L_2 - l_2} \quad (6-26)$$

一般取 $L_1 = L_2$,然后再确定主导轨和副导轨油腔的其他尺寸。

(6)从导轨一个油腔向外流出的流量 Q_b

$$Q_b = Q_{b1} = Q_{b2} = \frac{P_b h_0^3}{3\mu} \left(\frac{l_1}{B_1 - b_1} + \frac{b_1}{L_1 - l_1} \right) \quad (6-27)$$

式中 Q_b ——在 F_b 作用下,从导轨一个油腔向外流出的流量;

h_0 —— F_b ——作用下的导轨间隙。

(7)节流比 β

$$\beta = P_s / P_b = 1 + \lambda \quad (6-28)$$

一般取 $\beta = 2$

(8)设计参数 λ

对于毛细管节流的导轨

$$\lambda = \frac{128l_c h_0^3}{3\pi d_c^4} \left(\frac{l_1}{B_1 - b_1} + \frac{b_1}{L_1 - l_1} \right) \quad (6-29)$$

对于双面薄膜反馈节流的导轨

$$\lambda = \frac{2h_0^3}{3\pi d_c^3} \left(\frac{l_1}{B_1 - b_1} + \frac{b_1}{L_1 - l_1} \right) \ln \frac{r_{c2}}{r_{c1}} \quad (6-30)$$

(9)薄膜和圆台之间的间隙 h_c

薄膜处于平直状态下薄膜和圆台之间的间隙 h_c 为

$$h_c = h_0 \sqrt[3]{\frac{2}{\pi\lambda} \left(\frac{l_1}{B_1 - b_1} + \frac{b_1}{L_1 - l_1} \right) \ln \frac{r_{c2}}{r_{c1}}} \quad (6-31)$$

(10)薄膜厚度 δ

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{9P_s(1 - \mu^2)(r_c^2 - r_{c1}^2)}{8Eh_c} \cdot \frac{\lambda}{(1 + \lambda)}} \quad (6-32)$$

式中 r_c ——薄膜工作范围半径；
 μ ——泊松比；
 E ——材料的弹性模量。

(11) 导轨位移量 e

对于毛细管节流的导轨

$$e = \frac{h_0 [\omega \beta^2 + \beta (K_b - 1)]}{\beta (1 + K_b)} \quad (6-33)$$

对于双面薄膜反馈节流的导轨

$$e = \frac{h_0 (2\omega) + K_b - 1 (2h_c - 3cP_s)}{3h_c (1 + K_b)} \quad (6-34)$$

式中 ω ——载荷系数 $\omega = F/A_e P_s$ ；

C ——系数。

$$C = \frac{\beta (1 - \mu^2) (r_c^2 - r_{c1}^2)}{16E\delta^2} \quad (6-35)$$

第四节 滚动导轨设计

滚动导轨的优点是摩擦系数小于 0.005，静、动摩擦系数很接近，不会产生爬行现象，可以使用油脂润滑。数控机床导轨的行程一般较长，因此滚动体必须循环。常用的有直线导轨副和滚动导轨块。直线导轨副一般用滚环做滚动体，滚动导轨块用滚子做滚动体。

一、直线滚动导轨副

直线滚动导轨副包括导轨条和滑块两部分组成。导轨条通常为两根，装在支撑件上，见图 6-21 所示。每根导轨上有 2 个滑块，固定在移动件动导轨体上。如果动导轨体较长，也可以在一个导轨条上装 3 个滑块。如果动导轨体较宽，可采用 3 根导轨。

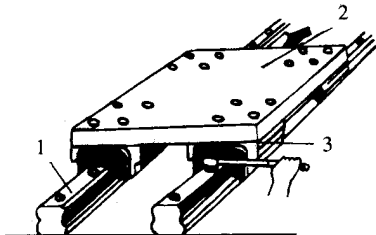


图 6-21 直线滚动导轨副的配置

1—导轨条 2—动导轨体 3—滑块。

国产 GGB 型直线滚动导轨是四方向等载荷型,有 AA、A 两种尺寸系列,基本上以导轨条的宽度表示规格的大小,每个系列中有 16~25 共 9 种规格。

直线滚动导轨的工作原理见图 6-22,滑块中装有四组滚珠,在导轨条的滑块的直线滚道内滚动。

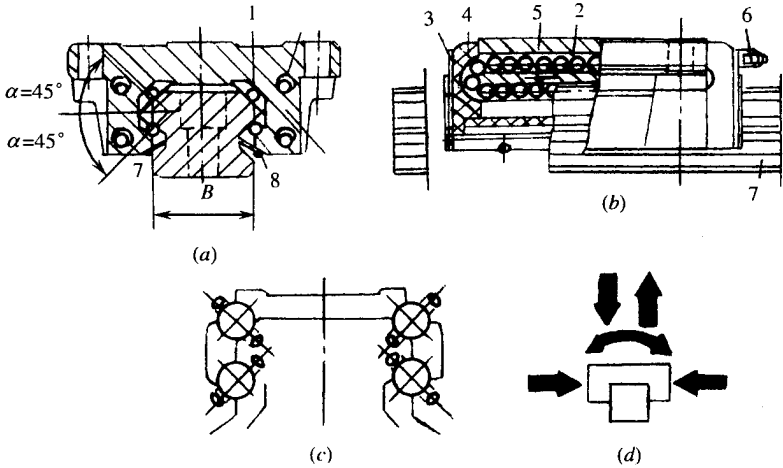


图 6-22 直线滚动导轨

1—滚珠 2—回珠孔 3、8—密封点 4—端面挡块 5—滑块 6—油嘴 7—导轨条。

当滚珠滚到滑块的端点,就经合成树脂制造的端面挡块 4 和滑块中的回珠孔 2 回到另一端,经另一端面挡块再进入循环。四组滚珠各有自己的回珠孔,分别处于滑块的四角。四组滚珠和滚道相当于四个直线运动角接触球轴承。接触角 = 45° 时,四个方向具有相同的承载能力。由于滚道的曲率半径略大于滚珠半径,在载荷的作用下接触区为椭圆,接触面积随载荷的大小而变化。

直线滚动导轨的精度分为 6 级,其中 1 级最高 6 级最低,它的技术要求有:

滑块顶面中心对导轨基准底面的平行度(见图 6-23(a));与导轨基准同侧的滑块侧面对导轨基准侧面的平行度(见图 6-23(a));

滑块上顶面与导轨基准底面之间高度 H 的极限偏差(见图 6-23(b));

当安装多个滑块时,还要检测 H 的变动量与导轨基准侧面同侧滑块侧面与导轨基准侧面间距离 w_1 的极限偏差(见图 6-23(c)),以及检测 w_1 的变动量。

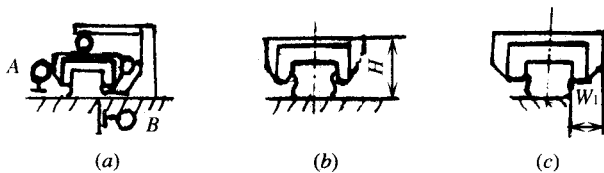


图 6-23 直线滚动导轨的技术要求

上述精度已有部颁标准,规定了导轨条长度从 $500\text{mm} \sim 4000\text{mm}$ 共8个分段的1~6级的公差值。

整体(GGB)型的直线滚动导轨,由制造厂用选配不同直径钢球的办法来决定间隙或预紧。用户可根据对预紧的要求定货,不需要自己调整。

二、滚动导轨块

滚动导轨块用滚子做滚动体,所以承载能力和刚度都比直线滚动导轨高,但摩擦系数略大。滚动导轨块的结构见图6-24。

目前应用较多的滚动导轨块有HJG-K和6192型两种系列,有专业厂生产,可以外购。但与滚动导轨块相配的支承导轨是不能外购的。支承导轨一般采用镶钢导轨,表面淬硬至HRC58以上,淬硬深度不小于 2mm ,表面粗糙度 R_a 不超过 $0.63\mu\text{m}$ 。为使导轨块受力均匀,动导轨安装滚动导轨块的基面与支承导轨面的平行度公差,应控制在 $0.02\text{mm}/1000\text{mm}$ 以内。为避免导轨块在运动中的侧向偏移和打滑,滚子轴线的倾斜精度应控制在 $0.02\text{mm}/300\text{mm}$ 以内,定位精度越高,对倾斜度的要求越严。为了保证导轨块工作时的载荷均匀,要求滚动块的高度具有等高一致性。

为了保证滚动导轨块所需的运动精度、承载能力和刚度,也可以进行预紧。预紧方式可通过在动导体与动导轨块之间转放置垫片、弹簧和楔铁的方式进行。图6-25是采用楔铁方工进行预紧的滚动导轨块。通过调节两个螺钉1(一推一拉)来调节楔块2的位置,达到所需的预紧程度。预紧力一般不超过额定动负荷的20%。如果预紧力过大,则容易使滚子不转或产生滑动。润滑油从油孔3进入,润滑滚动体4。

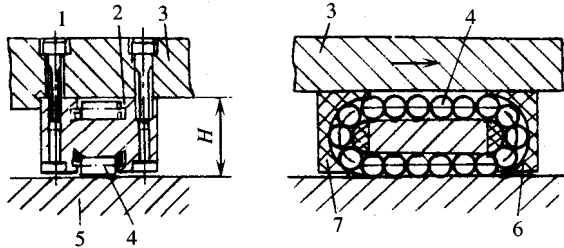


图6-24 滚动导轨块

1—固定螺钉 2—导轨块 3—动导轨体 4—滚动体;

5—支承导轨 6、7—带反回挡槽板。

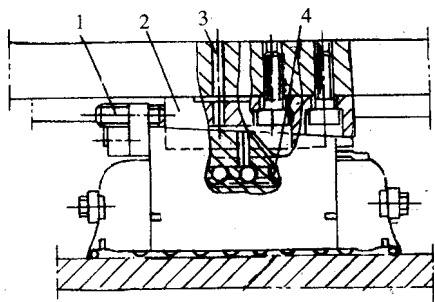


图6-25 滚动导轨块的预紧

由于滚动导轨块只能承受一个方向的载荷,对于开式导轨则需装8个滚动导轨块。竖直方向4个(两条导轨,每条两个),水平方向4个。如彩闭式导轨,则还需在两条压板上各装两个,共需12个滚动导轨块。

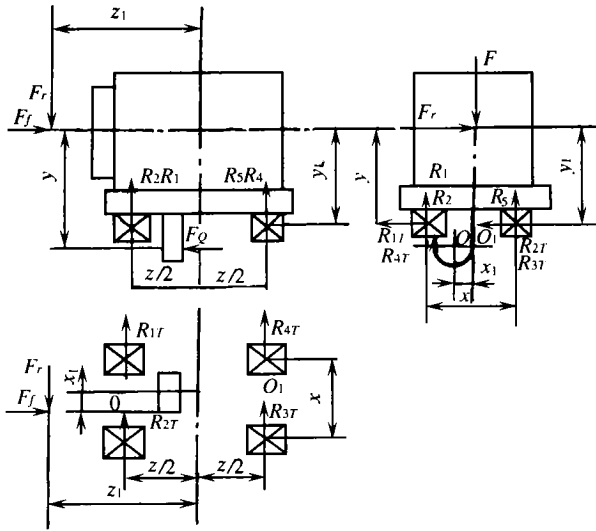


图 6-26 滚动导轨受力分析

三、滚动导轨设计计算

滚动导轨的设计,主要是根据导轨的工作条件,选择直线滚动导轨或滚动导轨块的型号、数量,并进行合理的配置。首先要计算直线滚动导轨或滚动导轨块的受力。再根据导轨的工作条件和寿命要求计算动载荷。依此选择直线滚动导轨或滚动导轨块的型号;或者根据导轨的工作条件,选择直线滚动导轨或滚动导轨块,再验算寿命是否符合要求。最后进行导轨的结构设计。

1. 受力分析

对于中小型数控机床的载荷,以切削力为主,工件的重力、动导轨部件(如刀架)重力相对较小,在受力分析时可以忽略不计。对于大型机床,工件较重,切削力较大,动导轨部件的重力也较大,因此在进行受力分析时,必须同时考虑切削力和重力的影响。下面以图 6-26 所示的中小型数控机床的动导轨为例,分析受力情况。机床采用两根导轨条,每条导轨有两个滑块。图中 F_c 、 F_f 和 F_D 分别为切削力、进给力 and 背向力, F_Q 为牵引力, R_1 、 R_2 、 R_3 、 R_4 分别为四个滑块的支反力。

可以根据力的独立作用的原理,分别考虑 F_c 、 F_f 和 F_D 对每个滑块的影响,再将每个力对同一滑块所施加的载荷相加,求出各滑块的受载。

首先考虑进给力 F_f 的作用。对 O 点取矩,可得

$$F_{fy} = (R_3 + R_4)z, \quad R_3 = R_4 = \frac{y}{2z} F_f$$

$$F_{fx1} = (R_{3T} + R_{4T})z, \quad R_{3T} = R_{4T} = \frac{x_1}{2z} F_f$$

同理,对 o_1 点取矩,可得

$$R_1 = R_2 = \frac{y}{2z} F_f, \quad R_{1T} = R_{2T} = \frac{x_1}{2z} F_f$$

用同样的方法,求出切削力 F_c 和背向力 F_D 对每个滑块的作用力,列入表 6-7。将每个滑块受力相加,可得计算载荷(工作载荷)。

表 6-7 F_f 、 F_c 和 F_D 对滑块的作用力

	F_f	F_c	F_D
R_1, R_2	$\frac{y}{2z} F_f$	$\left(\frac{1}{4} + \frac{z_1}{2z}\right) F_c$	$\frac{z_1}{2z} F_D$
R_3, R_4		$\left(\frac{1}{4} + \frac{z_1}{2z}\right) F_c$	
R_{1T}, R_{2T}	$\frac{x_1}{2z} F_f$	0	$\left(\frac{1}{4} + \frac{z_1}{2z}\right) F_D$
R_{3T}, R_{4T}			$\left(\frac{1}{4} + \frac{z_1}{2z}\right) F_D$

2. 直线运动滚动支承的计算

滚动支承计算与滚动轴承计算相仿,以在一定的载荷下运行一定距离,90%的支承不发生点蚀为依据。这个载荷就称为额定动载荷。运行的距离,就称为支承的额定寿命,对于用滚珠的直线滚动导轨,额定寿命为 50km;用圆柱滚子的滚动导轨块,额定寿命为 100km。滚动导轨支承的预期寿命除与额定动载荷和导轨的实际(工作)载荷有关外,还与导轨的硬度、滑块部分的工作温度和每根导轨上的滑块数目有关。

对于直线滚动导轨:

$$L = 50 \left(\frac{C}{F} \cdot \frac{f_H f_T f_C}{f_W} \right)^3 \quad (6-36)$$

对于滚动导轨块:

$$L = 100 \left(\frac{C}{F} \cdot \frac{f_H f_T f_C}{f_W} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (6-37)$$

式中 L ——滚动支承的预期寿命(km);

C ——额定动载荷(N)(查样本);

F ——每个滑块或滚动导轨块的工作载荷(N);

f_H 、 f_T 、 f_C 、 f_W ——硬度系数、温度系数、接触系数和载荷系数(见下表)。

硬度 HRC	58 ~ 64	55	50
硬度系数 f_H	1.0	0.8	0.53

温度/°C	100	150	200
硬度系数 f_T	1.0	0.92	0.73
滑块数	2	3	4
硬度系数 f_C	0.81	0.72	0.66
载荷速度 / $m \cdot \text{min}^{-1}$	无冲击振动 ≤ 15	轻冲击振动 15 ~ 60	有冲击振动 > 60
硬度系数 f_w	1 ~ 1.5	1.5 ~ 2	2.0 ~ 3.5

如果寿命以 h 计, 则

$$L_h = \frac{L \times 10^3}{2nl \times 60}$$

式中 l ——行程长度(m);
 n ——每分钟往复次数。

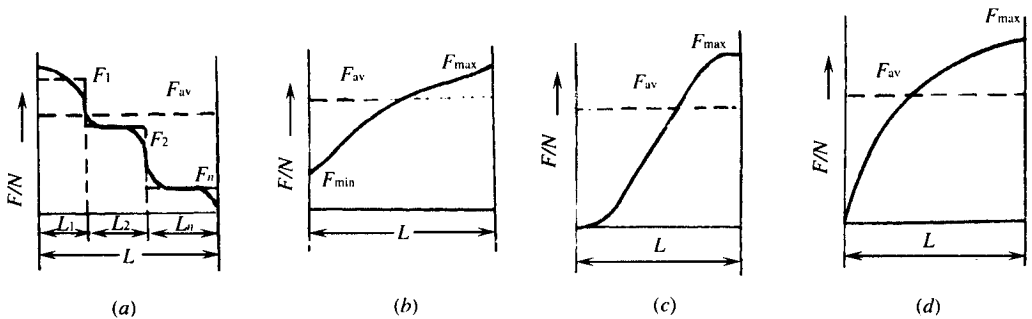


图 6-27 载荷谱图

如已选定支承的型号(已知 C), 可据此计算预期寿命。如给定预期寿命, 可由 L_h 计算 L , 再计算额定动载荷 C , 据此选择支承的型号。

如果静载荷较大, 则应保证新选用的额静载荷 C_0 不小于工作静载荷的 2 倍。在实际工作中, 工作载荷 F 是变动的, 如果变动的范围较大, 则应求出平均载荷 F_{av} 。变动载荷可归纳为三种情况, 即可分为阶段式变化、单调式变化和正弦曲线变化三种。

阶段式变化载荷曲线见图 6-27(a), 平均载荷 F_{av} 为

$$F_{av} = \sqrt[3]{\frac{1}{L} \int_0^L f_n^3 L_n} = \sqrt[3]{\frac{1}{L} (F_1^3 L_1 + F_2^3 L_2 + \dots + F_n^3 L_n)} \quad (6-38)$$

式中 F_n ——变动载荷(N);
 L_n ——承受 F_n 时行走的距离(m);

L ——总行程长度(m)。

单调式变化载荷曲线见图 6-27(b), F_{av} 为

$$F_{av} = \frac{1}{3}(F_{min} + 2F_{max})$$

式中 F_{min} ——最小载荷(N)；

F_{max} ——最大载荷(N)。

图 6-27(c) 的状况 $F_{av} \approx 0.65F_{max}$

图 6-27(d) 的状况 $F_{av} \approx 0.75F_{max}$

当工作载荷变动较大时, 应求出平均载荷 F_{av} , 用 F_{av} 计算寿命。

第五节 导轨的润滑与防护

一、导轨的油润滑

数控机床的导轨采用集中供油, 自动点滴式润滑。国产润滑设备有 XHZ 系列稀油集中润滑装置。该装置是由定量润滑泵、进回油精密滤油器、液位检测器、进给油检测器、压力继电器、递进分油器及油箱组成, 可对导轨面进行定时定量供油。

二、导轨的固体润滑

固体润滑是将固体润滑剂覆盖在导轨的摩擦表面上, 形成粘结型固体润滑膜, 以降低摩擦, 减少磨损。固体润滑剂种类较多, 按基本原料可分为金属类、金属化合物类、无机物类和有机物类。在润滑油脂中添加固态润滑剂粉末, 可增强或改善润滑油脂的承载能力、时效性能和高低温性能。

三、导轨的防护

导轨的防护是防止或减少导轨副磨损、延长导轨寿命的重要方法之一, 对数控机床显得更为重要。防护装置已有专门工厂产生, 可以外购。

导轨的防法很多, 有刮板式、卷帘式、伸缩式(包括软式皮腔式和叠层式)等, 对数控机床, 大都采用叠层式防护罩。图 6-28 所示为一种叠层式防护罩, 随着导轨的移动可以伸缩。有低速($12m/min$)、中速($30m/min$)等两种。图示符号代表的结构尺寸项目及其尺寸可按表 6-8 填写。

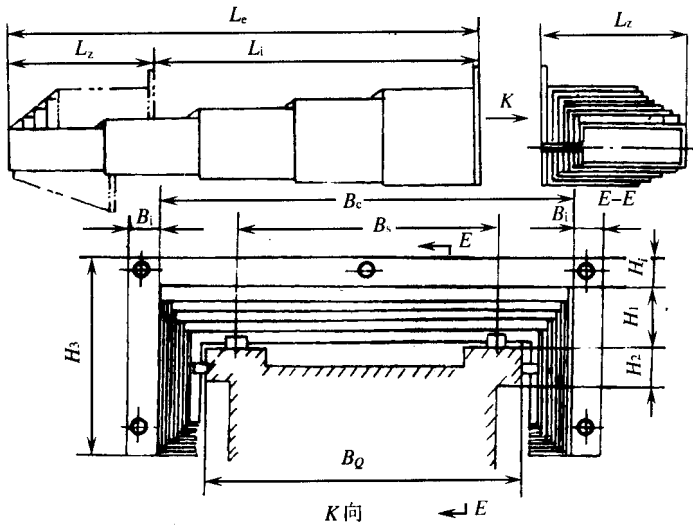


图 6-28 机床导轨防护罩

表 6-8 叠层式防护罩结构尺寸项目

技术数据				其他要求					
代号	名称	数据	备注	项目	要求				
L_e	拉伸后长度			1	主体材料名称	1CRB			
L_z	收缩后长度			2	主体材料厚度	推荐 1.5mm ~ 3mm			
L_l	行程			3	估计节数(η)				
B_Q	导轨宽度			4	支承形式 材料	滑	铜	滚	铜
B_e	防护宽度		按说明 2 填写			块	尼龙		轮
B_s	支承安装宽度			5	安装孔	按图钻		用户自钻	
H_1	防护罩上部高度		按说明 2 填写	配套机床名称型号					
H_2	导轨侧面高度			防护方向		动行速度	$v \leq m \cdot \min^{-1}$		
H_3	防护高度			委托单位					
B_i	安装位置宽度		用户自定	填单人		部门			
H_i	安装位置高度		用户自定	填单日期		电话			

技 术 数 据

其 他 要 求

说明：

1. 对收缩类导轨防护罩还需附导轨及滑鞍的截面图。
2. 对收缩长度较短,或节数较多的导轨防护罩必须满足以下要求：

即

$$H_1 \geq (5 + \delta) \eta + 15$$

$$B_C \geq \lambda (3 + \delta) \eta + B_Q + 20^\circ$$

$$\delta$$
—板厚 η —估算节数。

3. 如托架平面部分与导轨平面部分不在同一水平,应予以说明。
 4. 表内各项数据都应填写,每组防护罩填写一张。
- 样本内参数如有更改,不另行通知。

第六节 导轨的超声频加热淬火

感应加热按频率可分为高频、超声频、中频和工频四种,超声频加热是继高频之后发展起来的,主要应用于床身导轨加热淬火工艺。根据床身的使用条件,并考虑到淬火产生的变形,床身必须经过磨削加工后才能装配使用,一般要求淬硬层深度不小于 2mm。

一、加热原理

感应加热时,由于集肤效应,感应电流在工件内的分布是不均匀的,电流密度随深度的增加而减少。通常把电流密度降低到表面电流密度的 1/2.7 处的深度称为热透深度。在快速加热条件下,当淬硬层的深度小于热透深度时,温度的分布非常理想,热效率也可提高 30% ~ 40%。

近似的热透深度值可按下式计算：

$$\delta = 500 / \sqrt{f}$$

式中 δ ——热透深度(mm)；

f ——加热频率(Hz)。

由该式计算出的高频、超声频和中频加热的热透深度见表 6-9。

表 6-9 不同频率加热的热透深度

f/kHz	δ/mm
中频 1~8	15.8~15.95
超声频 30~40	2.98~2.50
高频 200~300	1.12~0.91

由表 6-9 可见,当采用高频加热淬火时,热透入深度小于要求的淬硬层深度(2mm),为了达到要求的淬硬层深度,必须不断从表面向内部加热,导致表面温度过高、内部加热不足,内餐温差加大,热能有效利用率低。表面过热使组织粗大,而内部温度较低则产生部分屈氏体组织。另外,高频加热时尖角效应强,容易在尖角处产生过热。经高频加热淬火的导轨其淬硬层组织不均匀,组织应力和热应力都较大,且强度较低,结果会使床身产生较大的翘曲变形。

超声频加热的热透深度 2.50mm~2.89mm,略大于要求的淬硬层深度,因此可以保证均匀快速的加热,淬火后可得到理想的硬层深度和优良的组织结构,并有热效率较高的温度梯度分布,在床身导轨中心的拉应力也较小。因此,用超声频加热淬火,即可保证质量,又可取得较好的经济效益。

二、导轨原始状态的要求

床身导轨材质为铸铁 HT300,原始硬度(HB) ≥ 180 ,要求原始组织由细片装石墨组成,珠光体量应大于 90%,石墨长度应为 150 μm ~200 μm ,游离铁素体量小于 5%,允许有少量磷共晶,但不得有自由碳化铁存在,导轨表面不允许有气孔、砂眼、疏松和裂纹,表面粗糙度应小于 $R_a 6.3$ 。导轨必须平直,否则会造成淬火质量的不均匀。

三、淬火设备

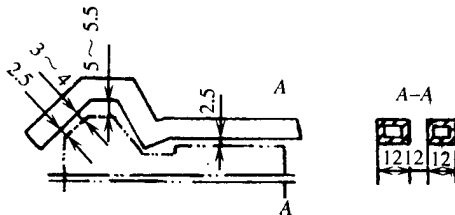


图 6-29 导轨淬火感应器间隙

超声频加热设备由超声频电源和感应器组成。以 SP100-C3 型超声频加热设备为

例 对山形导轨进行淬火,如图 6-29 所示,感应器用 12mm、7mm 紫铜管加工制造,其轮廓与导轨相似,采用浮动结构保证感应器与导轨面的距离不变。

由于导轨的峰部电流集中,最容易产生过热,因此感应器和峰顶的间隙也应最大,以 5mm ~ 5.5mm 为宜,靠峰顶侧面的间隙以 3mm ~ 4mm 为宜,在导轨的底部和平导轨部分因磁力线分散,电流密度小且散热快,使加热温度偏低,应减少导轨和感应器的间隙,以 2mm ~ 2.5mm 为宜。

为了提高热效率,改善加热状奖品,在平导轨侧面的感应器加热线圈上,要加适当数量的磁导体,如加热时局部温度不均匀,则应适当调整磁导体的数量和位置,保证加热均匀。

四、工艺参数

采用高频加热淬火时,床身的翘曲变形较大。为减少变形量,高频加热淬火时采用了床腹预变形淬火。从表 6-10 可以看出,超声频所用的电参数相近,因超声频不需床腹预变形淬火,因此超声频的淬火效率比高频提高约一倍。

表 6-10 导轨高频、超声频加热淬火工艺参数

参 数	GP3-100		超声频加热设备 SP100-C ₃
	床腹预变形淬火	导轨面淬火	
屏极电压/V	1200	1200	1200
屏极电流/A	6	6	9
栅极电流/A	1	1	1.8
床身移动速度/ $m \cdot \min^{-1}$	2.75	2.75	2.9
淬火温度/°C	900~930	900~930	900~930
冷却方式及冷却介质	连续喷水冷却	连续喷水冷却	连续喷水冷却
回火方式	自行回火	自行回火	自行回火

五、床身导轨超声频加热淬火的优点

(1) 具有合适的电流频率,淬火可获得优良的淬火组织和较理想的淬硬层 2mm ~ 3mm,磨削后仍有足够深的淬硬层,提高了床身的使用寿命。

(2) 在需淬硬的加热层内温度分布比较均匀,该加热层与内层之间的热渡区温度梯度大,热能利用率高,不需床腹预变形淬火,因此淬火效率提高约一倍。

(3) 硬度均匀,软带、软点少。

第七章 数控机床的总体设计

第一节 数控机床的结构设计要求

数控机床的总体设计内容包括:系统设计(含数控装置的功能设计、元件和部件设计、程序段格式设计及系统的总体结构设计)、逻辑设计(含运算器设计、控制器设计及电路设计)、机床主机的结构设计。本章只介绍主机的结构设计。

数控机床的功能和设计与普通机床有着很大差异。对数控机床的结构设计要求可归纳为如下几个方面:

- (1)具有大的切削功率,高的静、动态刚度和良好的抗振性能;
- (2)具有较高的几何精度、传动精度、定位精度和热稳定性;
- (3)具有实现辅助操作自动化的结构部件。

有关提高静、动刚度,抗振性能,热稳定性和几何精度等方面的要求和结构措施,对普通机床和数控机床的设计都是一致的,但是要求的程度是有差异的。虽然,对普通机床的结构进行局部改进,并配以经济的数控装置,使之成为经济型数控机床,是对现有普通机床进行数控化的途径,但是决不能因此就认为把数控装置与普通机床连结在一起就构成一个数控机床。下面详述数控机床结构设计的主要要求。

一、提高机床的结构刚度

机床的刚度是指在切削力和其他力作用下抵抗变形的能力。数控机床比普通机床要求具有更高的静刚度和动刚度,有标准规定数控机床的刚度系数应比类似的普通机床高50%。

机床在切削加工过程中,要承受各种外力的作用和,承受的静态力有运动部件和被加工零件的自重,承受的动态力有切削力、驱动力、加减速时引起的惯性力、摩擦阻力等。组成机床的结构部件在这些力作用下,将产生变形。如固定连接表面或运动啮合表面的接触变形,各支承零部件的弯曲和扭转变形,以及某些支承件的局部变形等,这些变形都会直接或间接地引起刀具和工件之间的相对位移,从而导致工件的加工误差,或者影响机床切削过程的特性。

由于加工状态的瞬时多变和情况复杂,通常很难对结构刚度进行精确的理论计算。设计者只能对部分构件(如轴、丝杠等)用计算方法计算其刚度,而对床身、立柱、工作台和箱体等零件和弯曲和扭转变形、接合面的接触变形等,只能将其简化后进行近似计算,其计算结果往往与实际相差很大,故只能作为定性分析的参考。近年来,虽然在机床结构设计中采用有限元法进行分析计算,但是一般来讲,在设计时仍需要对模型、实物或类似的样机进行试验、分析和对比以确定合理的结构方案。尽管如此,遵循下列原则和措施,仍可以合理地提高机床的结构刚度。

1. 合理选择构件的结构形式

(1)正确选择截面的形状和尺寸 构件在承受弯曲和扭转载荷后,其变形大小取决于断面的抗弯和扭转惯性矩,抗弯和扭转惯性矩大的其刚度就高。表 7-1 列出了在截面积相同时各种截面的截面惯性矩。从表中的数据可知,形状相同的截面,当保持相同的截面积时,应减小壁厚、加大截面的轮廓尺寸,圆形截面的抗扭刚度比方形截面的大,抗弯刚度则比方形截面的小,封闭式截面的刚度比不封闭式截面的刚度大很多,壁上开孔将使刚度下降,在孔周加上凸缘可使抗弯刚度得到恢复。

(2)合理选择及布置隔板和筋条 合理布置支承件的隔板和筋条,可提高构件的静、动刚度。图 7-1 所示的几种立柱的结构,在内部布置有纵、横和对角筋板,对它们进行静、动刚度试验的结果列于表 7-2 中。其中以交叉筋板(序号 5)的作用最好。

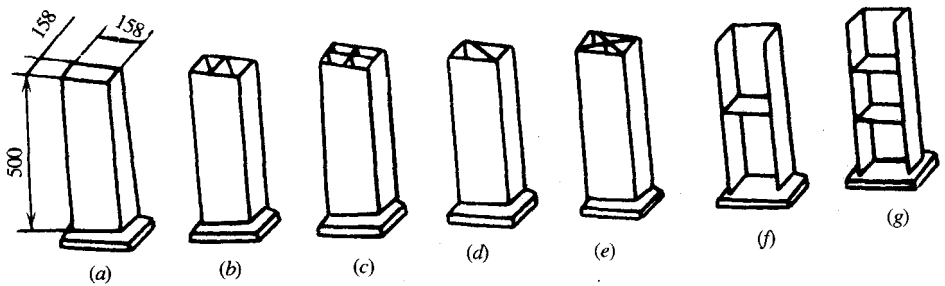


图 7-1 内部布置纵、横和对角筋板的立柱

表 7-1 截面积相同时各种截面的截面惯性矩

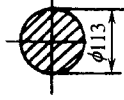
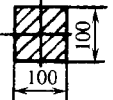
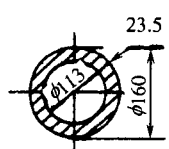
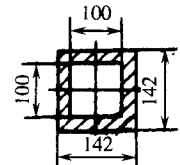
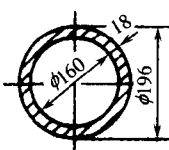
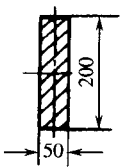
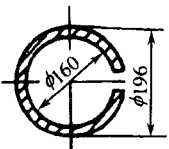
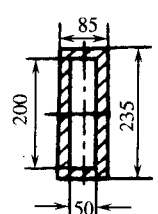
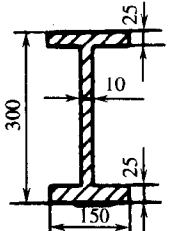
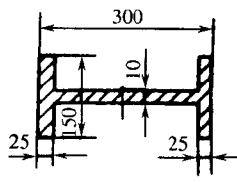
序号	截面形状	截面惯性矩/cm ⁴		序号	截面形状	截面惯性矩/cm ⁴	
		惯矩相对值				惯矩相对值	
		抗弯	抗扭			抗弯	抗扭
1		$\frac{800}{1.0}$	$\frac{1600}{1.0}$	6		$\frac{833}{1.04}$	$\frac{1400}{0.88}$
2		$\frac{2420}{3.02}$	$\frac{4840}{3.02}$	7		$\frac{2563}{3.21}$	$\frac{2040}{1.27}$
3		$\frac{4030}{5.04}$	$\frac{8060}{5.04}$	8		$\frac{3333}{4.17}$	$\frac{680}{0.43}$
4			$\frac{108}{0.07}$	9		$\frac{5867}{7.35}$	$\frac{1316}{0.82}$
5		$\frac{15517}{19.4}$	143	10		$\frac{2720}{3.4}$	

表 7-2 对图 7-1 立柱结构静、动刚度试验的结果

模型类别		静刚度				动刚度		
		抗弯刚度		抗扭刚度		抗弯刚度 相对值	抗扭刚度相对值	
序号	模型简图	相对值	单位重力 刚度相对值	相对值	单位重力 刚度相对值		振型 I	振型 II
1		1	1	1	1	1	1.2	7.7
		1	1	7.9	7.9	2.3	-	44
2		1.17	0.94	1.4	1.1	1.2	-	-
		1.13	0.90	7.9	6.5	-	-	-
3		1.14	0.76	2.3	1.5	3.8	3.8	6.5
				7.9	5.7	-	-	
4		1.21	0.90	10	7.5	5.8	10.5	-
		1.19		12.2	9.3	-	-	-
5		1.32	0.81	18	10.8	3.5	-	61
			0.83	19.4	12.2	-	-	-
6		0.91	0.85	15	14	3.0	12.2	6.1
							-	42
7		0.85	0.75	17	14.6	2.8	11.7	6.1
						3.0	-	26

注 ①每一序号中,第一行为无顶板的,第二行为有顶板的。②振型 I 指断面形状有严重畸变的扭振,振型 II 指纯扭转的扭振。

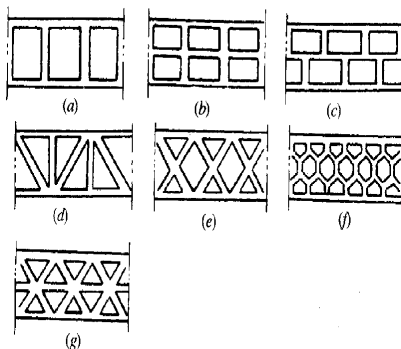


图 7-2 壁板上的筋条种类

对一些薄壁构件,为减小壁面的翘曲和构件截面的畸变,可以在壁板上设置图 7-2 所示的筋条,其中以蜂窝状加强筋较好,如图中(f)所示。它除了能提高构件刚度外,还能减小铸造时的收缩应力。

(3)提高构件的局部刚度 机床的导轨和支承件的联接部件,往往是局部刚度最弱的部分,但是联接方式对局部刚度的影响很大。图 7-3 给出了导轨和床身联接的几种形式。如果导轨的尺寸较宽时,应用双壁联接型式,如图中(d)(e)(f)。导轨较窄时,可用单壁或加厚的单壁联接,或者在单壁上增加垂直筋条以提高局部刚度。

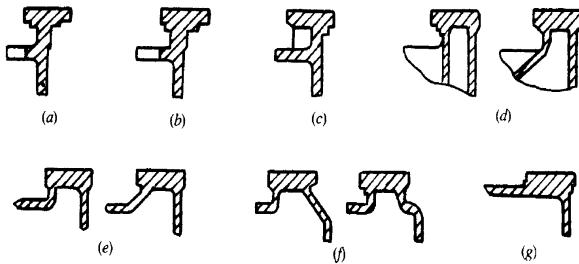


图 7-3 导轨与床身的联接形式

(4)选用焊接结构的构件 机床的床身、立柱等支承件,采用钢板和型钢焊接而成,具有减小质量提高刚度的显著优点。钢的弹性模量约为铸铁的两倍,在形状和轮廓尺寸相同的前提下,如要求焊接件与铸件的刚度相同,则焊接件的壁厚只需铸件的一半;如果要求局部刚度相同,则因局部刚度与壁厚的三次方成正比,所以焊接件的壁厚只需铸件壁厚的 80% 左右。此外,无论是刚度相同以减小质量,或者质量相同以提高刚度,都可以提高构件的谐振频率,使共振不易发生。用钢板焊接有可能将构件做成全封闭的箱形结构,从而有利于提高构件的刚度。

2. 合理的结构布局可以提高刚度

以卧式镗床或卧式加工中心为例进行分析,在图 7-4 所示的几种布局形式中(a)

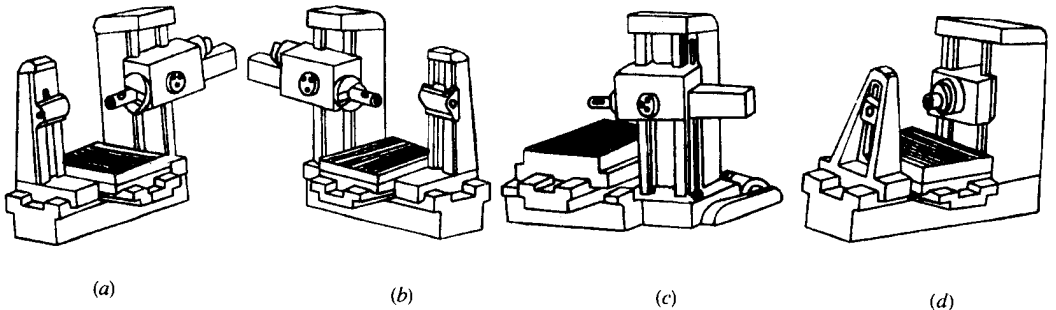


图 7-4 卧式加工中心的几种布局形式

(a)(b)(c)单面悬挂主轴箱 (d)主轴箱位于立柱对面内。

(b)(c)三种方案的主轴箱是单面悬挂在立柱侧面,主轴箱的自重将使立柱产生弯

曲变形,切削力将使立柱产生弯曲和扭转变形。这些变形将影响到加工精度。方案(d)的主轴箱中心位于立柱的对称面内,主轴箱的自重不再引起立柱的变形,相同的切削力所引起的立柱的弯曲和扭转变形均大为减小,这就相当于提高了机床的刚度。

数控机床的拖板或工作台,由于结构尺寸的限制,厚度尺寸不能设计得太大,但是宽度或跨度又不能减小,因而刚度不足。为弥补这个缺陷,除主导轨外,在悬伸部位增设辅助导轨,可大大提高拖板或工作台的刚度。图7-5所示就是采用辅助导轨的结构实例。

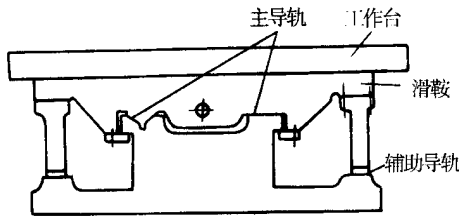
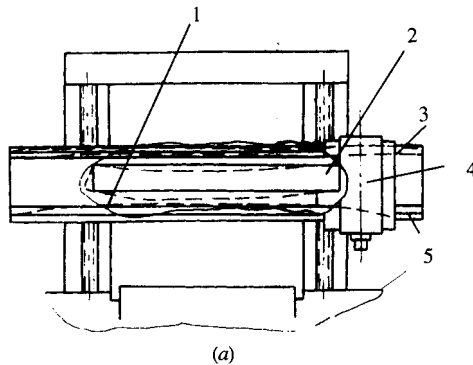
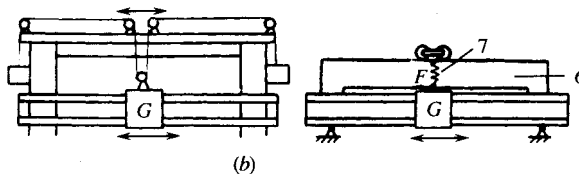


图 7-5 采用辅助导轨结构

3. 采取补偿构件变形的结构措施



(a)



(b)

图 7-6 采用平衡装置补偿部件变形

1—预校正螺钉 2—铁块 3—横梁上导轨 4—主轴箱 5—下导轨 6—辅助梁 7—拉力弹簧。

当能够测出着力点的相对变形的大小和方向,或者预知构件的变形规律时,便可以采取相应的措施来补偿变形以消除其影响,补偿的结果相当于提高了机床的刚度。如图7-(c,d)所示的大型龙门铣床,当主轴部件移到横梁的中部时,横梁的弯曲变形最大。为此,可将横梁导轨做成“拱形”,即中部为凸起的抛物线形,可使其变形得到补偿。或者通过在横梁内部安装的辅助横梁和预校正螺钉对主导轨进行预校正。也可以用加平衡重的

办法,减少横梁同主轴箱自重而产生的变形,如图 7-6(b)所示。落地镗床主轴套筒伸出时的自重下垂,卧式铣床主轴滑枕伸出时的自重下垂,均可用加平衡重的办法来减少或消除其下垂。

二、提高机床的抗振性

机床在切削加工时可能产生两种形态的振动:强迫振动和自激振动(或称颤振)。机床的抗振性是指机床抵抗这两种振动的能力。

1. 强迫振动

机床强迫振动的振源是:高速旋转零部件的动态不平衡力、往复运动件的换向冲击力、周期变化的切削力等。机床外部的振源通过机床的地基传给机床,也可使其产生强迫振动。当振源的频率与机床某部件(如床身、主轴箱)的某一振型(如弯曲振动、扭转振动)的谐振频率重合,则将发生共振,使振幅大增,加工粗糙度大大增加,甚至迫使切削无法进行。

机床结构抵抗强迫振动的能力,可用动刚度置 d 或动柔度 S_d (动刚度的倒数)来表征:

$$K_d = P/A \text{ (或 } S_d = A/P \text{)}$$

(7-1)式中 P ——交变力(激振力)的幅值;

A ——强迫振动的振幅。

机床结构的动态刚度可以通过激振试验来确定,并且绘制成复平面上的幅相图。图 7-7(a)是一个单自由度系统的幅相图。复坐标原点到曲线的矢量 OC 表示激振频率为 ω_1 时的动态柔度 S_{d1} ,矢量与实轴的夹角 $\varphi_1 = 90^\circ$ 时,动态柔度达到最大值 S_{dmax} 。当 $\omega_1 = 0$ 时,即外加静态力时,系统的静态柔度 S_s 就是这时的动态柔度 S_d 。负向最大动态柔度的实部 S_{dA} 是衡量最小稳定性的指标。

一个零件是一个单质量体,只有一个共振频率。机床是由许多零件组成的,是一个多自由度的振动系统,应该有多多个共振频率,在幅相图上就会有多个环形曲线,如图 7-7(b)所示。但是其中往往只有一两个主振型和它的谐振频率起主导作用。如果一个系统的动刚度大或者说动柔度小,则说明该系统的抗振性好。

2. 自激振动

如图 7-8 所示的切削过程中,由于切削前的表面有不规则的波纹度,切削余量的大小不一或材质的不均匀,使用切削力不是稳态值 P_0 ,而是在 $P_0 + \Delta P$ 与 $P_0 - \Delta P$ 之间变化。切削力的这种变化,通过机床的弹性结构系统,使刀具与工件的相对位置也发生相应的变化,从而使得切削过的表面产生新的波纹 $\pm \Delta Y$,这个变化又使切削力进一步发生变化,如此反复交变和加强,就产生了自激振动的过程。它发生在切削过程之中,振动所需的能量来自切削过程的自身。

当机床弹性系统的刚度、刀具切削角度、工件与刀具的材料、切削速度和进给量都一

定时,影响自激振动的主要因素就是切削宽度凸,因此,把不发生自激振动的最大切削宽度(也称为临界切削宽度) b_{lim} 。作为判定产生自激振动的指标,即判断切削稳定性的指标;

自激振动的频率是一定的,与外界干扰力的频率无关,而是接近于机床某一部件某一振型的谐振频率。这个部件便是机床在抗振性方面的薄弱环节。

3. 提高机床抗振性的措施

改善和提高机床抗振性应从以下几个方面着手。

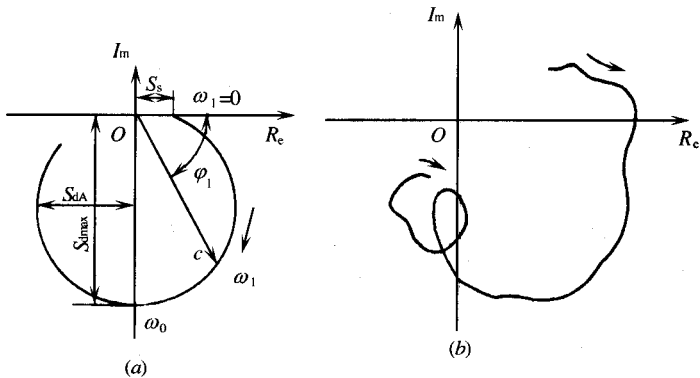


图 7-7 单自由度幅相图

(1)减少机床的内部振源 机床的高速旋转主轴、齿轮、带轮等均应进行平衡,装配在一起的旋转部件,应该保证同轴,并且要消除传动间隙,采用平衡装置和降低往复运动件的重量等措施,以减小可能产生的激振力,装在机床上的电机或液压油泵、油马达等旋转部件需隔振安装;一些断续切削的机床,断续切削力本身就是激振力,可以在适当的部位装上蓄能飞轮。减少机床内部振源或降低激振力,就减少了产生强迫振动的可能性,相当于提高了机床的抗振性。

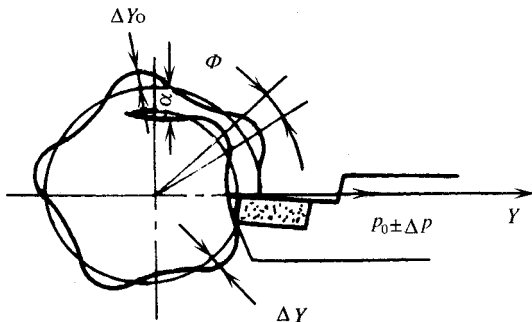


图 7-8 切刚过程中的自激振动

(2)提高静态刚度 提高静态刚度可以提高构件或系统的谐振频率,从而避免发生共振。而且提高静态刚度有利于改善系统的动态刚度,静柔度 S_s 。减小的同时,最大动柔

度 S_{dmax} 和 S_{dA} 也相应地减小了(见图 7-7(a))。对于抵抗自激振动来说,提高静刚度可以提高自激振动稳定性极限。但是,如果为了提高静刚度而引起构件质量的增加,会使共振频率产生偏移,这是不利的。因此,在结构设计时应强调提高单位质量的刚度。

(3) 增加构件或结构的阻尼 增大阻尼也是提高刚度和提高自激振动稳定性的有效措施。采用滑动轴承较之滚动轴承有较大的阻尼,对滚动轴承适当预紧也能增大阻尼。将型砂或混凝土等阻尼材料填充在支承构件的零部件壁中,可以有效地提高阻尼特性。阻尼材料的相对摩擦可以耗散振动能量,抑制振动。如图 6-4 所示为两种车床床身方案,床身夹壁中的型砂不取出的方案如图 6-4(6)所示,其抗弯曲振动的阻尼值大为提高(在水平方向提高约 10 倍,在垂直方向提高约 7 倍)。

在承受弯曲振动的支承件的表面喷涂一层有高内阻和较高弹性模量的粘弹材料(如高分子聚合物或油漆腻子、或沥青基的胶泥等),可以增大构件的阻尼、抑制振动的产生。

三、提高低速进给运动的平稳性和运动精度

数控机床各坐标轴进给运动的精度极大地影响着零件的加工精度。在开环进给系统中运动精度取决于系统各组成环节,特别是机械传动部件的精度;在闭环和半闭环进给系统中,位置检测装置的分辨力和分辨精度对运动精度有决定性的影响,但是机械传动部件的特性对运动精度也有一定的影响。通常在开环进给系统中,设定的脉冲当量为 0.01mm 时,实际的定位精度最好的情况也只能达到 $\pm 0.02\text{mm}$ 。在闭环系统中,设定的脉冲当量(或称最小设定单位)一般为 0.001mm ,实际上定位精度只能达到 0.003mm ,当指令进给系统做单步进给(即每次移动 0.001mm)时,开始一二个单步指令,进给部件并不动作,到第三个单步指令时才突跳一段距离,以后又如此重复。这些现象都是因为进给系统的低速爬行现象引起的,而低速爬行现象又决定于机械传动部件的特性。

一个进给系统的机械传动机构可以简化成如图 7-9 所示的动力学模型。图中, β 为传动部件的阻尼系数, K 为传动刚度, m 为执行部件的质量。设驱动件 A 以等速 v_1 运动,经时间 t 后,从动件 B 的位移为 x , 速度为 \dot{x} , 加速度为 \ddot{x} , 则运动方程为

$$m\ddot{x} + \beta(\dot{x} - v_1) - K(v_1 - \dot{x}) + (F - ax) = 0 \quad (7-2)$$

式中, $F - ax$ 为摩擦力,它由弹簧力 F 和随 B 的速度而变化的分量 $-ax$ 所组成, a 为比例系数。该方程的解为

$$x = \frac{\beta v_1}{K} + v_1 t - \frac{F}{K} + e^{-\xi\omega t} (C_2 \sin\omega t + C_2 \cos\omega t) \quad (7-3)$$

式中, $\xi = \frac{\beta - a}{\sqrt{Km}}$ 称为阻尼比, $\omega = \sqrt{\frac{K}{m}}$ 为角频率。

式(7-3)中的 C_1 、 C_2 可以根据初始条件: $t=0$ 时 $\dot{x}=0$, $x = \frac{\Delta F}{m}$ 来求得。这样有

$$x = \frac{\beta v_1}{K} + v_1 t - \frac{F}{K} + \frac{v_1}{\omega} e^{\xi \omega t} [(2\xi - A) \cos \omega t - (1 + A\xi) \sin \omega t] \quad (7-4)$$

$$A = \frac{\Delta F}{S_1 \sqrt{km}}$$

式中 $\Delta F = F_0 - F_v$, 即静摩擦力 F_0 与动摩擦力 F_v 之差。

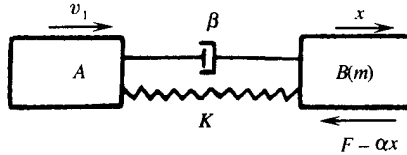


图 7-9 机械传动机构的简化动力学模型

将式(7-4)对 t 微分, 得速度和加速度为

$$\dot{x} = v_1 \{1 - e^{\xi \omega t} [\cos \omega t - (\xi - A) \sin \omega t]\} \quad (7-6)$$

$$\ddot{x} = v_1 \omega e^{\xi \omega t} [A \cos \omega t - (1 - A\xi) \sin \omega t]$$

从式(7-6)可以看出, 执行部件的运动速度包括两部分: 恒量 v_1 和振动量 $v_1 e^{\xi \omega t} [\cos \omega t - (\xi - A) \sin \omega t]$ 。当振动分量小于恒定分量, \dot{x} 不会为零, 如果阻尼足够大, 则随着时间的延续, 振动分量将衰减到零, 这时振动表现为过渡过程, 一段时间以后, 执行部件将按主动件的速度作匀速运动, 如图 7-10(c) 所示。当不满足上述条件, 则执行部件的速度将会快时慢, 如图 7-10(b) 所示, 甚至会出现停顿, 如图 7-10(a) 所示, 这便是所谓的爬行现象, 使运动产生停顿, 就是当 $t = t_1$ 时, 当 $x = 0$ 时, 由式(7-6)与式(7-7)有

$$e^{-\xi \omega t} [\cos \omega t - (\xi - A) \sin \omega t] = 1 \quad (7-8)$$

$$A \cos \omega t_1 + (1 - A\xi) \sin \omega t_1 = 0 \quad (7-9)$$

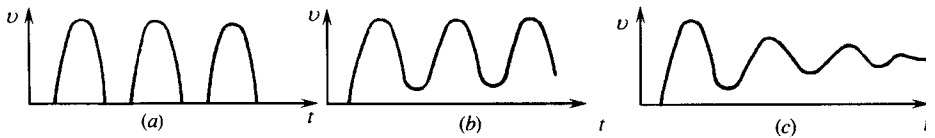


图 7-10 执行运动部件的几种速度曲线

当 ξ 不大时, 由式(7-8)可以求得 A 的近似值为 $A_c = \sqrt{4\pi\xi}$, A_c 称为系统开始出现爬行现象临界运动均匀性系数。由式(7-5)可知, 当 ΔF 、 K 、 m 等为一定时, 如果 A 为临界 A_c , 则速度 v_1 就是产生爬行现象的临界速度 v_c 。

$$v_c = \Delta f / \sqrt{4\pi\xi Km} = N \cdot \Delta f / \sqrt{4\pi\xi Km} \quad (7-10)$$

式中 Δf 为静、动摩擦系数之差, $N = mg$ 为正压力。

进给执行部件的定位运动在接近定位点时, 要进行降速, 这时的速度可能低于临界速

度 V_c ,由于爬行现象将使部件不能准确地停在定位点 ,因而出现定位误差。

当执行部件单步运动时 ,如果指令位移为 X_0 。(即主动件的位移量) ,则只有满足下式所示条件时 ,

$$KX_0 \geq F_0 \quad (7-11)$$

执行部件才能够克服静摩擦力 F_0 行运动 ,如系统的静摩擦力大 ,传动刚度 K 不大 ,则一个微小的单步位移指令使传动链产生的弹性力不足以克服静摩擦力 ,执行部件是不会有位移响应的。

根据上面的分析可知 ,要提高运动精度 ,应设法提高进给运动的低速运动平稳性 ,可以采取的措施有 :降低执行部件的质量 ,减少静、动摩擦系数之差伞厂 ,提高传动刚度 K 。

(1)减少动、静摩擦系数之差 执行部件所受的摩擦阻力主要来自导轨副 ,一般的滑动导轨副不仅静、动摩擦系数大 ,而且差值也大。因此 ,现代数控机床上广泛采用滚动导轨、卸荷导轨、静压导轨、塑料导轨 ,精度要求特高的数控机床如数控三坐标测量机 ,则多采用气浮导轨。滚动导轨虽然 Δf 小 ,但是阻尼小 ,因而抗振性差 ,一般要采用预紧带施。对于一般精度要求的数控机床 ,可采用塑料导轨 ,这种导轨制造简单 ,价格低廉 ,此外采用具有防爬作用的导轨润滑油 ,也是一种措施 ,这种导轨润滑油中加有极性添加剂 ,能在导轨表面形成一层不易破裂的油膜 ,从而改善了导轨的摩擦特性。另外在进给传动系统中 ,广泛采用滚珠丝杠螺母副或静压丝杠螺母副也是为了减少 Δf 。

(2)提高传动系统的传动刚度 进给系统中从伺服驱动装置到执行部件之间必定要经过由齿轮、丝杠螺母副或蜗杆蜗轮副等组成的传动链。所谓传动刚度指的就是这一传动链的扭转和拉压刚度。为提高其刚度 ,应尽可能缩短传动链 ,适当加大传动轴的直径 ,加强支承座的刚度。此外 ,对轴承、丝杠螺母副和丝杠本身进行预紧也可以提高传动刚度。

减小机床的热变形

机床的热变形 ,特别是数控机床的热变形 ,是影响加工精度的重要因素。引起机床热变形的热源主要是机床的内部热源 ,如主电机、进给电机发热 ,摩擦以及切削热等。热变形影响加工精度的原因 ,主要是由于热源分布不均匀 ,热源产生的热量不等 ,各处零部件的质量不均 ,形成各部位的温升不一致 ,从而产生不均匀的温度场和不均匀的热膨胀变形 ,以致影响刀具与工件的正确相对位置。减少机床热变形及其影响的措施是 :

(1)减少机床内部热源和发热量 主运动采用直流或交流调速电机 ,减少传动轴与传动齿轮 ;采用低摩擦系数的导轨和轴承 ;液压系统中采用变量泵 ,这样可以减少摩擦和能耗发热。

(2)改善散热和隔热条件 主轴箱或主轴部件用强制润滑冷却 ,甚至采用制冷后的润滑油进行循环冷却 ;液压系统尤其是液压油泵站是一个热源 ,最好放置在机床之外 ,如若必须放在机床上时 ,也应采取隔热或散热措施 ,切削过程中发热最大 ,要进行强制冷却 ,并且要自动及时排屑 ;对于发热大的部位 ,应加大散热面积。

(3)合理设计机床的结构及布局 设计热传导对称的结构 ,如图 7-4(d)所示的卧式

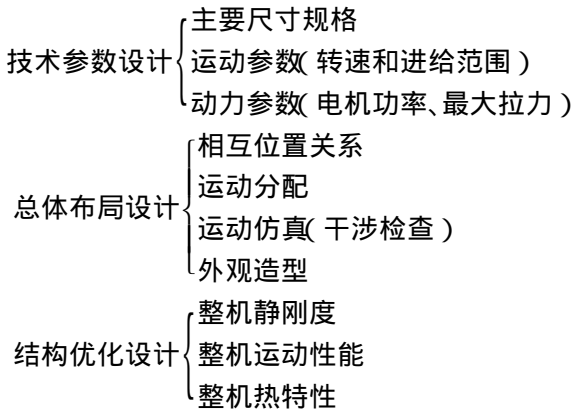
镗床,采用双柱对称结构时,热变形对主轴轴线变位的影响要小,如果用立柱主轴箱悬挂的结构形式,则热变形对主轴影响要大。结构设计时,应设法使热量比较大的部位的热向热量小的部位传导或流动,使结构部件的各部位能够均热,也是减少热变形的有效措施。

(4)进行热变形补偿 预测热变形的规律,建立变形的数学模型,或测定其变形的具体数值,存入数控装置的内存中,用以进行实时补偿校正。如传动丝杠的热伸长误差,导轨平行度和平直度的热变形误差等,都可以采用软件实时补偿来消除其影响。

一些高精度的机床,可安装在恒温车间,并在使用前进行预热,使机床达到热稳定后再进行加工,这是在使用时防止热变形影响的一种措施。

第二节 数控机床的总体布局

机床总体方案设计的目的,在于从整体上保证设计的优化。机床总体方案设计由下列三部分组成:



数控机床加 3202 件时和普通机床一样,要有由主运动(由刀具或工件完成)和进给运动(由刀具和工件做相对运动)实现工件表面的成形运动(直线运动、圆周运动,或螺旋运动,或曲线轨迹运动)。而机床的这些运动,必须由相应的执行部件(如主运动部件,直线或圆周进给部件)以及一些必要的辅助运动(如转位、夹紧、冷却及润滑)部件来完成。

上述组成数控机床的各类部件在决定它们的相互关系,即进行机床的总体布局时,需要考虑多方面的问题:一方面是要从机床的加工原理即机床各部件的相对运动关系,结合考虑工件的形状、尺寸和位置等因素,来确定各主要部件之间的相对位置关系和配置。另一方面还要全面考虑机床的外部因素,如外观造型、操作维修,生产管理和人机关系等问题对机床总体布局的要求。

多数数控机床的总体布局与和它类似的普通机床的总布局是基本相同或相似的,并且已经形成了传统的、经过考验的固定形式,只是随着生产要求与科学技术的发展,还会不断有所改进。数控机床的总体布局是机床设计中带有全局性的问题,它的好坏对机床

的制造和使用都有很大的影响。然而,由于机床的种类繁多,使用要求各异,加之对机床有不同的认识,即使是同一用途的机床,其结构形式与总体布局的方案也可以是多种多样的。因此,要归纳一些系统的与普遍适用的数控机床总布局的规律是较困难的。下述的一些问题,可作为数控机床总体布局设计时的参考。

一、总体布局与工件形状、尺寸和质量的关系

数控机床加工工件所需的运动仅只是相对运动,故对执行部件的运动分配可以有多种方案。例如刨削加工可由工件来完成主运动而由刀具来完成进给运动,如龙门刨床;或者相反,由刀具完成主运动而由工件完成进给运动,如牛头刨床。这样就影响到部件的配置和总体关系。当然,这都取决于被加工工件的尺寸、形状和质量大小。如图 7-11 中,同是用于铣削加工的机床,根据工件的质量与尺寸不同,可以有四种不同的布局方案。图 (a) 是加工工件较轻的升降台铣床,由工件完成的三个方向的进给运动,分别由工作台、滑鞍和升降台来实现。当加工工件较重或者尺寸较高时,则不宜由升降台带着工件做垂直方向的进给运动,而是改由铣刀头带着刀具来完成垂直进给运动,如图 (b) 所示。这种布局方案,机床的尺寸参数即加工尺寸范围可以取得大一些。图 (c) 所示的龙门式数控铣床,工作台带动工件做一个方向的进给运动,其他两个方向的进给运动由多个刀架即铣头部件在立柱与横梁上移动来完成,这样的布局不仅适用质量大的工件加工,而且由于增多了铣头,使机床的生产效率得到很大的提高。当加工质量大的工件时,由工件做进给运动在结构上是难以实现的,故采用图 (d) 所示的布局方案,全部进给运动均由铣头运动来完成,这种布局形式可减小机床的结构尺寸和质量。再如车床类的机床,有卧式车床、端面车床、单立柱立式车床和龙门框架式立车等不同的布局方案,也是由加工件的尺寸与质量不同所决定的。

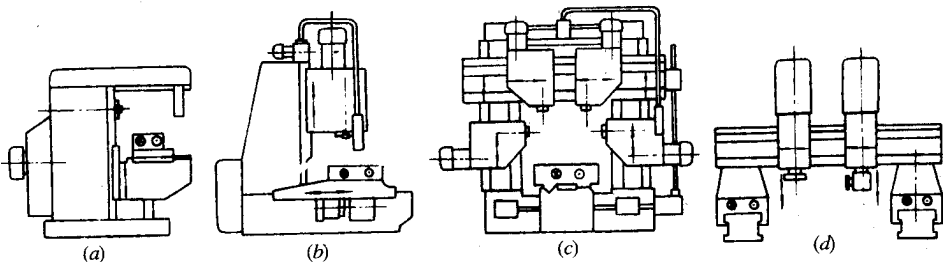


图 7-11 因工件尺寸和质量大小引起的铣床不同结构布局

二、运动分配与部件的布局

运动数目,尤其是进给运动数目的多少,直接与表面成形运动和机床的加工功能有关。运动的分配与部件布局是机床总布局的中心问题。以数控镗铣床为例,一般都有四

个进给运动的部件,要根据加工的需要来配置这四个进给运动部件。如需要对工件的顶面进行加工,则机床主轴应布局成立式的,如图 7-12(a)所示。在三个直线进给坐标之外,再在工作台上加一个既可立式也可卧式安装的数控转台或分度工作台作为附件。如果需要对工件的多个侧面进行加工,则主轴应布置成卧式的,同样是在三个直线进给坐标之外再加一个数控转台,以便在一次装卡之后能集中完成多面的铣、镗、钻、铰、攻丝等多工序加工,如图 7-12(b)(c)所示。而且数控卧式镗铣床的一个很大特点是:没有镗杆也没有后主柱。因为在自动定位镗孔时,要将镗杆装调到后立柱中去是很难实现的。对于跨距较大的多层壁孔的镗削,只有依靠数控转台或分度工作台转动工件进行调镗头镗削来解决。因此,对分度精度和直线坐标的定位精度都要提出较高的要求,以保证调头镗孔时轴孔的同轴度。

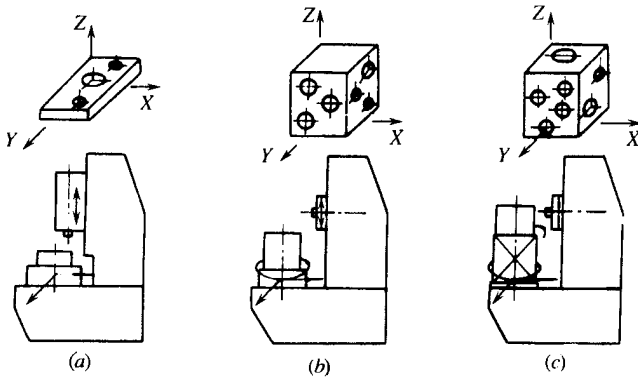


图 7-12 根据加工需要配置进给运动部件

(a) 立式主轴 (b) 卧式主轴加分度工作台 (c) 卧式主轴加数控转台。

在数控铣镗床上用端铣刀加工空间曲面型工件,是一种最复杂的加工情况,除主运动以外,一般需要有三个直线进给坐标 X 、 Y 、 Z ,以及两个回转进给坐标(即圆周进给坐标),以保证刀具轴线向量处处与被加工表面的法线重合,这就是所谓的主轴联动的数控铣镗床。由于进给运动的数目较多,而且加工工件的形状、大小、质量和工艺要求差异也很大,因此,这类数控机床的布局形式更是多种多样的,很难有某种固定的布局模式。在布局时可以遵循的原则是:获得较好的加工精度、较低的表面粗糙度值和较高的生产率;转动坐标的摆动中心到刀具端面的距离不要过大,这样可使坐标轴摆动引起的刀具切削点直角坐标的改变量小,最好是能布局成摆动时只改变刀具轴线的方位,而不改变切削点的坐标位置;工件的尺寸与质量较大时,摆角进给运动,由装有刀具的部件来完成,反之由装夹工件的部件来完成,这样做的目的是使摆动坐标部件的结构尺寸较小,质量较小;两个摆角坐标合成矢量应能在半球空间范围的任意方位变动;同样,布局方案应保证机床各部件总体上有较好的结构刚度、抗振性和热稳定性;由于摆动坐标带着工件或刀具摆动的结果,将使加工工件的尺寸范围有所减少,这一点也是在总体布局时需要考虑的问题。

图 7-13 所示为五坐标数控铣镗床的几种布局方案。图 7-13(a)的方案与数控卧式

镗铣床、普通卧式镗铣床的布局形式极其相似,只是在转动坐标 B' 之外增加了一个转动 A' 。如 A' 的摆角 $\alpha \geq 90^\circ$ 配合 B' 坐标的转角 $\beta \geq 360^\circ$, 便可以实现刀具轴线向量与工件表面法向量在半球空间内处处重合的要求。图 (b) 的方案也是由两个摆动坐标 A 和 C 带着工作台和工件进行运动, 以使刀具向量和工件法向量相重合的, 这种方案可以由升降台式数控铣床稍加改变而成。图 (c) 的五坐标数控铣床, 有三个回转进给运动和两个直线进给运动, C 坐标轴带着工作台和工件做圆周进给, 易于实现工件的设计基准和安装基准相重合, 而且连续的圆周进给易于控制加工粗糙度, 刀具完成另外的两个转动进给和两个直线进给运动。运动多而且集中, 结构比较复杂也难于保证刀具系统的刚度。这种布局形式的五坐标数控铣床, 多用于加工水轮机叶轮这一类工件。

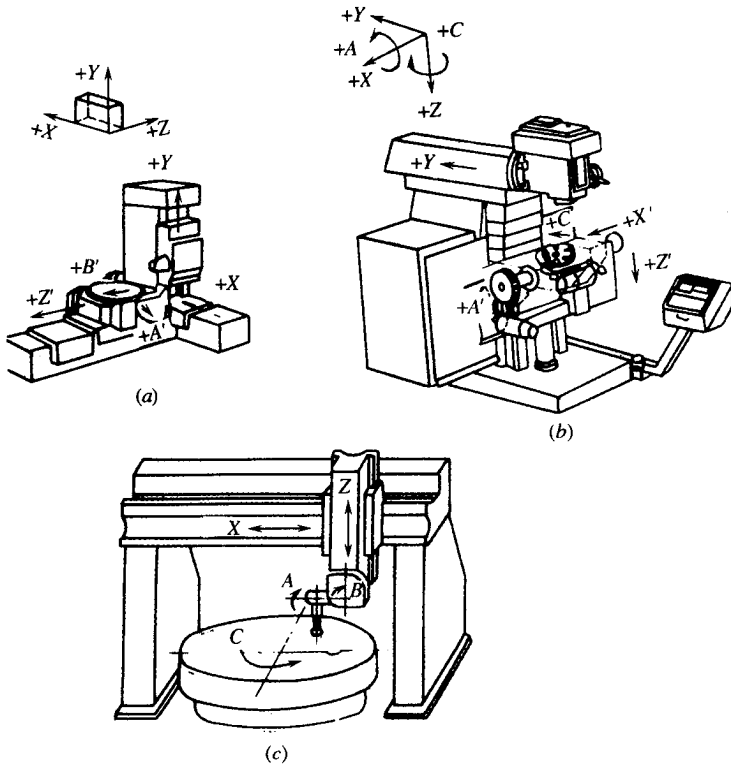


图 7-13 五坐标数控铣床的几种布局方案

- (a) 由三个直线运动加两个转动运动 B' 和 A' 构成的数控铣床;
- (b) 由三个直线运动加两个转动运动 A 和 C 构成的数控铣床;
- (c) 由三个回转运动加两个直线运动构成的数控铣床。

三、总体布局与机床结构性能

数控机床的总体布局应能兼顾机床有良好的精度、刚度、抗振性和热稳定等结构性

能。图 7-14 所示的几种数控卧式镗铣床,其运动要求与加工功能是相同的,但是结构的总体布局却各不相同,因而结构性能是有差异的。

图 7-14(a)和(b)方案采用了 T 型床身布局,前床身横置与主轴轴线垂直,立柱带着主轴箱一起做 Z 坐标进给运动,主轴箱在立柱上做 Y 向进给运动。T 型床身布局的优点是:工作台沿前床身方向做 X 坐标进给运动,在全部行程范围内工作台均可支承在床身上,故刚性较好,提高了工作台的承载能力,易于保证加工精度,而且可采用较长的工作台行程,床身、工作台及数控转台为三层结构,在相同的台面高度下,比图(c)和(d)的十字形工作台的四层结构更易保证大件的结构刚性,而在图(c)和(d)的十字形工作台的布局方案中,当工作台带着数控转台在横向(即 X 向)做大距离移动和下拖板 Z 向进给时,Z 向床身的一条导轨要承受很大的偏载,在图(a)(b)的方案中则没有这一问题。

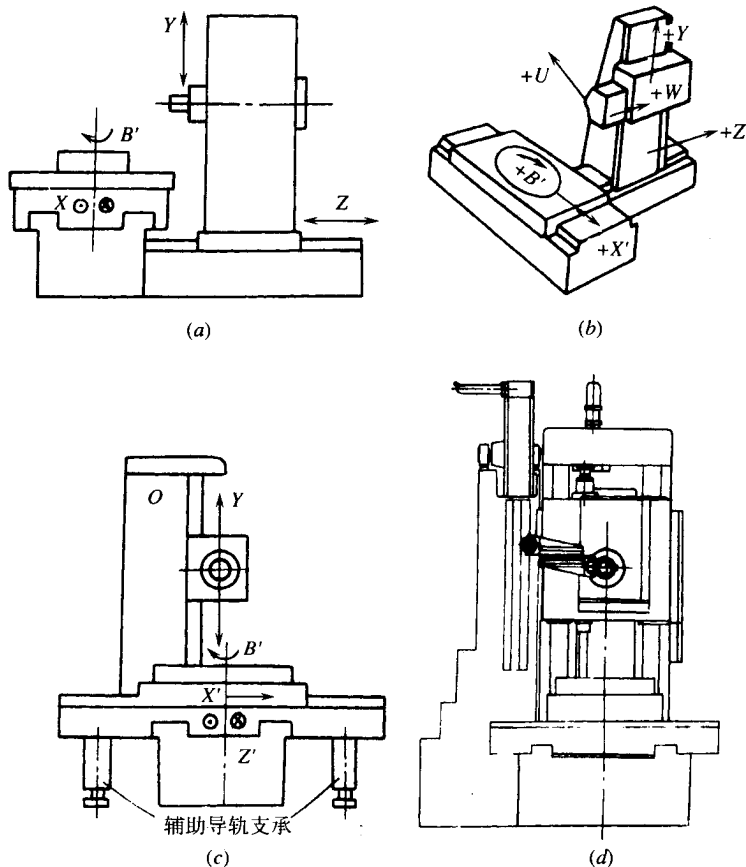


图 7-14 几种数控卧式镗铣床的不同结构布局方案

(a) T 型床身加框式立柱 (b) T 型床身加单立柱;
(c) 十字形工作台加单立柱 (d) 十字形工作台加框式立柱。

图 7-14(a)(d)中, 主轴箱装在框式立柱中间, 设计成对称形结构; 图(b)和(c)中, 主轴箱悬挂在单立柱的一侧, 从受力变形和热稳定性的角度分析, 这两种方案是不同的。框式立柱布局要比单立柱布局少承受一个扭转力矩和一个弯曲力矩, 因而受力后变形就小, 有利于提高加工精度。框式立柱布局的受热与热变形是对称的, 因此, 热变形对加工精度的影响小。所以一般数控镗铣床和自动换刀数控镗铣床大都采用这种框式立柱的结构形式。在四种总体布局方案中, 都应该使主轴中心线与 Z 轴向进给丝杠布置在同一个平面 YOZ 平面内, 丝杠的进给驱动力与主切削抗力在同一平面内, 因而扭曲力矩很小, 容易保证切削精度和镗孔加工的平行度。但是在图(a)(c)中, 立柱将偏在 Z 向拖板中心的一侧, 而在图(a)(d)中, 立柱和 X 向横床身是对称的。

立柱带着主轴箱做 Z 向进给运动的方案其优点是能使数控转台、工作台和床身为三层结构。但是当机床的尺寸规格较大, 立柱较高较重, 再加上主轴箱部件, 将使 Z 向进给的驱动功率增大, 而且立柱过高时, 部件移动的稳定性将变差。

综上所述, 在加工功能和运动要求相同的条件下, 数控机床的总布局方案是多种多样的, 以机床的刚度、抗振性和热稳定性等结构性能作为评价指标, 可以判别出布局方案的优劣。

四、自动换刀数控卧式镗铣床(加工中心)的总布局

自动换刀数控卧式镗铣床, 可以说是由数控镗铣床加上刀具自动交换系统(包括刀库、识辨刀具的识刀器和刀具交换的机械手等)所组成。因此, 主机总布局的原则与普通数控机床的布局原则是相同的, 但要特别考虑的是如何将刀具自动交换系统与主机有机地结合在一起, 构成一台完整的自动换刀数控镗铣床。所要考虑的问题有: 选择合适的刀库、换刀机械手与识刀装置的类型, 力求这些结构部件的结构简单, 动作少而可靠; 机床的总体结构尺寸紧凑, 刀具存储交换时保证刀具与工件和机床部件之间不发生干涉等。这些问题可结合图 7-15、图 7-14(d)所示的四种布局方案来进行分析。图 7-15(a)为 JCS-013 型自动换刀数控卧式镗铣床的布局方案, 它采用四排链式刀库, 装刀容量为 60 把, 放在机床的左后方, 与主机没有固联在一起。双爪式的机械手在立柱上移动, 可在四排刀库的固定位置上取刀, 取刀后机械手回转 180° 并上移到固定的换刀位置, 在主轴上进行刀具交换。这种方案的刀库容量可以选得较大, 放在主机之外对主机的工作没有影响; 但要保证刀库、换刀机械手与主机之间的尺寸联系精度, 安装调整较费功夫, 机械手的换刀动作也较多, 尽管有些可与加工时间重合, 但动作太多, 可靠性较难保证, 整机占地面积较大, 机床在整体上显得有些松散; 只能实现固定位置换刀, 主轴箱重复定位精度将影响加工台肩轴孔的同轴度。图 7-15(b)是另一种加工中心的布局方案, 链式刀库放置在主机的前方, 对主机的操作有妨碍, 换刀机械手装在主轴箱上, 可以实现任意位置换刀, 因而换刀动作少, 立柱的 Z 向退刀动作就是回到换刀位置的动作。

图 7-15(c)的方案中, 圆盘式刀库安装在立柱的后侧, 与主轴箱距离较远, 因此, 采

用了前后两个换刀机械手。后机械手将刀具从刀库中取出, 先是装入一个运刀装置中, 随运刀装置移到固定的位置, 再由前换刀机械手在主轴与运刀装置之间进行刀具交换, 这样的设计与布局方案所用的结构部件较多, 而且换刀的动作也较多, 过程也较长, 只能在固定位置换刀, 同样存在加工台肩孔的不同轴问题。当然这样的布局方案的结构较紧凑。

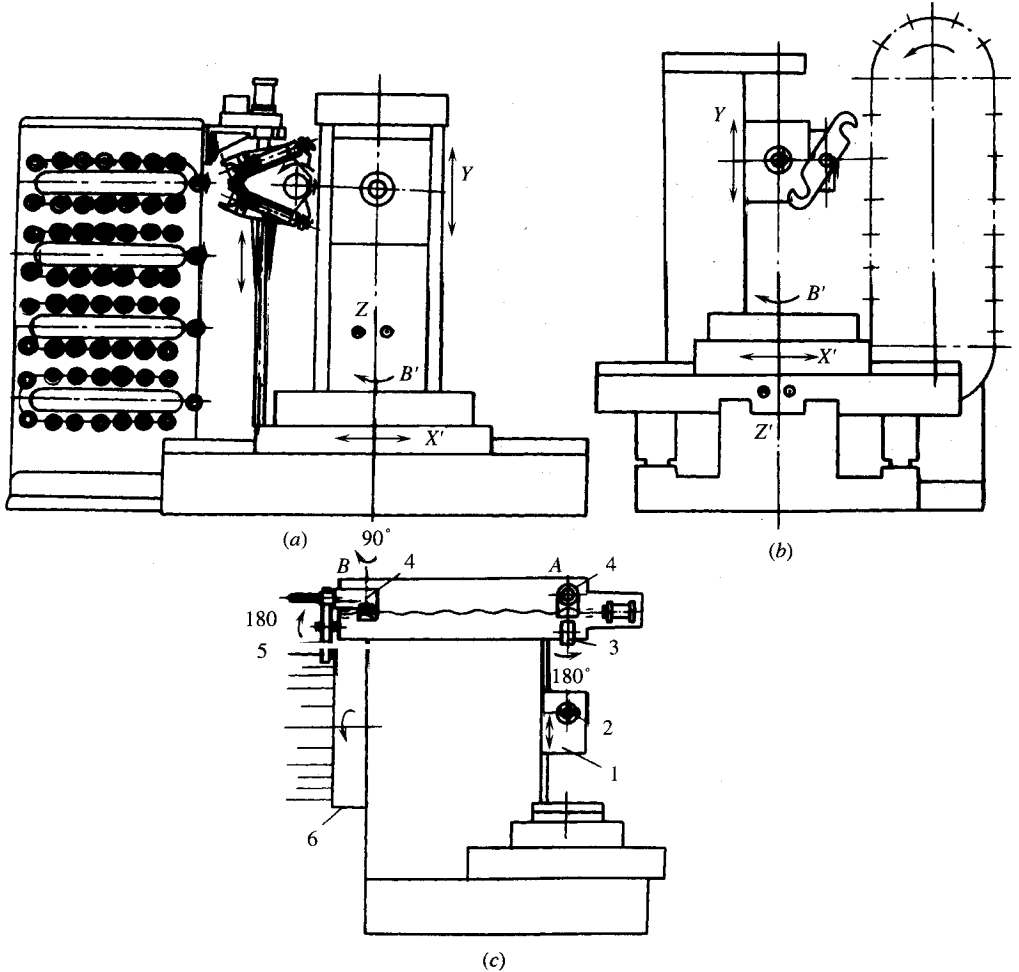


图 7-15 带自动换刀装置的数控卧式镗铣床的几种布局方案

(a) 链式刀库与主机分离布置 (b) 链式刀库安装在主机右前方 (c) 圆盘刀库安装在立柱后侧。

图 7-14(d) 也是一台卧式加工中心, 链式刀库装在立柱的左侧面, 刀库中刀具的轴线与机床的主轴轴线垂直交叉, 因此, 换刀机械手可做 90° 旋转, 将刀库中取下的刀具转到与主轴中心线平行的位置进行换刀。并且换刀的机械手是装在主轴箱上, 可以实现任意位置换刀。这种方案的换刀动作少, 结构布局紧凑, 外观较好, 占地面积也较小。现代许多卧式加工中, 尽管所采用的刀库与换刀机械手的结构方案可以不同, 但是大都采用这种

形式的总体布局方案。

五、机床的使用要求与总布局

数控机床是一种自动化的机床,但是像装卸工件和刀具(加工中心可以自动装卸刀具)、清理刀屑、观察加工情况和调整等辅助工作,还得由操作者来完成,因此,在考虑数控机床总体布局时,除遵循机床布局的一般原则,还应考虑在使用方面的特定要求:

(1)便于同时操作和观察 数控机床的操作按钮开关都放在数控装置上,对于小型数控机床,将数控装置放在机床的近旁,操作者一边在数控装置上进行操作,一边观察机床的工作情况,还是比较方便的。但是,对于尺寸较大的机床,这样的布局方案,因工作区与数控装置之间距离较远,使操作者的操作与观察会有顾此失彼的问题,因此,要设置吊挂按钮站,可由操作者移至需要和方便的位置,对机床进行操作和观察。对于重型数控机床这一点尤为重要,在重型数控机床上,总是设有接近机床工作区域(刀具切削加工区)并且可以随工作区变动而移动的操作台、吊挂按钮站或数控装置应放置在操作台上,以便同时操作和观察。

(2)刀具、工件装卸、夹紧方便 除了自动换刀的加工中心机床以外,数控机床的刀具和工件的装卸和夹紧松开,均由操作者来完成,要求易于接近装卸区域,而且安装装夹机构要省力简便。

(3)排屑和冷却 数控机床的效率、切屑多,排屑是个很重要的问题,机床的结构布局要便于排屑。如图7-16所示的数控车床的三种布局方案中,图(a)为横床身,不利排屑。斜床身的排屑条件有所改善,如图(b)所示。图(c)为立床身,而且采用反车的加工方式,大量的切屑直接落入自动排屑的运输装置,可迅速送出机床床身之外。

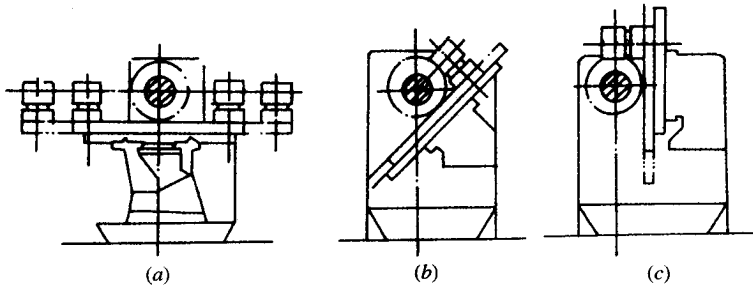


图 7-16 数控车床三种布局方案

(a)横床身 (b)斜床身 (c)立床身。

六、数控机床总布局的其他趋向

(1)机电一体化结构 近年来,由于大规模集成电路、微处理机和微型计算机技术的

发展,使数控装置和强电路日趋小型化,不少数控装置将控制计算机、按键、开关、显示器等集中装在吊挂按钮站上,其他的电器部分则集中或分散与主机的机械部分装成一体,而且还采用气液传动装置,省去液压油泵站,这样就实现了机、电、液一体化结构,从而减少机床占地面积,又便于操作管理。

(2)全封闭结构 数控机床的效率,一般采用大流量与高压力的冷却和排屑措施;机床的运动部件也采用自动润滑装置,为防止切屑与冷却液飞溅,避免润滑油外泄,将机床做成全封闭结构,只在工作区留有可以自动开闭的门窗,用于观察和装卸工件。

第八章 数控机床的计算机辅助设计

第一节 概 述

一、数控机床采用计算机辅助设计的意义

计算机辅助设计(ComputerAidedDesign ,CAD)是指以计算机作为主要技术手段,运用各种数字信息与图形信息,进行科学分析与计算,作出判断和选择,最后生成满意的设计结果和产品图纸的过程。这一过程体现了人类思维和计算机的有机结合,代表了产品设计的自动化方向;同时,CAD也是CIMS(ComputerIntegratedManufacturingSystem)的核心关键技术之一。是适应解决产品的日益多样化、个性化的自动化高新技术。

过去我国在设计数控机床时,通常仍沿用传统的设计方法,故在结构上多以成熟的产品为范本,稍作变动,设计阶段也心中无数,只能依靠试制来达到目标。并且,由于人工设计一台基型数控机床的设计周期平均长达9个月左右,因此,无论从设计性能和设计速度上均远远满足不了用户的需要,形成了先进产品要求和落后设计方法上的矛盾。而数控机床计算机辅助设计系统,具有较完整的设计分析程序、集成度较高的绘图软件、丰富的工程数据库和较完善的文档管理,为数控机床设计提供了一套较完善的方法,从而对提高设计质量、速度以及发挥设计人员的创造性劳动都将起着推动作用。下面对某CAD系统作简要介绍。

二、CAD系统的总体描述

1. 工作模式

CAD系统的工作模式主要取决于所设计的对象的定型程度。当前,用于机械产品设计的CAD工作模式有以下三类:

1)检索型CAD系统

该系统适用于产品系列化、标准化、通用化和模块化程度很高的产品,如泵、阀、电机等大批量生产的定型产品以及模块化程度很高的通用机床和组合机床等产品的设计。设

计过程主要根据工作状况和性能要求选择合理的结构和相关参数。

2) 试行型 CAD 系统

它适用于产品系列化和模块化程度虽还不很完善,但其结构已比较成熟的产品设计。在设计过程中,仅需对已有的结构作部分变动、修改或更新。如根据已有的基型机床进行变型设计。

3) 交互型 CAD 系统

它主要用于新技术刚刚进入工程应用阶段的研制产品设计,或根据市场的需求,采用新颖结构的产品设计。

实际上,CAD 工作模式除了单一地应用上述某一种模式外,还有采用上述两种或三种工作模式的组合。

数控机床的发展史至今仅 30 年左右,目前尚处在飞速发展阶段,其结构和功能仍在不断地革新和完善之中,因而达到全面系列化和模块的产品很少。故在设计过程中,除了能利用一部分已被证实可靠和有效的结构外,还需开发新的结构以适应需要。

2. CAD 系统的流程

CAD 是属于自动化设计范畴,它对设计信息的处理和加工采用计算机的有效管理和高度共享。故 CAD 系统在工作性质上和应用技术上都与传统的手工设计有很大的不同。但在设计流程上,CAD 设计过程仍沿用人工的设计过程,原因是现行的机床产品设计过程已经过长期实践考验,是一个比较严格地符合设计方法学的过程,因此它在逻辑上可作为制定 CAD 系统流程的依据。图 8-1 示出的某数控机床 CAD 系统设计流程图仍保留现行的四个主要设计阶段。

各设计阶段的过程内容及相互之间关系简述如下。

1) 整机方案设计和布局阶段

系统在方案设计阶段,通过查询类型和参数化模块库选择可供参考的型式。设计师根据加工对象、工艺要求、效率等技术要求进行结构方案和布局设计。必要时,设计师可补充新的模块类型或选择新的模块组合方式。同时启动各主要部件 CAD 分系统,它们将根据总体方案要求进行原理计算,提供原理图和运动学特性等。该阶段设计师的主要任务是对全局性的矛盾(特别是几何结构上的矛盾)进行平衡处理,其他事项(如修改参数后重新建立模型、系统的优化运动仿真等)均由计算机提供辅助功能。

2) 部件结构设计阶段

整体方案和布局设计的结果,由数据和图纸传递给主要部件设计分析系统,进行部件结构设计,计算分析动力学、静力学等特性,同时,还要确定关键零件及主要功能分部件结构等。部件设计的方式是在部件类型、功能分部件关键零件库的支持下结构设计,由部件数学模型建立的性能分析程度帮助确定和判断系统性能数据。

3) 零件结构设计阶段

部件结构设计的结果,可按图形和数据两种方式传递给相应的工具和方法程序进行零件结构设计。这时设计师主要考虑的是结构的合理性和工艺性,而大部分绘图功能已

由系统辅助完成。

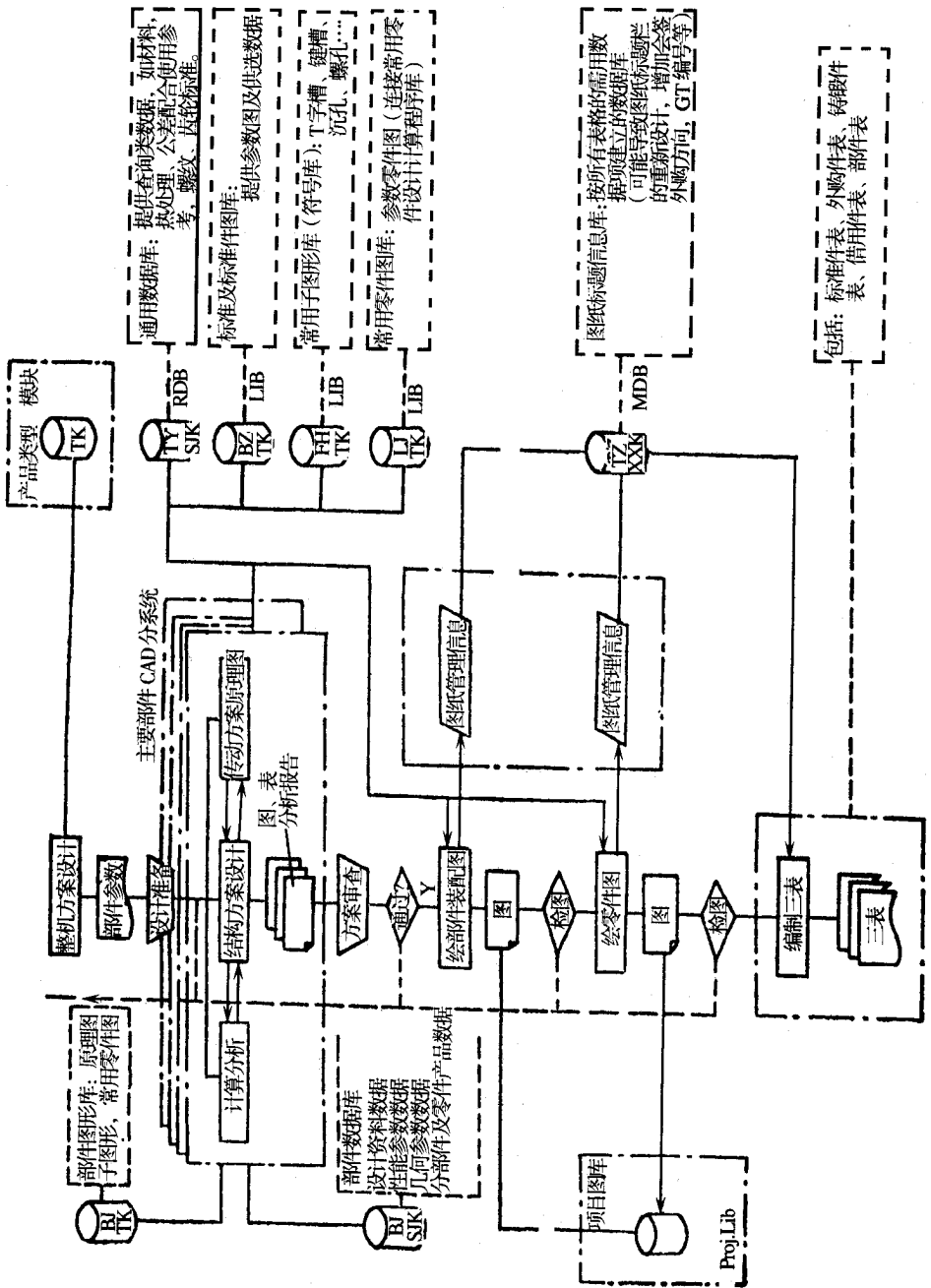


图 8-1 数控机床 CAD 系统设计流程图示简图

4)设计文档建立阶段设计文档的建立、文件输出及文档信息管理 均由计算机根据设计完成入库的图纸自动处理。

系统的工作按照现行设计流程继续保持半开环的运行方式。在整机方案设计阶段,主要处理整体与部件之间在功能和布局上的矛盾,在部件结构设计阶段,主要处理部件结构和零件结构设计之间的矛盾。各阶段的矛盾力争在本阶段内部平衡解决,不得已时才返回上一层次重新进行平衡工作。

3. 计算机硬件、软件支撑环境

为建立数控机床 CAD 系统,应选择合适的计算机软件、硬件支撑环境。在 CAD 系统总体方案设计时考虑了以下因素:

(1)一台镗铣加工中心机床的产品图纸少则 700 张~800 张,多达千余张,结构、形状变化多端,而且还在不断创造出新的结构。图形仍是设计师的第一语言,图形仍是设计制造过程中的重要流通介质,所以,一定要使用图形功能强的支撑软件。

(2)考虑到大容量信息管理和共享的要求,系统主体建立在功能较完善、前景比较稳定的小型计算机和工作站上。经过分析和根据实际拥有的条件,选择 VAX 系列机和 ME-DUSA 绘图软件作为本系统的开发平台。

(3)对于技术上和结构上相对独立的功能部件(如液压、气动和电气等系统和一些独立的零部件)尽量在微机上用 AutoCAD 等绘图软件自成系统地开发,以便起步快,有利推广。

对于已经在微机上有较好的研究基础的分系统将形成微机、小型机两个平行开发成果,并通过开发的图形交换系统实现两者间的信息交换。

三、数控机床 CAD 系统的主要功能

数控机床 CAD 系统的开发内容包括:工程绘图技术、数据库建模、理论计算分析和数据测试等多方面的综合研究,从而建立了一个以数据库和图形库为中心,以试验分析、设计经验和知识为基础,以现行人工设计流程为线索,并以混合型工作模式的数控机床计算机辅助设计和工程分析一体化(CAD/CAE)系统(见图 8-2)。

开发的 CAD/CAE 一体化的设计系统其目的在于使高效和高质量的绘图和优化设计紧密结合,确保所设计的产品性能和更好地提高设计效率。图 8-3 示出了应用 CAD 或 CAD/CAE 系统设计数控机床与原用人工设计的工时对比。从图 8-3 可以看出,如用 CAD 设计基型机床,可提高效率 30%~40%;若用 CAD/CAE 一体化系统时,由于使绘图几何信息和结构构思信息的集成和共享,可提高效率 100%~150%。CAE 的内容主要有两个方面:一是用于确定整机和部件的优化设计方案;二是用于结构静、动态性能分析,如应用有限元法对机床大件结构进行分析,CAD/CAE 一体化设计的简化逻辑框图如图 8-4 所示。

图 8-2 所示的数控机床 CAD/CAE 系统共包括 18 个分系统,各分系统的功能简述如

下：

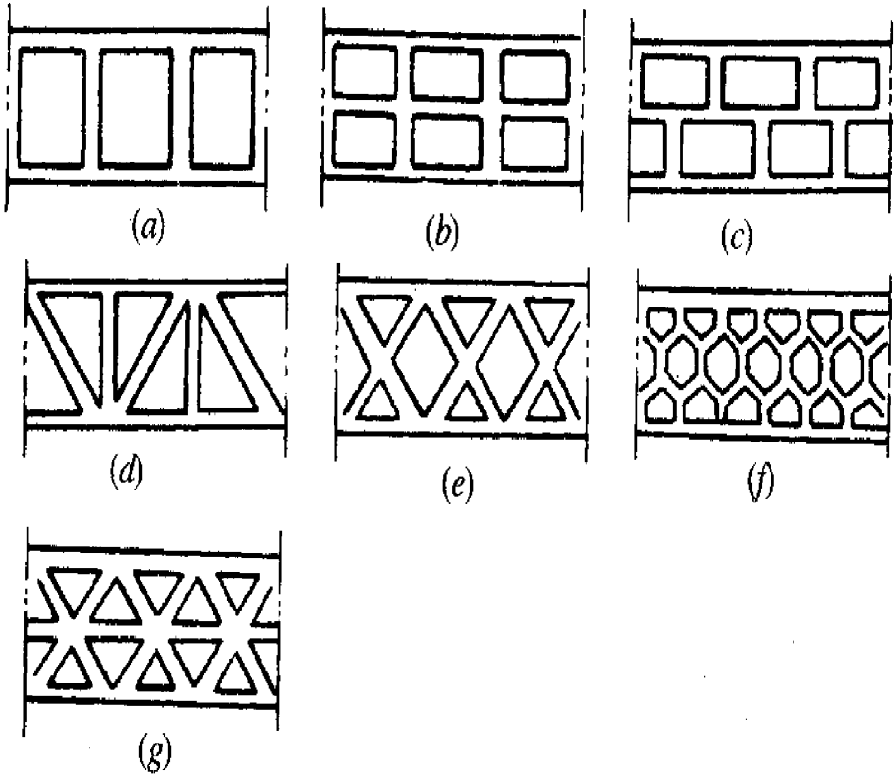


图 8-2 数控机床 CAD/CAK 一体化系统

(1) CAD/CAE 一体化技术 研究 CAD 和 CAE 之间的集成问题,使其成为一个整体。CAE 与 CAD 之间的接口,由总体设计方案和各部件或子系统与数据库、文档生成管理、机床优化设计等之间的接口集合而成。

(2) 整机结构参数优化 这是动态设计计算方法的研究。它是从机床整机角度出发的包括整机静、动态特性预测和改进、结构薄弱环节的识别、结构参数优化。

(3) CAD 专家系统 它综合专家设计知识和经验,包括结构合理化设计,工艺性经验和评价指标等,逐步形成可供实用的知识库。

(4) 结构模块化 研究模块化构造的原则、特点与设计应用的关系,以指导整体方案的设计。

(5) 布局和外形设计 用三维建模技术和机床结构的参数化模块来研究加工中心的总体布局,并用计算机模拟技术来检查机床部件运动时是否出现相互干涉现象,实现机床总体布局、尺寸参数和运动行程的合理设计。

(6) 主传动系统设计 实现主传动系统及主轴部件的整个设计过程,包括方案设计与

选择,性能分析与优化计算、图形绘制和三表生成等模块。

(7)伺服进给系统 对伺服进给系统进行方案设计和结构设计,并可对多种可能方案的主要参数进行计算和静、动态特性的校核,还可通过系统的仿真和优化,选取合理的丝杠结构,机电两部分转动惯量的最佳匹配,确定伺服系统各单元的合理参数。

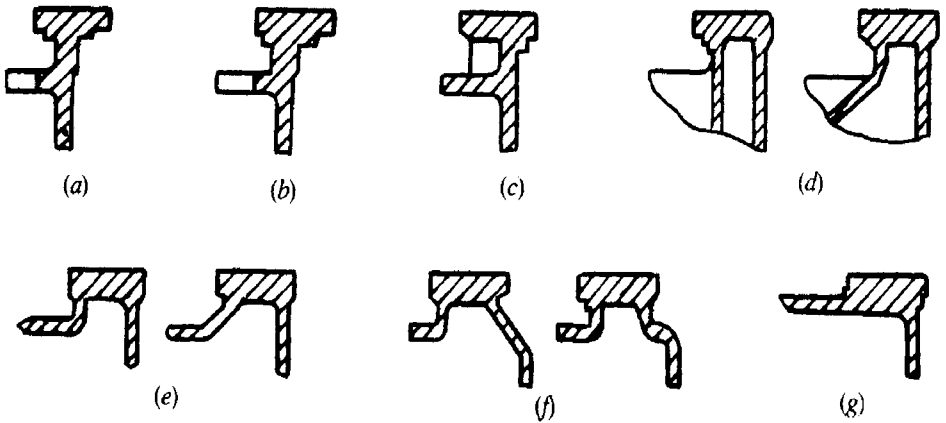


图 8-3 应用 CAD 或 CAD/CAE 后,对降低各项设计工作的工时对比

(8)零件 CAD 建立机械零件设计所必需的全部数据库,并提供齐全的零件体系,使之生成符合工程制图标准的零件图和尺寸标注,并可方便地进行屏幕编辑。采用体素拼合原理作图,并进行设计校核计算。

(9)刀库设计 建立刀库图形库。变化的部分将其参数化,建立参数符号库;不变的部分做成普通符号库,然后用成组编码技术加以管理。可进行刀库结构分析、刀库结构设计图 8-4 CAD/CAE 一体化设计的简化逻辑框图、刀库运行可靠性分析。

(10)机械手 按功能结构的模式进行机械手的设计,进行文档管理并具有相应的工具程序,同时可进行机械手的设计与验算。

(11)大件及导轨设计 进行机床大件及导轨计算分析、结构参数设计,并建立典型图库。

(12)液压系统设计 完成液压系统原理图和液压系统装配图的设计,建立设计时所需的数据库和图形库。

(13)气动系统设计 完成气动元件尺寸参数优化选择、气动系统原理图绘制,气动系统装配图,并自动生成零件表和标题栏等。

(14)电气系统及印制电路板设计 完成电气系统逻辑图设计。改进芯片参数库,完成多层印制电路板的绘制。可绘制墨图供照相制版用,也可自动转换成各类数据文件、钻孔文件、阻焊剂层和丝网层的光绘文件,由 CAM 自动加工。

(15) 数据库系统 形成数控机床常用的技术数据库,包括基础标准、标准零部件、典型零部件、材料与热处理和外购件等,并与图形库相连。

(16) CAD 信息管理分系统 矢量汉字系统及字处理,技术文档的生成,从图上读取各种技术信息和管理信息,生成所需的零件表、标准件表和外购件表等,并打印成正式文件。

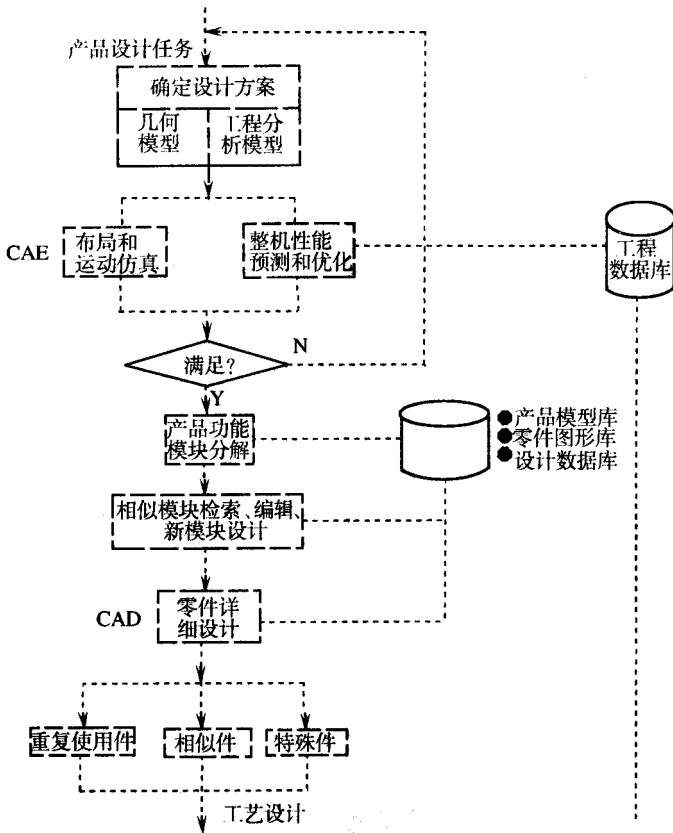


图 8-4 CAD/CAE一体化设计的简化逻辑框图

(17) 图形交换分系统 图形交换分系统(MEDUSA)和 AutoCAD 之间图形文件交换。不仅保证几何信息的传递,而且保证数据结构信息的传递。

(18) 数值计算及目标优化方法库 建立各种通用数值计算方法库,包括有限元法,以适用于各分系统的计算分析;建立单目标及多目标优化方法库,以适用于各分系统的优化计算。

以上分系统共有 33 个应用软件和由通用数据及图形库组成的工程数据库。

四、工程数据管理技术

CAD 系统需要对大量的、多种类型的数据进行处理。因此,数据管理性能的好坏将直接影响使用者能否方便地运用这些数据资源。它执行收集数据、保存数据和提高正确数据的功能,故成为数据处理的中心。

1. 数据管理方法的基本概念

数据在物理存储设备(如磁芯、磁带、磁鼓或磁盘等)上,一般都组织成文件的结构形式。所谓“文件”即是记录的集合,而每个记录则是由一个或多个数据项组成的。数据管理的关键在于如何对数据文件进行合理的组织、存储,便于用户检索和维护。由下列五个方面评定数据管理方法的性能:

(1)数据的独立性 数据在存储设备上的组织方式称为数据物理结构,在使用者面前呈现的组织方式称为数据逻辑结构。数据独立性有两个方面:物理独立性和逻辑独立性,前者指物理结构改变,而逻辑结构不变;后者指总体逻辑结构改变,而局部逻辑结构不变。因而数据存储设备的更新或数据项及记录类型的扩充,均不影响原有的应用程序的执行。

(2)数据共享性 数据作为整体资源被公用的程度。

(3)数据冗余度 在方便查询和寻址的前提下,数据库中各数据项集合的冗余受控程度。

(4)数据安全性 保护数据防止非法使用的措施。

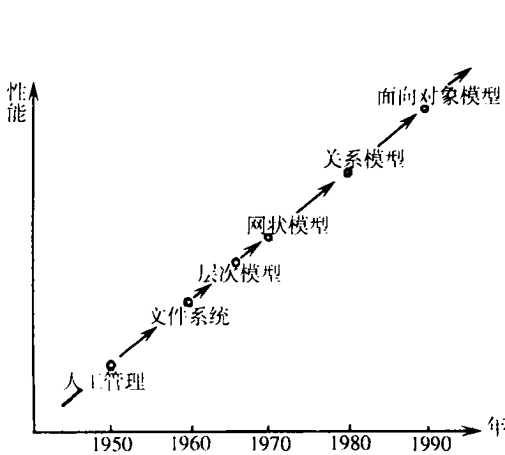


图 8-5 数据库管理方法和数据库模型的发展

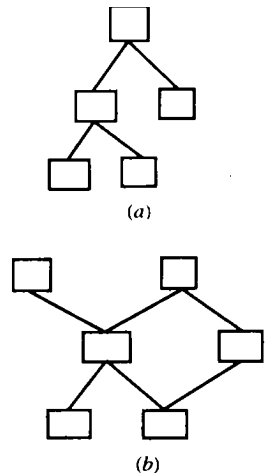


图 8-6 层次模型和网状模型

(a)层次 (b)网状。

(5)数据的完整性 具有检验数据正确性和有效性,以及保证一部分数据与另一部分数据之间满足一定关系(相容性)的能力。

为使数据管理方法满足上述的性能要求,自 20 世纪 50 年代开始至今,大致经历了以下三个发展阶段:人工管理阶段、文件系统阶段和数据库系统阶段。而数据库系统按其数

学模型的发展,由层次模型至网状模型再至关系模型,从20世纪80年代末至90年代初,又开始研究面向对象的数据库(Object-Oriented Database),其发展历程见图8-5。

上述三个阶段的数据管理方法的性能和特征的对比如表8-1。

层次模型是以树形结构来表示实体之间联系的模型(见图8-6(a)),如主轴组件由传动件和支承件组成,而其中传动件又由轴、齿轮和结合件等组成,呈现了一种自然的层次关系。而网状模型是一种能适应更复杂的结构间所存在的纵横交叉关系(见图8-6(b))。因此网状模型是层次模型的一般形式。它的特点是实体间的联系用指针链接,操作过程面向记录,用指针一步步去寻找目标,类似于一个导航系统。

表8-1 各类数据管理方法的性能和特点

性能和特征		性能					特征
		独立性	共享性	冗余度	安全性	完整性	
数据管理方法							
人工管理		差	差	差	差	差	数据的逻辑结构和它的物理结构相同,因而两者均根据应用的要求设计。数据独立性差,且难于实现多个应用程度共享数据资源
文件系统		中等	中等	中等	差	差	数据有物理独立性,但其逻辑结构需按应用要求设计。实现以文件为单位的数据共享,各文件的记录之间无联系,故共享性不高
数据库系统	层次模型	优良	优良	优良	优良	优良	数据有物理独立性和逻辑独立性。不同类型的记录间允许有联系,实现以记录或数据项为单位的高度数据共享。数据库结构设计面向数据本身,大大减少数据冗余度
	网状模型						
	关系模型						

关系模型的数据结构简单,用表格数据来表示和实现实体间的联系,可以直接处理多对多的联系。操作面向整个记录集合,按索引关系查询,数据独立性高,但查询效率比层次模型和网状模型要慢一些。

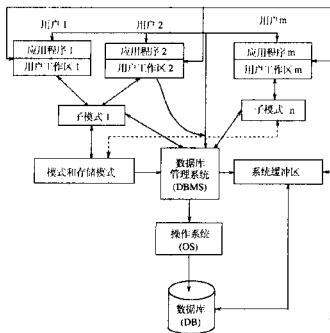


图8-7 数据库系统的结构

数据库系统可用一个数据库管理系统(*DBMS*)的软件来集中管理所有的数据及其运行。用户通过 *DBMS* 和操作系统(*OS*)与数据库发生联系。数据库系统的基本结构及其各层次间的关系如图 8-7 所示。图中模式和子模式分别表示专用语言描述和定义的数据库数据的整体和局部的逻辑结构。存储模式的作用是使数据库的划分不依赖于物理存储设备,以提高模式对存储设备的独立性。模式、子模式和存储模式的建立形成了一个处理数据的框架,用户只需按这些框架填入数据就能建成供使用的数据库。

2. CAD 系统的工程数据库管理特点

CAD 系统的工程数据类型众多、结构复杂,它与一般工业和商业管理系统的数据库相比具有下列特征:

(1) 图形信息中不仅有几何信息及描述几何形体间相互关系的拓扑信息,还有描述公差和技术要求的工艺信息,以及描述材料特性和重量的物理信息等。而且随着 *CAD* 与计算机辅助工艺设计(*ComputerAidedProcessPlanning* , *CAPP*)集成的要求,还得有 *CAD* 生成零件的成组编码和工艺特征(包括加工精度和加工方法等)信息。此外还有设计专家系统所需的经验和知识信息。

(2) 既有在设计过程中相对不变的静态数据(主要是描述设计环境和条件的信息,如技术标准、方法、规则、材料和通用零部件等),也有设计过程中生成和变化的动态数据(主要是描述设计对象的信息,包括为提供比较分析和修改而用以保存的设计中间结果)。

(3) 数据库系统的模式和子模式能做动态修改,以适应新构思设计时为实现几何构形改变需建立新的体素的要求。

现有的 *DBMS* 一般只适应结构化数据,如工程设计的数值和字符等的管理,对于图形信息和知识信息等非结构化数据,要求的管理方法就比较复杂。例如:三维图形有多种表示方法,就需要有相应的数据模型。当用图 8-8 所示的边界表示法(*Boundaryrepresentation* , *B-rep*)时,用网状 *DBMS* 较合适,其中图(*a*)示出了立体图(*b*)的各个有界的面(顶部界面未划出),它适合描述复杂的型面,处理速度快,但占内存多;而用图 8-9 所示的结构立体几何法(*ConstructiveSolidGeometry* , *CSG*)时,用关系 *DBMS* 较合适,其中图(*a*)示出了基本体素(立方体和圆柱体等)经过布尔运算($A+B-C$)形成了图(*b*)的立体图。

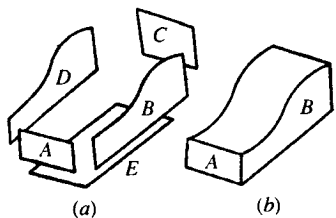


图 8-8 三维图的边界表示法(*B-rep*)
(*a*)界面图 (*b*)立体图。

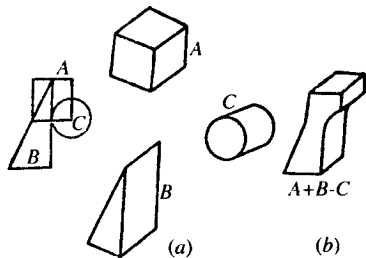


图 8-9 三维图的结构立体几何法(*CSG*)
(*a*)基本体素图 (*b*)立体图。

但目前理想的面向 CAD 应用环境的 DBMS 尚无合适的商品,因此主要的措施是应用一般的 DBMS 来支持结构化数据,对图形和知识规则等非结构化数据则用文件系统管理,并通过 CAD 图形支撑软件的接口实现数据的传送和管理;

现在国外正在研制发展面向对象的数据管理系统(O—ODBMS),将可能圆满地解决 CAD 系统的工程数据管理问题。所谓对象,即是把数据和它的应用过程结合在一起,而不同于现有的 DBMS 仅面向数据。因而 O—ODBMS 将能有效地按 CAD 的设计目标把有关的各类数据集合起来进行统一管理。

五、CAD 系统的工程数据库

数据库对实现 CAD 数据资源的共享和完成信息交换过程自动化方面起着重要作用。因此,数据库设计的完善程度将直接影响 CAD 系统的技术水平和集成效果。

某 CAD 系统的工程数据库的总内容较完整,它包括以下四部分(见图 8-1)。工程数据库的管理系统,对于 VAX 超小型机和工作站采用关系模型 RDB/VMS、记录管理系统 RMS/VMS 和 MEDUSA 图形软件的 MDB,对于微机则选用 dBASE III。由文件系统组成的数据在图 8-1 上以文库(LIB)来表示。

1. 通用数据库

主要是设计常用的技术标准数据。它包括基础标准、零部件标准、外购件、材料与热处理等数据,目前尚未包括工艺标准、切削数据以及材料磨损和失效等方面数据。其主要特点是数据量很大,为便于数据的载入、用户的快速查询和调用,应注意如下几点:

(1)数据的合理分类和划分层次 分类的目的在于通过数据的逻辑关系去组织和表达数据,使入库数据能满足不同用户的要求。层次的划分,应符合技术标准的系列划分和设计过程对数据的选用流程。

(2)选择有效的数据载人方法 对不同类型的源数据进行转换和规范化,使数据的结构和格式符合数据库的要求。

(3)开发数据库用户接口的生成程序 为使用能直接把由数据库提供的信息和选定的参数去绘图或进行分析计算,就需有一定的用户接口。通过开发自动生成接口的程序来代替人工编程,可以改善人机界面,便于不了解数据库结构的用户能方便地应用。

(4)建立菜单式的数据库查询系统 应用菜单方式对所有的查询模块实行一体化管理。用户可在菜单程序的引导下,实现快速查寻。既简化了用户操作,又便于开发者对查询系统的扩充和修改。

2. 专用数据库

专用数据库主要局限于为各系统中的设计计算和绘图功能提供数据。它包括:

(1)总体设计数据库,如各类产品的系列标准和技术规格等;

(2)部件设计数据库,如有关的标准数据和性能数据等;

(3)动态数据库。

它是对方案设计和结构设计过程所产生的中间数据和最终结果进行管理。由于这些数据依设计过程及设计人员要求而变,不同于相对稳定的技术标准等静态数据,故称之为动态数据。专用数据库与通用数据库采用相同的数据管理系统,则有利于集成。

图 8-10 示出了用于伺服进给系统设计的专用数据库(简称 *SPJGDB*)。其中 *BS*、*BSO* 和 *libSS* 用于存放计算结果和各设计方案对比的动态数据;其余 *STA1*、*MOTDR* 等为存放滚珠丝杠副参数和标准,以及伺服电机、专用轴承和联轴器等静态数据。

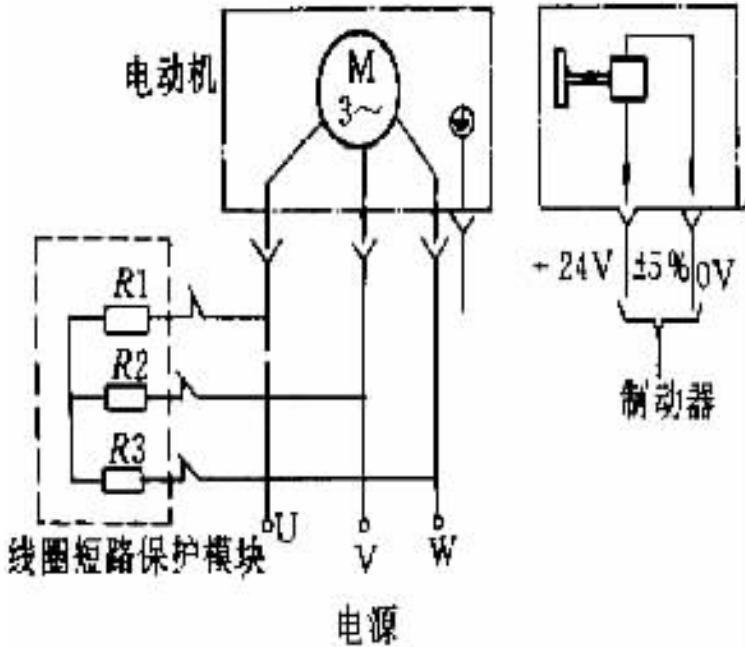


图 8-10 伺服进给专用数据与各功能模块间的数据传递示意图

STA1—丝杠直径和导程等数据库;*STA2*—丝杠副几何物理特性数据库;*MOTOR*—伺服电机数据库;*BEARING*—专用轴承数据库;*COUPLING*—专用联轴器数据库;*Fch-SCREW*—内循环丝杠副标准数据库;*CD-SCREW*—外循环丝杠副标准数据库;*Datafile*—数据处理单;*BS*—丝杠副造型设计及计算结果数据库;*BSO*—基本方案性能参数数据库;*BBSS*—比较方案性能参数数据库。

3. 图形库图形库有三类:

- (1) 机床总体设计的模块结构三维描述图和模块参数数据库;
- (2) 部件图形库,包括原理图、子图形和常用零件图;
- (3) 零件和标准件图库,包括工艺要素子图形库和符号库等。

由于图形是一种拓扑描述,其数据格式为非结构化,因而图形库和数据库具有相对独

立性。为使二者的接口规范化,必须首先制定接口约定,包括公共变量名、文件类型等。

图 8-11 示出了 MEDUSA 图形库和 RDB/RMS 数据库间接口数据传递示意图。它用 Basic 语言将 MEDUSA 参数图形的参数变量,通过 DARS 库传递到用 Fortran 语言编写的数据库查询程序中,数据库查询程序分析这些变量后,自动查询 RDB/RMS 数据库。查询的结果通过 DARS 用变量方程的方式传给 MEDUSA。再由 Basic 语言程序读出这些变量,并依据这些变量值,对参数图重新参数化得到所需图形。这种接口方式的优点在于避免通常用数据文件传递所引起的内、外存信息交换,也不需进入子程序,大大提高接口处理速度。

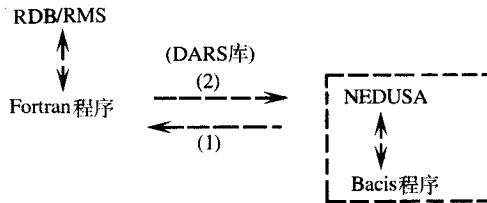


图 8-11 图形库与数据库接口的数据处理传递示意图

4. 数控机床 CAD 系统的信息管理

信息管理包含着信息表示、信息共享和信息检索等多方面的内容。对设计过程中产生的大量信息进行高效的处理和科学的管理,是提高设计信息自动交换和自动处理能力的关键。CAD 的信息管理系统有以下三个功能模块:

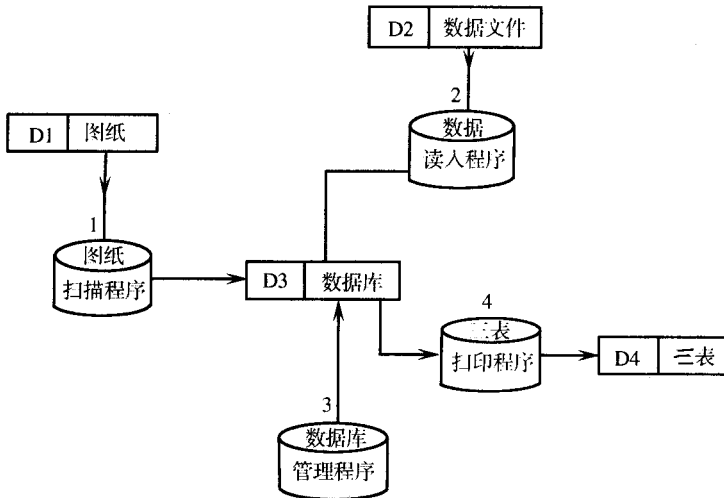


图 8-12 三表生成的数据流图

1) 汉字信息处理

图纸文件中除图形的几何信息外,还存在大量非几何信息,其中很大一部分是用汉字表示的。对于像 MEDUSA 等一类图形软件,在既没有汉字操作系统,又投有该支撑软件

的源程序情况下,如何解决其汉字信息处理是个有一定普遍意义的问题。

CAD 系统发展的一种将汉字作为 MEDUSA 图形系统中特殊类型文本元素来处理的 TEXT 方法。它较之一般把汉字作为线信息存储方法,具有占存储空间少(仅为后者的 1/2)、信息可读、编辑方便和处理速度快等优点。整个汉字信息处理工作包括:建立能扩展的具有造字程序的矢量汉字库,使用方便的汉字编辑功能、能实现矢量汉字与点阵汉字转换的功能。开发了有良好用户界面的包含有 1000 多个常用字和词组的菜单。

2) 三表生成

三表通常指零件表、标准件表和外购件表。实际使用中还包括借用件表以及整台机床的外购件和标准件汇总表等。

CAD 系统开发的三表生成软件可以自动扫描部件装配图和相应的零件图,从而读出所需的三表信息,存入零件库中,此外,还可用数据文件读人的方式,补充汇总一些非图纸上的信息。

三表生成软件的数据流示于图 8-12。它使设计过程中这种繁琐而易于出错的汇总工作实现了自动化。

3) CAD 的文档管理

设计文档是产品设计过程中的信息资料的统称。一般包括设计任务书、产品图纸、设计计算书和三表等内容。它们是产品生产活动的依据,在一个产品的生命周期内经常要用到这个文档。因此,它们的内容正确性、检索方便性和保管的安全性是至关重要的。

为此,一个完善的 CAD 系统必须发展与其规模和内容相匹配的文档管理软件。CAD 系统的文档管理具有下列功能:

- (1)科学的文档建立、修改和维护的机制;
- (2)严密的文档安全、保密以及保持文档一致性和可靠性的措施;
- (3)准确的文档信息提取和快速的文档检索方法。

第二节 数控机床总体方案设计

机床总体方案设计的目的,在于从总体上保证设计优化。图 8-13 示出了机床总体方案设计的三个组成部分及主要内容。

CAD 的机床总体方案设计所开发的内容有:方案设计和确定技术参数的专家系统,总体布局 and 模块化结构设计,整机结构分析和优化软件以及大件结构设计等。

一、机床总体布局的 CAD

机床总体布局设计中要完成下列任务:初步确定各部件形状、尺寸,安排机床各部件的相互位置,协调各部件间的尺寸关系,设计机床外形和人机界面。它是机床设计过程中

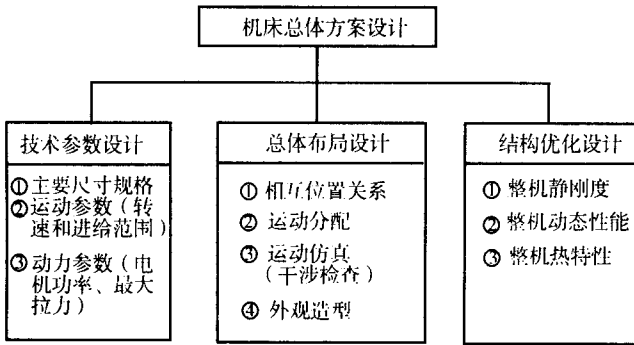


图 8-13 机床总体方案设计组成及主要内容

的一个十分繁琐和复杂的工作,它直接影响着机床设计的效率和质量。因此,应用 CAD 进行机床总体布局设计是一个值得重视的研究课题。

由于机床的类型千差万别,而且各种类型机床的总体布局又各有特点。对于一般通用机床和一些专门化机床,虽已形成固定的类别和系列型谱,其部件的具体型式尚未标准化,且其运动比较复杂,对外形美观和人机界面的要求也高,故该类机床的总体布局设计没有严格的规律可循。而数控机床代表了机床发展的方向,为提高我国机床的数控化率,又快又好地生产满足国内各部门要求的各类数控机床,开发适合机床布局的 CAD 系统,在经济上和技术上都有重大的意义。

1. 机床总体布局设计信息的计算机描述

机床的设计过程是一个对信息进行加工和处理的过程,而计算机则是人对信息进行加工和处理的工具。CAD 系统实际上就是一个通过对信息的有机组织,使计算机和人均能高度发挥效率的计算机辅助设计系统。这里介绍基于机床的模块化设计思想提出的一种布局信息的分类层描述方法。

机床总体布局设计所需信息可分为两类:第一类是描述机床的“硬特性”,即机床的机械结构描述;第二类是描述机床的“软特征”,即机床的布局规则描述(见图 8-14)。它们是有效地解决机床设计过程中设计信息的自动传递、运动干涉的自动检验和机床各模块间尺寸自动协调等问题的基础。考虑到对机床布局描述的灵活性和方便性,对第一类机械结构信息采用“拓扑结构描述”(指对各几何形体之间相互关系的描述)加“数据描述”来完成,而第二类信息则用文件形式加以描述。对整个信息,又分成不同的层次,形成对不同层次信息的分别描述,使信息的表达得以最大的灵活性和方便性。

1) 布局信息的第一层描述

该层描述了机床总体布局型式的结构,以及与布局型式密切相关的机床基本运动信息、机床的协调信息和机床的约束信息。

机床总体布局型式是由机床布局型式的三维结构描述图描述的。该描述图记录了机床各模块间的相互位置关系以及所需要模块的功能类型和名称,故该图确定了机床布局的结构。图 8-15 是用三维结构描述图描述的某卧式加工中心的模块相互位置关系示意

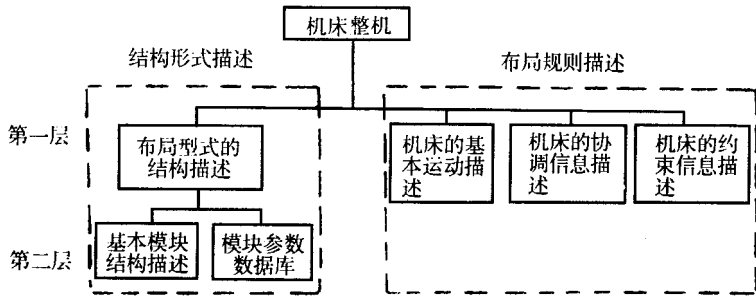


图 8-14 布局信息的逻辑结构图

图。由于图上装入的模块是可更换的，故用此一张图就可代表许多种具有相同布局型式的不同种类和规格的机床。

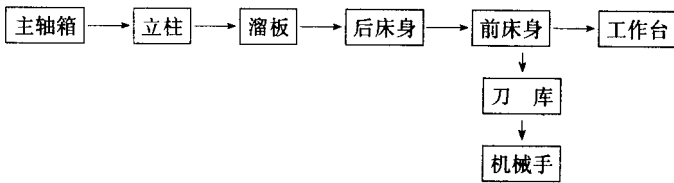


图 8-15 某卧式加工中心的模块相互位置关系示意图

机床整机的协调信息由信息协调文件描述。对应于一张布局型式的结构描述图，相应有一个信息协调文件与之对应。此文件描述组成该布局型式所需的模块之间以及总体和模块之间存在的协调关系和联接关系。例如，对于工作台和床身这样的模块单元对，它们的导轨之间以及丝杠与丝杠螺母座之间必然存在着协调和联接关系。再如机床所需的加工空间与各方向行程以及各模块尺寸必然也有一定的协调关系。这些协调和联接关系信息都由该文件记录。

机床的基本运动信息由基本运动描述文件描述。这是实现机床运动动画仿真，进行运动干涉自动检验的需要。应用上述两个文件虽确定了该布局型式所需模块的组合信息，但只是完成了机床的几何形状描述，需通过该文件才能确定哪些模块是运动的，以及它们的运动轨迹和运动参数。

与机床总体布局有关的最后一项信息是机床的各种约束条件，是指对模块的形体以及模块的组合在实际中的不可能性和不合理性进行的约束。

2) 布局信息的第二层描述

该层描述组成一台机床所需模块的结构与尺寸。它由模块结构三维描述和模块参数数据库联合完成。

模块结构三维描述图描述了模块的结构特征，由该描述图表示的模块具有一般性和互换性：

(1)一般性 结构描述图只对模块进行了拓扑描述，它代表一组具有相同结构特征的模块，只有用模块参数数据库中的数据加以“定量”描述之后，才代表某一具体几何尺寸的

模块。

(2)互换性:是指具有相同功能的模块之间,尽管外形不一,性能不同,但装入布局型式描述图时,可以进行互换。互换的结果不影响与机床总体以及其他相关模块之间的设计信息自动传递,以及机床运动动画仿真的进行。

相同功能的模块之间具有互换性是经过规范化处理的结果。规范化处理是指对构成机床的各个模块进行详细的功能分析和功能概括,抽出模块对机床总体以及其他模块有影响的主要特性,并从具有相同功能的模块之间,归纳出具有相同的对外联系参数。如卧式加工中心的工作台有数控转台和分度转台之分,经过规范化处理,它们的对外联系参数均可归纳为:工作台面的尺寸、工作台的高度、工作台导轨的尺寸参数及工作台上丝杠螺母座位置。这样,这两种工作台就具有了相同的对外联系参数,可以进行互换。

通过上述分析可以看出,任何一种型号的机床均可通过对它的第一层描述加第二层描述完全确定下来。第一层描述确定了该机床的布局型式,而第二层描述则完全确定了具体的机床。图 8-16 的中间和四周分别示出一种卧式加工中心布局型式(机床的第一层描述)和可以选择的各种机床模块(机床的第二层描述)的示意图。由图可以看出,挑选不同种类的模块,可以很快组成很多种具有一种布局型式的不同类型或性能的模块,可以很快组成多种具有同一种布局型式的不同类型或性能的数控机床。

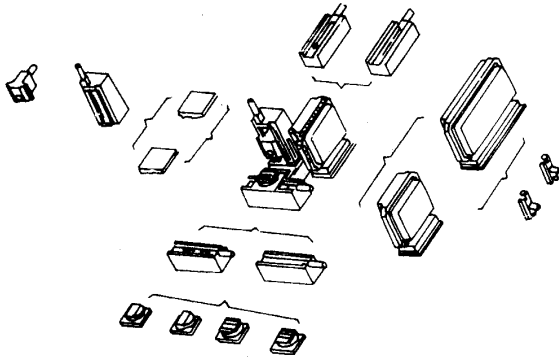


图 8-16 机械结构描述示意图

2. 机床总体布局 CAD 系统的组成及布局设计的 CAD 过程

由前述的信息组织的描述方法,就可以建立起相应的机床总体布局 CAD 系统。所建立的 CAD 系统由机床模块库、机床总体布局型式库、机床运动动画仿真功能块及联接功能块组成。其中连接功能块将整个系统有机地联为一个整体。

机床总体的 CAD 过程如图 8-17 所示。整个过程大致可分为机床总体布局的概略设计阶段和机床总体布局的尺寸详细设计阶段两个阶段。

计阶段,设计师首先在布局形式库中选取布局型式,然后在模块库中选取合适的机床模块,输入基本参数。即可迅速地得到机床总体布局的二维或三维示意图。

在详细设计阶段,设计师通过对总体布局尺寸图和模块尺寸图上尺寸值的任意修改,便可达到对机床总体布局进行修改的目的。并且,任意一处的尺寸修改信息均可通过信息传递文件,传递到相应需要修改的地方,进行自动修改。在这个过程中,设计师随时都可使用动画仿真方法检验运动干涉。最后总体设计师可将满意的结果输出给相应的部件设计师,指导部件的详细结构设计。值得注意的是,这个过程是可以根据设计要求分段反复进行的。

3. 设计信息自动传递的实现

在设计过程中实现设计信息的自动传递,是保证设计信息的一致性和可靠性、减少人为失误的重要手段。但在实际传递过程中,传递关系是十分复杂的,一处尺寸的修改可能要影响多达五六处其他尺寸,给编制信息传递文件造成困难。如果采用信息分级分类的被动传递方法,可大大地降低信息传递的复杂程度。

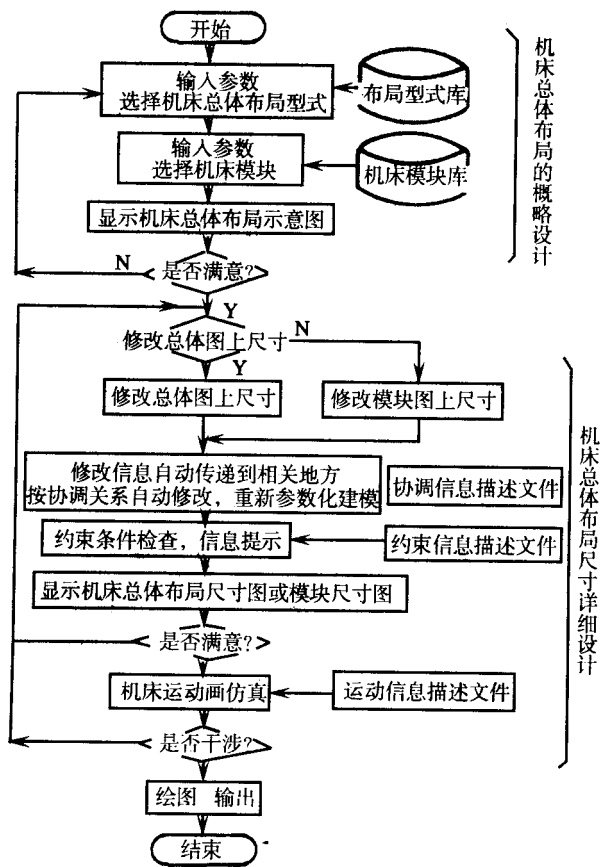


图 8-17 机床总体布局 CAD 过程

(1) 分级传递 当一个模块采用分级的方法建模时,一个模块还有几个下属的分级模块,这时可采用一级一级的传递方法,如图 8—18 所示。

(2)分类传递 将模块上的尺寸分为内部尺寸变量和外部联系尺寸变量两类,模块之间只进行外部尺寸的传递,而内部尺寸信息的传递仅在模块内进行。

(3)被动传递 如图8-18所示,当模块1上的尺寸被修改后,不是模块1将该修改信息传递给模块2和模块3,而是与模块1有关的模块2和模块3分别检查自己的尺寸是否与之有关,若有关,则做相应的修改。然后模块2和模块3的分级模块再分别检查各自的尺寸变量是否与模块2和模块3的尺寸改变有关。依次被动地一级一级传下去,直到将所有与之有关的模块检查一遍为止。

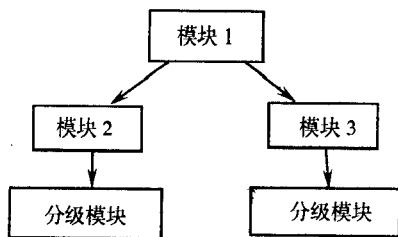


图 8-18 分级分类传递信息示意图

这种分级分类的被动传递方法大大降低了传递关系的复杂程序,使编制信息传递文件的工作能顺利进行。

4. 机床运动的动画仿真

进行机床运动的动画仿真是实现运动干涉自动检验的需要。进行动画仿真的过程是:设计师首先把机床的基本运动按需要进行任意组合,形成一个运动逻辑关系文件,计算机则按该文件提供的机床基本运动顺序,依次从机床的基本运动描述文件中抽取基本运动的运动信息,进行动力的计算和干涉的检验,最后由动画显示程序将整个运动过程显示。当在此运动过程中发生了干涉,则运动画面停止,并指出干涉部位。

机床的运动是通过直接变更布局形式描述图上的参数变量,使运动模块的位置发生改变而产生的。对于检验运动的干涉,目前有多种方法,这里采用了一种形体相交法,即对运动物体的每一次移动都进行建模计算,通过检查模块之间有无相交线达到检验干涉的目的。这种方法适用物体的外形复杂、干涉条件难以表达的情况。为提高动画显示的效果,可将动画仿真的计算和显示分开进行,使计算时间的长短不影响动画显示效果。

二、机床整机建模与性能分析

机床的静、动态性能直接影响机床的加工精度、切削效率和自动化工作的可靠性。为了减少制造样机所耗费的时间与资金,需研发一种有效的算法,以便在图纸设计阶段就能对机床整机性能做出符合实际的预测,并能提出改进方向,还可在短时间内做出多种设计方案的比较,可靠地设计出所需的机床,实现优化设计的目标。为此,开发出适合于机床整机结构设计计算的大型有限元程序。

1. 整机建模的技术关键

目前, 尽管国内外已有不少成熟的大型有限元程序, 但用来计算分析机床, 尚欠缺两个主要技术关键:

(1) 机床含有多个固定结合面和相对可动结合面。若不考虑这些结合面参数, 就难以建立机床整机的精确模型, 而有限元本身解决不了结合面参数问题。因此, 必须发展结合面建模技术。目前, 主要采用两种方法: 一种是基于整体实验模态参数基础上的层次识别法; 另一种是由数据库取出(由试验或经验得出的)结合面基本特性值, 然后根据结合面的实际比压、相对运动速度和接触面积等条件进行计算确定。前者因要进行整体模态试验, 故须有整机的样机或模型; 而后者只要有了结合面参数数据库, 即可在图纸设计阶段进行整机性能的预测。

(2) 一台机床具有多个基础构件, 其有限元的节点数以千计, 若不发展新的算法以节省计算机内存, 势必耗时耗资过多, 很不经济实用。只有采用静、动态凝聚技术, 模态综合法和动态子结构法等方法来解决。

另外, 要成为一个完善而又实用的结构分析软件, 还应具有结构薄弱环节识别、结构参数优化改进等功能。

针对上述技术关键, 开发了适用机床整机结构静、动态特性分析和结构优化的软件系统, 即 *AnalysisOfMachineToolandParametricOptimizationforStructure*, 简称为 *AMTPOS* 软件系统。其组成示于图 8-19。

2. AMTPOS 软件系统的功能

前后置处理是任何完整的有限元软件所必备的。*AMTPOS* 软件系统中的前置, 主要是人机对话输入有限元的节点坐标、单元组成、材料和主副自由度等信息, 亦可用编辑数

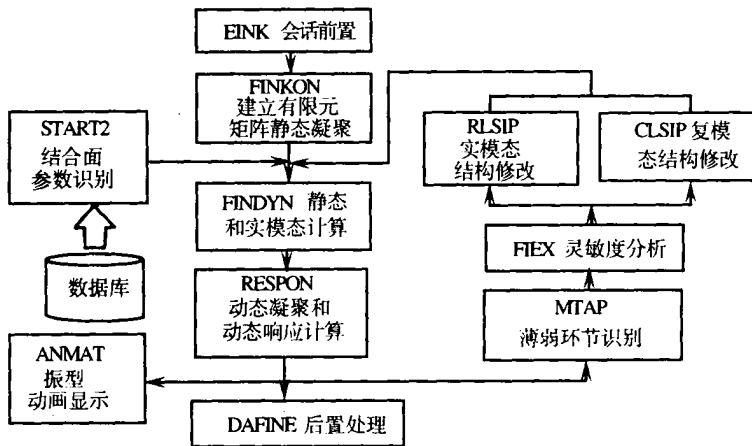


图 8-19 AMTPOS 示意图

据文件的形式输入上述信息, 为有限元的主体计算打下基础。而后置处理主要是一些图表的输出和振型的动画显示。

主体计算主要包括建立结构的有限元矩阵,并进行静态、动态或是实模态、复模态分析,这些是一般的通用有限元程序所具有的功能。但“双静态”凝聚功能是 AMTPOS 软件系统的一大特点,主要用来缩减解题规模,解决有限元法计算机床时的计算机容量与解题精度及耗时过多的矛盾。所谓“双静态”凝聚(见图 8-20),就是先将整体结构划分成若干子结构,分别建立各子结构的刚度阵和质量阵。然后将子结构看成“超单元”而装配成一体结构。由于程序在建立各子结构刚度阵和质量阵时采用了一次静态凝聚技术;而在子结构装配成一体结构后又采用了一次凝聚,故称之为“X2 静态”凝聚。其结果可以大幅度降低解题规模。

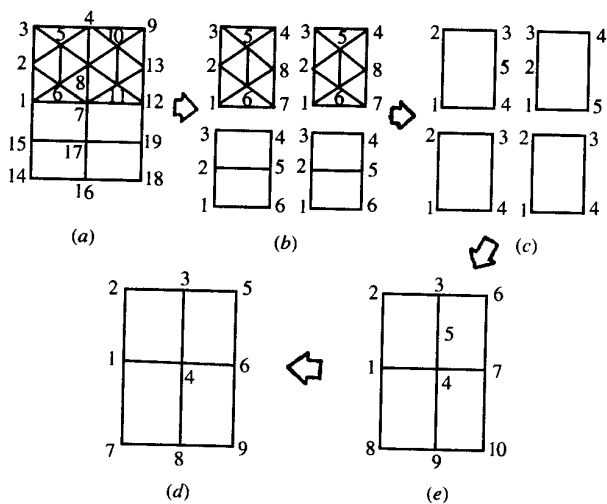


图 8-20 “双静态”凝聚示意图

(a)原始模型 (b)划分子结构 (c)一次凝聚 (d)二次凝聚 (e)装配。

程序中使用的静态凝聚公式为

$$\begin{aligned}
 [K''] &= [K_{bb}] - [K_{bb}] [K_{ii}]^{-1} [K_{ib}] & (8-1) \\
 [M''] &= [M_{bb}] - [M_{bi}] [K_{ii}]^{-1} [K_{ib}] - \\
 &\quad [K_{bi}] [K_{ii}]^{-1} [K_{ib}] + \\
 &\quad [K_{bi}] [K_{ii}]^{-1} [M_{ii}] [K_{ii}]^{-1} [K_{ib}]
 \end{aligned}$$

式中 下标 b ——主自由度(边界自由度);

下标 i ——副自由度(内部自由度)。

$$[K] = \begin{bmatrix} [K_{bb}] & [K_{bi}] \\ \dots & \dots \\ [K_{ib}] & [K_{ii}] \end{bmatrix} \quad [M] = \begin{bmatrix} [M_{bb}] & [M_{bi}] \\ \dots & \dots \\ [M_{ib}] & [M_{ii}] \end{bmatrix}$$

图 8-19 中的其他功能模都是在研究 AMTPOS 软件系统时开发的,现分别介绍如下:

1)结合面参数识别及其数据库

由于有限元本身解决不了机床结合面参数问题,而结合面的特性对机床整机的性能

有着举足轻重的影响。因此,正确识别结合面参数,是建立机床整机精确模型的关键。

可采用在经过大量试验数据的基础上建立结合面特性数据库的方法,然后根据结合面的材料、加工表面、比压等具体条件来选用结合面参数,亦可由样机或模型的动态试验结果进行识别计算而得。对于前者,AMTPOS 软件系统中留有数据交换的批处理接口;对于后者,根据机床层次结构的特点,推导出了新的结合面参数识别方法——层次识别法,并开发了相应的功能程序 START2。层次识别法的原理简述如下:

任何一个机械系统都可看成由若干层次通过结合面而连成的一个整体。故整机的动力学方程可写成:

$$(\lambda^2[M]) + \lambda[C] + [K] + \lambda[C'] + [K']\{\varphi\} = [0] \quad (8-3)$$

式中 $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ ——各层次本体构成的物理矩阵,已知;

$[C']$ 、 $[K']$ ——结合面参数构成的阻尼、刚度阵,未知;

λ 、 $\{\varphi\}$ ——整机的某阶复频及对应的复振型,已知。

对于图 8-21 所示的最简单一维系统,可直接由式(8-3)求出 C' 、 K' 。对于图 8-22 所示的比较复杂的两层次或多层次系统,在假设任何两对结合面参数之间没有关联的基础上,形成未知稀疏矩阵 $[C']$ 、 $[K']$,同样可由式(8-3)求出 $[C']$ 、 $[K']$ 中的各元素。有了 $[C']$ 、 $[K']$,建立整机的动力学模型就方便了。

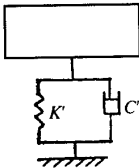


图 8-21 一维机械系统

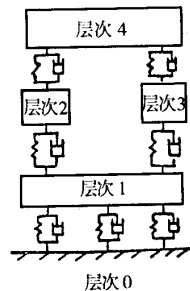


图 8-22 多维机械系统

2) 薄弱环节识别

按照刀具—工件作用点的相对动柔度曲线,可以确定优势模态;至于在这一阶模态下,哪个部件最薄弱,传统的方法是往往通过振型动画的直观显示来判别。它既没有定量的比较,也容易因底层倾斜或变形使上层部件随之出现偏移量,产生错觉而造成判断失误。

为识别出真正薄弱环节,可采用一种模态位移空间矢量法,并开发出与之相应的功能程序 MTAP。其基本原理是:从机床敏感点敏感方向的相对位移出发,建立各构件及其结合面的模态空间位移矢量矩阵;应用表征切削运动关系的表达式得出计算模型,从而有效地判断各阶模态下的薄弱环节,并能定量地分析其薄弱程度,从而为结构改进指明方向。

3) 灵敏度分析和结构修改

灵敏度分析程序 FLEX(见图 8-19),可对已判断的薄弱环节作进一步分析,用来确定对机床动特性改进最有效的敏感点及其方向,即确定最佳修改位置和优先修改的物理

参数。而实模态和复模态结构修改程序 *RLSIP* 和 *CLSIP* 则是在灵敏度分析的基础上,确定一点或多点的物理参数的具体修改量 (ΔM) 、 (ΔK) 和 (ΔC) 。同时它还具有目标参数优化的功能,即根据所要求达到的动特性指标,在可实现结构变动的点上,寻求最优物理参数修改量,以达到结构的合理修改。

4) 动画显示

动画显示(见图 8-19)就是在微机屏幕上形象地显示各阶振型,提供直观的动画形态。应用振型动画显示程序 *ANMAT*,有助于定性地判别薄弱环节,并可在屏幕上对比计算和实验的振型,以提高判别的可靠性,检验计算结果。

为考核 *AMTPOS* 软件系统的功能及运动精度,除了用特例或小型算例进行验算考核外,还以 *XH714* 型立式加工中心为例进行整机计算。

3. 整机建模技术

XH714 型立式加工中心由床身、立柱、滑座、主轴箱、工作台和刀库六大部分组成。在模型简化中按照其自然结构,前五部分各为一子结构,而因刀库悬伸在外,且固接在立柱上,故将刀库看成立柱上的一部分。同时,为便于与整机实验结果对比,计算模型中各部件的位置和它们在实验中所处的实际位置相一致。

在整机建模过程中,根据各子结构的特点,主要做了以下一些合理的简化处理:

(1)所有薄板构件,均划分成节点自由度为 6 的平面矩形或三角形板壳单元。工作台划分成空间六面体元。

(2)筋板凸出较大时简化为板,凸出较小时简化为梁。对某些局部区域的小筋板,因对整机刚度影响很小,所以在模型简化中略去。

(3)对尺寸较大的孔洞或凸缘,在模型中保留;对尺寸较小的孔洞或凸缘,可根据刚度等效原则,适当改变所在单元厚度。这与静态应力应变分析计算时不同。

(4)导轨简化为空间梁元。

(5)主轴简化为空间梁元。

(6)所有结合面均以线性弹簧和阻尼联接元来模拟。

(7)刀库看成一点质量,加在悬臂梁的端点上,该悬臂梁固接在立柱上。

(8)刀具简化成一空间梁元,工件简化成一点质量附加在工作台上。

(9)机床加工时的封闭状况,用连接刀具端与工件的连接元来实现。

另外,凝聚模型中主、副自由度的选择问题亦是一个重要问题。由于主自由度的多少与分布将直接影响计算结果的精度,故选择时,一般应遵循下列原则:①主自由度集应能保持结构的总体质量分布;②主自由度集应保留在感兴趣的振型中具有最大振幅的自由度;③具有质量分布改革特征处(如拐角)的节点上的自由度,应作为主自由度。

根据上述简化原则,并利用结合面参数,建立起的整机模型如图 8-23 所示。表 8-2 给出了计算频率与实验频率对比,由表中看出整机低阶固有频率相对误差小于 15%,动态响应的相对误差一般小于 30%,最大不超过 50%(见图 8-24)。由此可见,所建立的整机模型具有较高的精确度。

表 8-2 计算频率与实验频率的对比

阶次	实验频率/Hz	计算频率/Hz	相对误差/%
1	15.638	/	/
2	36.392	33.13	-8.96
3	49.638	42.90	-13.57
4	6.2U	/	/
5	/	87.65	/
6	95.236	98.28	3.20
7	/	10 > .7	/
8	/	114.3	/
9	/	124.9	/
10	133.337	128.3	-3.78
11	/	143.8	/
12	152.926	148.7	-2.76
13	/	158.9	/
14	168.114	175.8	4.57
15	/	184.3	/
16	202.458	192.7	-4.82
17	/	218.7	/
18	228.054	231.5	1.51

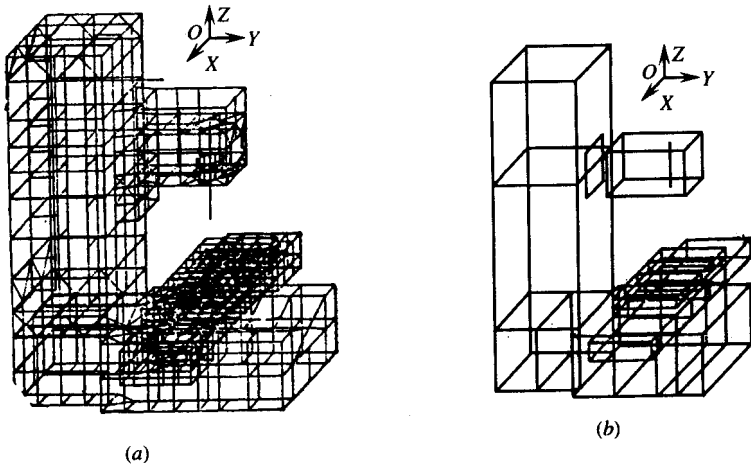


图 8-23 XH714 型整机模型

(a)加工中心整机原始网格图 (b)加工中心整机凝聚模型。

4. 几种模型的比较

表 8-3 给出了改变凝聚规模时, CPU 运行时间的比较, 表 8-4 给出了不同凝聚方案时, 固有频率计算值的比较。由表 8-3 和表 8-4 可以看出, 压缩凝聚规模有利于减少 CPU 的运行时间, 尤其在整机综合时更为明显。在第二种方案时, 虽然多数节点保留了 6

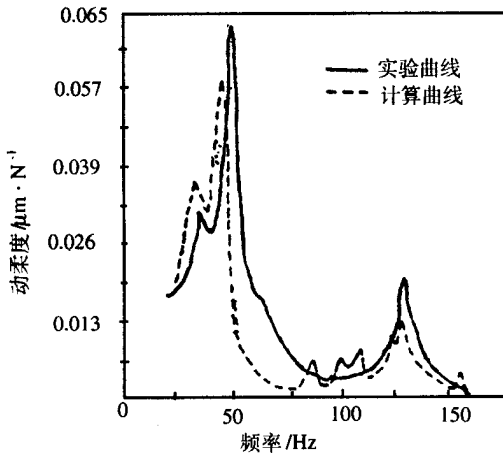


图 8-24 主轴端与工作台相对柔度曲线 (Y 向)

个自由度,但与每节点只保留 3 个自由度的第一个方案相比,各阶固有频率相差无几,最大偏差小于 1.5%,而 CPU 时间却相差甚大。表 8-5 给出了考虑与忽略刀库时,整机固有频率计算值的比较。由表 8-5 可以看出,由于刀库只是一个悬挂的质量,对整机刚度的影响不大,故考虑刀库后,整机的固有频率略有降低,与忽略刀库时的固有频率相比,相对偏差小于 4%,且在低频范围内没有增加模态阶数。

4. 几种模型的比较

表 8-3 改变凝聚模型时 CPU 运行时间的比较

部件名称	原始有限元模型			凝聚后的模型		形成子结构矩阵所需 CPU 时间/h:min:s	整机实特征分析所需 CPU 时间/h:min:s
	单元数	节点数	自由度数	节点数	自由度数		
床身	231	157	942	32 (44)	96 (264)	1:42:19.73 (4:15:14.21)	
立柱	174	125	750	18 (34)	54 (2N)	0:48:54.65 (2:13:21.45)	
滑座	268	226	1356	26	78 (138)	2:18:26.97 (4:15:14.21)	
主轴箱	192	117	702	10	30 (60)	0:47:08.6 (1:50:51.37)	
工作台	91	126	378	21	63	0:09:06.36	
整机	935+1	751	4128	107 (135)	321 (729)		1:04:57.90 约 15h)

部件名称	原始有限元模型			凝聚后的模型		形成子结构矩阵所需 CPU 时间/h:min:s	整机实特征分析所需 CPU 时间/h:min:s
	单元数	节点数	自由度数	节点数	自由度数		

注 1. 整机是上述 5 个子结构矩阵分别计算后的综合。其中单元数中的“+”表示形成整机模型时，增加了一个主轴端与工作台之间的连接元。

2. 表中括号内的数字表示第二方案(凝聚后的大多数节点保留 6 个自由度)异于第一方案(凝聚后的全部节点保留 3 个自由度)处。

表 8-4 两种不同凝聚方案的固有频率计算值的比较

阶次	方 案	第一方案计算频率 /Hz(每节点只 保留 3 个自由度)	第二方案计算频率 /Hz(多数节点 保留 6 个自由度)
	1		32.419
2		43.857	43.877
3		96.952	97.049
4		105.56	105.86
5		117.27	116.91
6		130.34	129.70
7		141.28	140.68
8		151.94	150.79
9		164.78	162.32
10		194.58	/

注 两种凝聚方案参见表 8-3。

表 8-5 考虑与忽略刀库时,整机固有频率计算值的比较

阶次	(1)	(2)	相对误差
			/%
1	32.419	31.308	3.55
2	43.857	42.346	3.57
3	96.952	96.623	0.34
4	105.56	105.54	0.02
5	117.27	117.03	0.21
6	130.30	129.27	0.80
7	141.34	140.64	0.50
8	151.94	149.95	1.33
9	164.78	163.12	1.02
10	194.58	194.19	0.20

(1)忽略刀库时的计算频率(Hz);

(2)考虑刀库时的计算频率(Hz)。

总之,在机床整机结构分析方面,应用开发的建模技术,可在机床设计阶段不需借助样机或模型试验,便能对整机结构的静、动态性能作出符合实际的预测,并为优化设计提供先进工具,其特点是:①只要从影响机床工作精度的主要动态特性模态出发,进行合理的有限元网格划分,适当的结构简化,并选取合理的主、副自由度分布,采取正确的凝聚技术,即使主自由度的数取得最少,也能取得满意的动态分析精度,从而有效地协调好计算精度与计算机耗时之间的矛盾。②结合面的振动特性,对机床整机低阶模态分析具有相当重要的影响。AMTPOS 软件系统中为结合面参数的识别提供了两种方法(识别、选用参数数据库),为此,结合面的凝聚节点一般不少于4个。③薄弱环节识别和动画显示,可定量与定性相结合准确判别薄弱部位,为结构修改指明方向。④物理参数的优化可为实现结构的几何优化打下基础。因此 AMTPOS 软件系统扩大了有限元应用场合和范围,并为机床整机的性能分析、结构方案的比较和优化设计提供了一个强有力的工具。

第三节 主传动系统 CAD

本节主要就 CNC 机床主轴和主传动系统 CAD 以及部件装配图的绘制及其关键技术做简要介绍。

一、部件装配图 CAD

部件装配图 CAD 方法包括:①装配图 CAD 的设计流程;②装配图绘制方法;③部件结构方案分析和结构参数优化设计。其中第②部分内容对各类部件的设计均具有较强的共性,故先介绍装配图的绘制技术,再介绍各部件的具体设计内容。

1. 部件装配图绘制的基本方式

机械产品设计的各个阶段均要求绘制装配图。如初步设计中的装配结构方案图、技术设计中的装配草图、由零件工作图拼合绘制的产品装配图以及工艺设计中的工作装配图等。装配图数量在产品设计中通常不超过10%,但其所用时间和精力,则不少于50%。用手工绘制装配图难以直接共享已有的零件设计和方案设计等信息资源,无法对图纸做灵活的编辑。因此,在 CAD 开发中,发展和完善装配图的绘制方法具有十分重要的意义。装配图绘制要解决以下两方面问题:

(1)建立完善的几何、技术标准和工艺参数信息库,如标准件子图形库、外购件子图形库、零件子图形库,以及它们在装配图上的标注、技术要求和标题栏等。

(2)解决各子图形组合时为实现符合工程图要求的拓扑关系和技术信息描述等共性问题,如消隐(即消除“隐藏”线)、打剖面线、尺寸自动标注和三表(即零件图、标准件表和外购件表)自动生成等。

目前,在 CAD 技术中进行方案设计所采用的方式有两种:一种是从三维人手;另一种

是从二维人手。

①从三维人手设计装配图 从三维人手设计装配图,首先是建立结构的三维模型(即建模)这种方法有如下优点:Ⅰ.真实性大于优于二维,这在外形、布局设计方面均显示得更为充分。Ⅱ.与有限元方法和其他计算分析的结合更为方便。Ⅲ.有利于对复杂形面的制造采用CAM技术。从而,有助于提高设计、制造的可靠性。但是三维技术的普遍采用,至少还受以下几方面条件的制约:Ⅰ.对计算机软件、硬件资源的要求、消化和所需投资,比二维的要高出许多。Ⅱ.在设计观念及使用方法上与二维不同,因此对设计师需要进行更多的培训。Ⅲ.设计信息要流通于设计—工艺—制造各个环节,目前还没有一套完整的用于三维设计的规约和规范。尤其在设计信息的传递和交换上,还有许多工作有待完善。产品设计中除了有几何信息的表述外,还有大量非几何信息表述工作。在这方面,三维法虽然出现了一些如利用零件分解图来表示结构装配关系的方法,但在许多场合下还是回到二维,借用传统的二维表达方法和规约。因而,三维和二维并不是一种互相排斥和替代的关系,在现阶段应各尽其长,互相补充。

②从二维人手设计装配图 从二维人手设计装配图,仍是当前CAD中普遍采用的一种方法。因为它投资较少,对人员培训较易,有丰富的各种绘图应用软件和图形库。广义而言,任何一个二维的CAD支撑软件均可用于绘制装配图,特别是交互绘图软件,设计师至少能像利用电子绘图笔那样去画原来用铅笔想画的图,而且在图形的修改和利用上也会带来不少方便。但只有制定适当规则,建立有共享价值的图形库,建立方便的用户界面之后,才会成为一种更有效的工具。事实上,对于传统的机床产品,从二维人手,仍具有极大的适用性,所以下面主要介绍基于二维的装配图绘制方法。

2. 二维装配图绘制的关键技术

1) 主要开发内容

20世纪80年代以来,国内开始引进各种层次的二维CAD支撑软件,用这些软件虽然也能绘制很复杂的结构方案图,但若不二次开发工具软件、应用软件和图库等,不仅效率非常低,而且有些软件还不能直接绘制出符合国家标准的装配图。因此,若要用这些软件绘制装配图,还必须进行很多二次开发工作。首先是二维软件的用户化过程,包括:专用图纸格式、标注的改造,设计/绘图功能的扩充,菜单的重组,建立基础图形库,建立基础数据库,制定各种规则和约定,中国用户使用的汉字。

在用户化的基础上再进一步发展各种部件装配图的CAD系统的开发。按图库的特点和图形集合的方法可大体分为以下三类:

(1)以参数图形库为基础,利用工具程序进行装配图设计 这种方法是通过程序来描述结构中各符号的关系,其灵活性受到一定的限制,结构数据的变化是通过修改数据文件来达到的。这种EAD系统适用于系列化产品的设计。只要对系列产品的基型产品进行分析,归纳出该系列产品的拓扑结构图,建立相应的参数化图形库及其相应的数据文件,编制装配图生成程序,就可以自动输出装配图。

由于这种产品的位置关系相对固定,消隐、打剖面线和标注的自动实现也就比较容

易。这种方法的优点是效率高、人为因素少。设计师只要输入几个关键值,就可以自动输出装配图。只要图形库中的图形不出错,就能保证装配图的质量。其缺点是:灵活性差,当作复杂的参数图符号时难度较大,且须对二维参数化模块软件有很好的了解。采用这种方法设计装配图的流程图如图 8-25 所示。

(2)以交互技术为主,利用图形库进行装配图设计。这种方法比较灵活,用户可以按不同的产品对象来组织自己的图形库,然后调用图形库中的子图形,利用人机交互技术来组装成装配图。这种方法适用于根据已有的基型产品进行变型设计,亦可以用于新产品的开发设计。

图形库按类型可分为基础图形库和专用图形库。基础图形库包括标准件子图形、外购件子图形、常用零件子图形等。专用图形库包括对于某一部件所要用的标准件子图形和专用子图形,如刀库中的刀柄、机械手中的手爪、液压系统中的液压元件和气动系统中的气动元件等。图形库按建库的方法可分为参数图形库和符号图形库。参数图形库提高了符号图形的通用性、共享性能,也减少了符号图形的总数。同一族图形,只要有一个参数化图形和一个参数文件就行了。当然,参数图的制作要求比较高。做参数图的方法,可分为两种:

①以程序为主,编写参数绘图程序。它要求用户自己具有一定的编程能力。调用时速度较快,但要先输入数据,才能显示参数以后的图形,故编程法显得不够直观。复杂图形的数据输入必须先了解图形结构,才能进行数据输入。

②以图形为主的参数图形库,其比较直观,设计师较易掌握,使用也较方便,但调用时稍慢一些。参数图形库一般能在如下两种方式下工作:一种是按照标准输入实际参数时,经参数化后生成符合标准要求的图形,这多半用在绘制装配图的场合;另一种是由用户输入非标准数据、参数化后生成零件图,这在绘制和修改零件图时有用。

设计时既能使用参数图形库,又有普通符号图形库,取各自的优点互相补充,则效果更好,这就要求掌握一定的 CAD 技术,还要对图库调动、管理提供良好的方法。采用本方法设计装配图时,工作过程逻辑框甲如图 8-26 所示。

(3)以图形库为基础,使用结构描述方法设计装配图。这种方法是目前二维装配 CAD 中出现的一种新方法,也是一种更高层次的装配图 CAD 方法。前两种方法都有其局限性,如方法(2)中要求灵活性而没有提供一种记载结构生成信息的有效方法,以致在结构方案设计完后,详细设计过程不能由通用的工具程序自动完成;但方法(1)灵活性太小,程序不通用,使用范围小,不能适用于新产品开发设计。本方法就是针对这样的两个问题而提出来的。它提供了一套装配图设计环境和工具程序,其特点是:在设计师要采用的子图形(无论是图库还是即时创作的子图形)上,增加结构描述符信息,并且位于同一群里,但结构描述符与所用子图形分别位于不同的层区内,放置描述符的位置一般都在零件符号子图形用作装配定位的点上。在结构方案设计阶段,设计师可以利用交互技术进行设计,由结构描述符来记述结构方案设计过程的信息,然后由工具程序打剖面线、消隐、标注,形成装配图和结构描述信息文件。

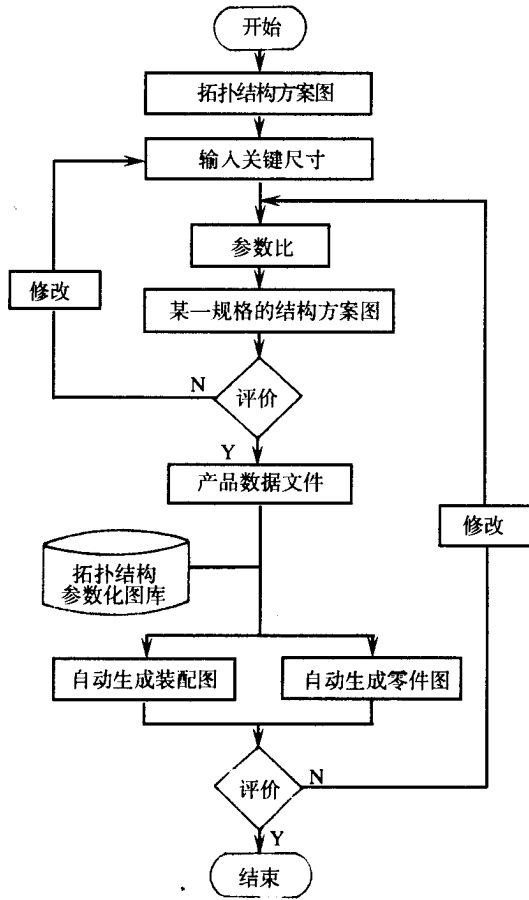


图 8-25 采用方法(1)设计装配图的流程图

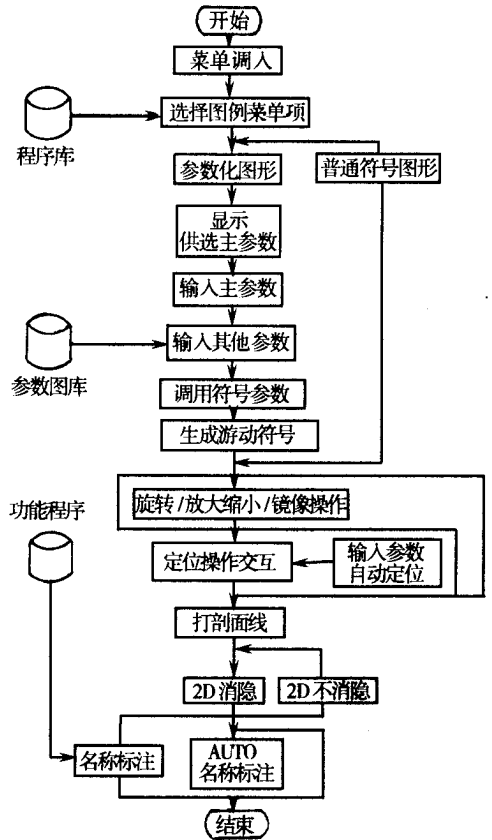


图 8-26 采用方法(2)设计装配图时, 工作过程逻辑框图

若修改了零件图,需要重新生成装配图时,可用组装程序读回结构描述信息,根据修改了的零件图形,重新生成装配图。用这种方法,可以实现自动消隐、自动打剖面线、自动标注、自动反装,较好地解决了二维装配图设计的一些共性问题。这种方法比较适用于新产品设计,并适用于系列产品和变型产品设计。

2) 一些共性问题的解决方法

由于装配图的生成过程是利用独立的图形来组织生成复杂的结构,利用二维软件,无论采用哪种装配图 CAD 方法,必然会遇到下面的几个技术问题:

(1) 消去“隐藏”线(即“消隐”)问题 目前采用的二维“消隐”技术主要有两种:①以编程为主,事先把要隐去的部分线段画在指定的层上,通过使层的可见与不可见达到“消隐”。因此,此法的人为因素极强,对于图形组合的变动适应性差,在参数作图中增加了程序的复杂性。②以“消隐”运算为主,事先只要在图形上带有表示界线的信息,其他由消隐

算法程序及计算机来完成,其灵活性有较大提高,但运算需耗用较多 CPU 时间。

目前在微机工作环境下绘制装配图大都采用第①种方法;应用工作站则可以用其中一种或兼用上述两种方法。

(2)打剖面线的问题 一般的二维软件都有打剖面线的功能,但在装配图上要求相邻零件的剖面线及局部剖面线要有所区别。目前,打剖面线的方法有两种:一种是利用二维软件功能,人机交互;另一种是在绘图时作出约定,最后由工具程序完成。

(3)图面标注 包括某些需特别标明的特征尺寸、外形尺寸和装配尺寸关系以及件号标注。图面标注方法也有两种:一种是利用二维软件功能,人机交互;另一种是工具程序完成。

(4)三表自动生成 三表通常是指零件表、标准件表和外购件表。实际使用中还包括借用件表及整台机床的外购件和标准件汇总表等。

数控机床及加工中心 CAD 系统开发的三表生成软件应该自动扫描部件装配图和相应的零件图,从而读出所需的三表信息,存入数据库中。此外,还可以用数据文件读入的方式,补充汇总一些非图纸上的信息。

三表生成软件的数据流程示意图 8-12。它使设计过程中这一项繁琐而易出错的汇总工作实现了自动化。

二、加工中心和数控机床主轴及主传动系统 CAD

数控机床主轴及主传动系统 CAD 的应用软件一般按模块化设计,系统构成图见图 8-27。

软件可完成如下功能:主传动方案设计、主要传动零件设计、装配草图绘制、主轴静态动态特性计算及优化、主轴箱展开图绘制,自动生成零件表、外购件表、标准件表等,此外,还可以输出设计参数、功率扭矩图、转速图和传动系统图。

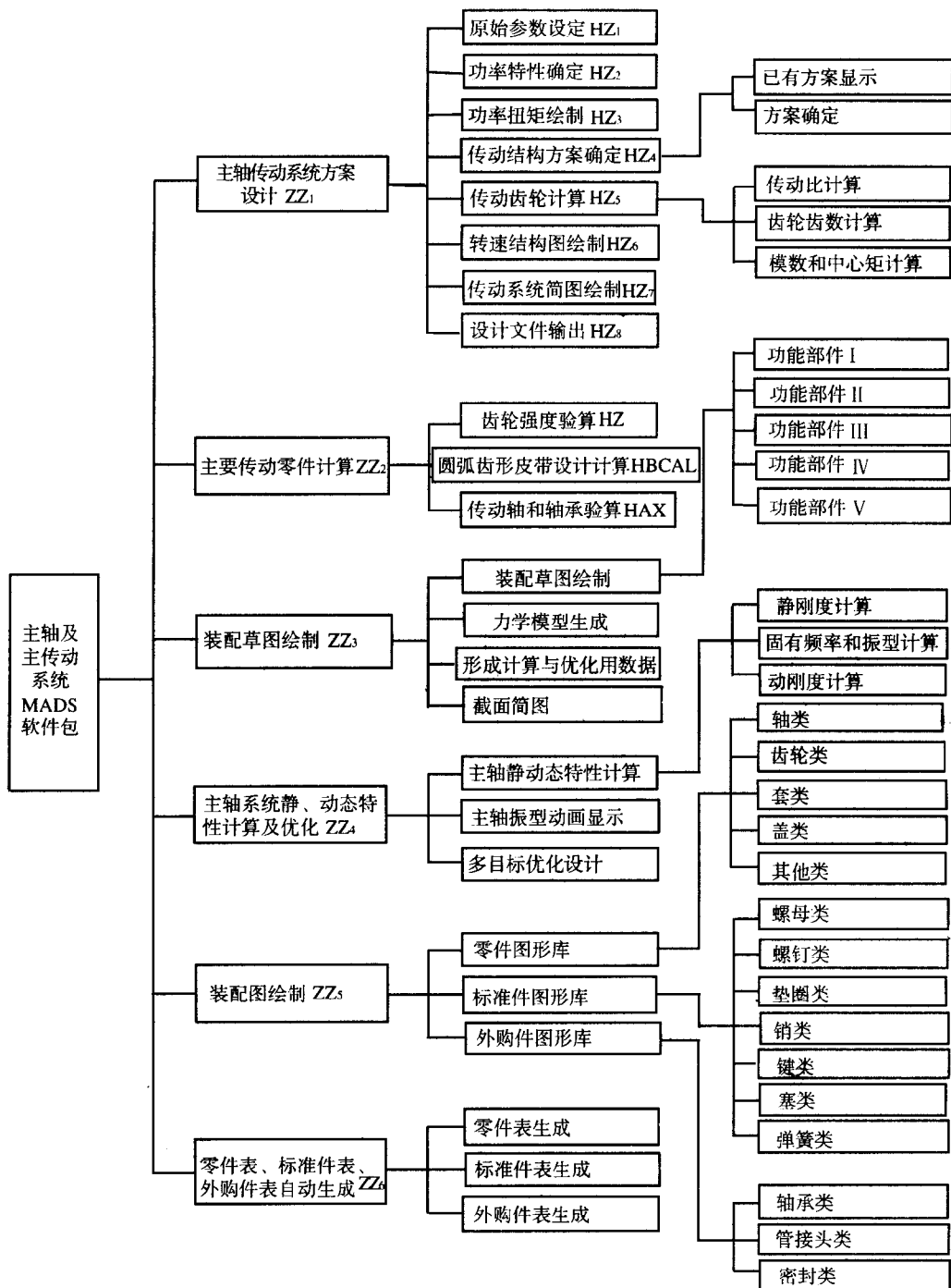


图 8-27 MADS 系统构成图

下面简要介绍各模块。

1. 主传动系统方案设计模块 ZZ_1

主传动系统一般在交流主轴电机后面串接 2 级 ~ 4 级有级变速,其中有集中式和分离式两种形式。该模块应具备以下功能:

(1) 确定初始参数 即主轴最低转速、主轴最高转速、设计要求的最大切削功率、设计要求的最大切削扭矩和设计转速等。

(2) 确定机械变速级数、绘制功率扭矩特性图(见图 8-28)。

(3) 确定传动比、传动齿轮齿数、模数和中心距、选择传动结构方案、绘制传动系统图。

(4) 绘制转速结构图(见图 8-29)。

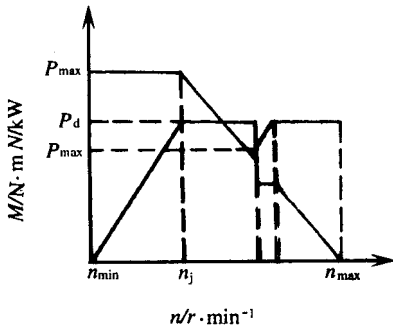


图 8-28 主轴功率扭矩特性

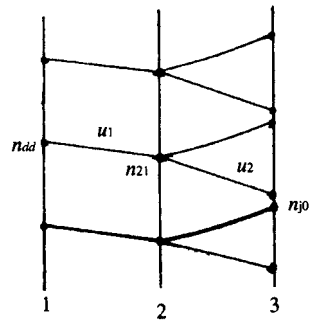


图 8-29 转速结构图

(5) 设计文件输出。

此外,为了提高其适用范围,还具有下列一些数据、方案和决定方法:

① 计算功率扭矩特性,使其根据设计要求确定合理的缺口宽度,并能自动提供调整缺口宽度的策略。现以图 8-30 所示的一个三级变速传动的功率扭矩特性为例予以说明。

缺口调整有以下几种情况:

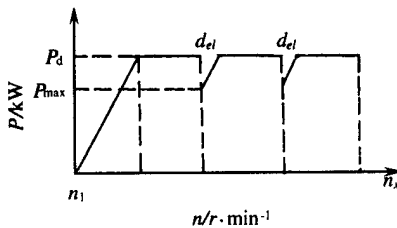


图 8-30 功率扭矩特性示例

当平均缺口 $dJ \leq$ 理论上的最大缺口 d_{el} ,且平均缺口 $dl \leq 1$ 时,则转速重叠,可选择:保持转速重叠不变;最高转速还有提高的余地,增大 n_x 。若平均缺口 $dl > 1$ 时,则有缺口,可选择:保持平均缺口不变;后一缺口增大,前一缺口增大;当平均缺口 $dl >$ 理论上的最大缺口 d_{el} 时,表示变速范围不够,则程序要求用户增加一级传动级数,或重选电机,或降

低主轴最高转速 ($d = \sqrt{\frac{n_{\max}}{R_{\text{dp}}^3}}; d_{el} = \frac{P_d}{P_{\max}}$ 之。式中只二为电机调速范围)。

②程序共选择了 11 种集中传动和 9 种分离传动结构方案。其传动形式既可以直连,也可以是皮带传动。图 8-31 所示只是其中的几种。

2. 主要传动零件计算模块 ZZ₂ :

该模块包括齿轮强度验算子模块、圆弧齿形传动带和楔形传动带设计计算子模块,以及轴和轴承计算子模块。圆弧齿形带和楔形传动带子模块具有以下功能:①计算设计功率;②确定齿距;③计算带轮直径;④计算皮带长度和宽度。

轴和轴承计算子模块,目前传动轴承可选型号有:轴承 7000、7200、6000、6200。该模

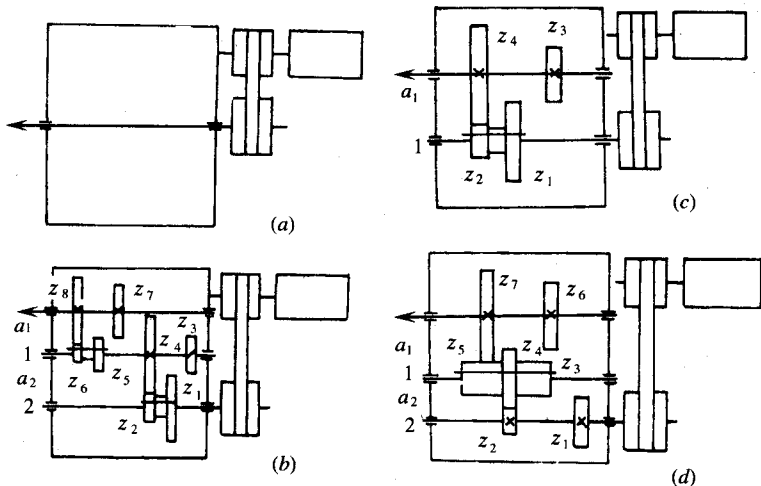


图 8-31 几种传动结构方案

块具有检查中心距的功能,若邻接两轴轴承外径之间留有的间隔不大于 10mm,则中心距太小,这时应返回方案设计部分,调整后再计算中心距。

3. 装配草图绘制模块 ZZ₃

该模块前面承接“主传动方案设计”模块,后继“主轴静、动态特性分析与优化”模块,它主要分为两大部分:一是将方案设计直观化,绘制主轴箱装配简图;二是绘制主轴力学模型,形成分析优化所需的数据文件。该模块以计算机代替手工设计草图,为绘制主轴箱展开图提供方便。

(1)装配草图的绘制 所谓装配草图,就是对具体的结构、零件进行简化,以其外形轮廓或特征形式代替它。但具体的结构尺寸、零部件间的相对位置关系还是真实的。

该模块将现有的主传动系统的典型结构归纳简化为下列 4 个功能部件:①功能部件 I—主轴前支承;②功能部件 II—主轴传动齿轮;③功能部件 III—主轴后支承;④功能部件 IV—传动齿轮部分。

主轴前支承有三种形式。

I. 加工中心主轴前支承:

- 一个 $NV3000$ 型轴承加一个 234400 型轴承；
- 两个 $NV3000$ 型轴承加一个 7000 型或 7200 型轴承；
- 两个 $NV3000$ 型轴承加两个 7000 型或 7200 型轴承。

II. 数控车床主轴前支承：

- 一个 $NV3000$ 型轴承加一个 234400 型轴承；
- 一个 $NV3000$ 型轴承加两个 7000 型或 7200 型轴承；
- 两个 7000 型或 7200 型轴承。

这四种功能部件灵活调用、组合可生成多种传动结构方案。

该模块具有检查干涉的功能。在绘制草图时,用此功能可以检查小齿轮能否套在主轴上,传动轴上的齿轮是否会与主轴或传动轴发生相碰干涉等问题。如发现有问題,则需修改设计方案部分,以保证设计结果正确可行。

(2) 主轴力学模型的绘制 绘制力学模型需对实际的零件进行抽象概括,找出几个有代表性的元件。这里抽象出 5 种元件模型:质量点、支承元件、卡盘、重力和切削力、梁段元件。

在绘制装配简图时,主轴部件是由 3 部分绘制组合而成的:主轴前支承、主轴传动齿轮和主轴后支承。绘制力学模型时,也是由这 3 部分绘制组合而成。

(3) 形成计算与优化用数据 在力学模型形成后,根据优化分析所需的数据文件的格式,理顺力学模型的结构参数、特征参数、轴承的特性参数、外力及附加质量等。

(4) 截面图的设计 截面图是主轴箱装配图的重要组成部分。它与展开图或其他视图联系起来完整地表达了整个主轴箱结构。截面图的设计是否合理将影响机床的性能和外观。

截面图的 CAD 设计分两个步骤：

① 截面简图的 CAD 设计 截面简图主要用来表明主轴箱各轴间的空间位置,其设计原则为: I. 各轴的布置应使主轴箱截面积最小; II. 主轴轴承受力比较合理或主轴端的位移最小。同时还应考虑轴与轴之间的干涉、齿轮与齿轮之间的干涉、齿轮与轴之间的干涉。程序对传动轴系中各轴的布置顺序作了规定。

② 绘制截面图 在截面简图的基础上增添有关细节,绘制成截面图。

4. 主轴静、动态特性计算及优化模块 ZZ_4

(1) 计算子模块 分析部分采用传递矩阵法,对静态分析采用集中参数梁模型;对动态分析采用分布参数梁模型。

可考虑主轴部件中梁段元件、集中质量元件、支承元件、外力元件和结合面元件对部件静、动态特性的影响。适用于主轴部件静力变形、自由振动和自激振动等情况下的分析计算,还可处理具有一个松支承的三支承主轴部件的分析计算。

对于静态特性,可得到各点的静挠度、转角、弯矩和剪力、支反力、支反力矩、切削部位静刚度;对于自由振动分析,可得到各阶固有频率和主振型;对于受迫振动分析,可得到给定频率下各点的动态响应幅值、相位角、动柔度、品质因数,以及给定频率范围的响应极

值。

(2) 主轴主件静、动态特性动画显示 计算机动画显示是将显示的画面在程序的控制下反复执行显示→清屏→变换→再显示的过程。可在计算机屏幕上生动逼真地显示主轴部件的静力变形、自由振动和受迫振动的状态。图形和数据显示出轴上任意部位的振幅和相位。

(3) 多目标优化设计子模块 设计方法采用人机交互式的满意协调多目标优化方法。对主轴静、动态特性同时进行优化设计。

输出信息的目标函数特征是：①主轴切削部位静挠度最小；②主轴切削部位激振点的响应最大值最小。

5. 装配图绘制模块 ZZ₅

该模块的设计思想完全模仿机床部件设计过程中常规的设计流程，即借助于装配草图，考虑部件内部零件的结构形状、尺寸和相互间的装配关系，完成装配图的绘制。

装配图的绘制以 AutoCAD 为支持软件，采用 FORTRAN 语言编程，并扩充开发了 FORTRAN 语言与 AutoCAD 的接口 FORUT，建立供装配图调用的“零件库”、标准件库和外购件库。于是，在具体设计时可以方便地在 AutoCAD 的 COMMAND 状态下，实现装配块的“装配工作”，其过程见图 8-32。

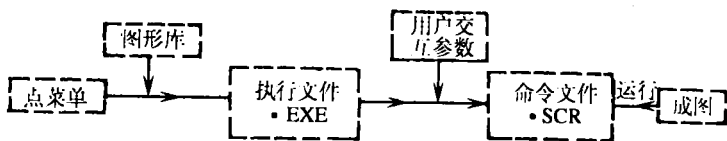


图 8-32 各零件组成装配图的过程框图

加工中心和数控机床主轴及主传动系统所包含的主要零件类型有：轴类（主轴、传动轴、拉杆）、盘类、盖类、齿轮类、轴承类、液压类及其他。装配图图库基本上覆盖了当前已有的数控机床和加工中心主轴及主传动系统所需零件，又能表达出零件在装配图中的装配形式。每个零件的绘制都有一个定位基点，图形可以绕基点旋转任意角度，也可以移动到任意位置，以满足装配图的要求。参数输入采用幻灯显示和汉字提示，并采用两种输入方式，即键盘输入和数据文件输入，用户使用方便，并可提高绘图效率。

在绘制完每个零件装配块后，程序自动产生一个数据文件，记录下用户输入的每个值，并用英文字母标明每个数据的意义。用户只要将数据文件与该零件装配块的幻灯片相对照，就可使用绘零件图软件绘制每个零件图。

图库可设计成开放型，用户可以根据要求对图库进行扩充。

6. 零件表、标准件表和外购件表自动生成模块 226

在产品开发中，零件表、标准件表和外购件表是管理、设计和生产部门相互关联的环节之一。三表的生成实际上是对所采集的有关数据进行分类、合并和排序等处理。这是典型的适于计算机处理的非创造性活动，利用计算机结合图形来形成三表，省去设计人员统计汇总时稍不留意就易出错的烦恼，又节约了不少时间。

方便灵活的三表生成模块,通过数据采集子模块,自动从装配图上采集有关数据。数据编辑子模块对数据进行增减。数据处理子模块对数据进行分类处理。数据跟踪子模块的跟踪、维护等操作生成合乎规范的零件表、标准件表和外购件表。

第四节 伺服进给系统 CAD

伺服进给系统是数控机床的关键部件之一,主要完成机床进给速度和刀具相对工件位置的自动控制。采用 CAD 方法合理设计控制系统,并合理匹配驱动元件和机械传动装置的参数,从而确保伺服进给系统良好的动态特性,是提高数控机床设计质量和设计效率的必由之路。

一、伺服进给系统计算机辅助计算与分析(CASS 软件)

CASS 软件可适应不同类型数控机床的伺服驱动结构设计需要,它提供了适合中、轻型机床的滚珠丝杠副传动、重型机床的蜗轮蜗杆传动和双齿轮齿条传动的每两种结构形式的计算分析(图 8-33)现在以滚珠丝杠副为例介绍 CASS 软件的各项功能模块(图 8-34)。

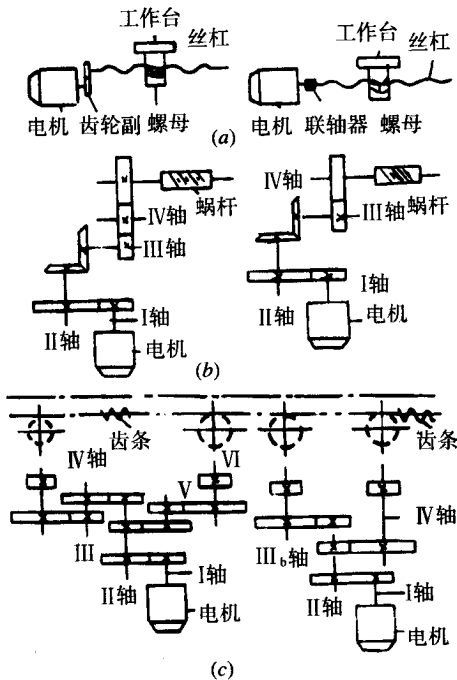


图 8-33 几种伺服进给系统传动的每两种结构形式

(a) 滚珠丝杠副传动 (b) 静压蜗杆蜗母条副传动 (c) 双齿轮齿条副传动。

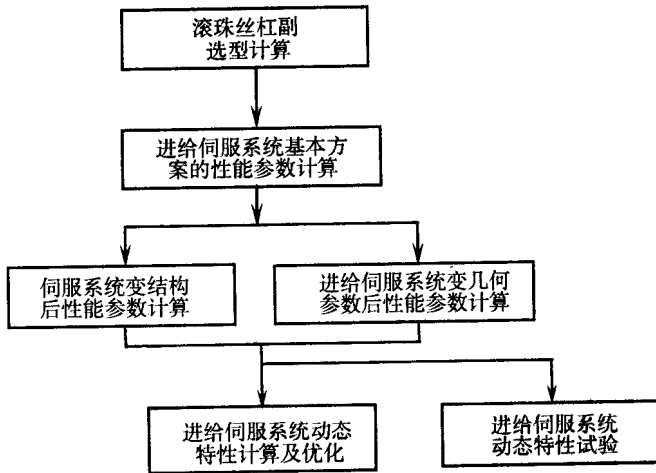


图 8-34 CASS 软件的功能模块

(用于滚珠丝杠副传动结构)

1. 滚珠丝杠副选型计算

设计滚珠丝杠副用 *C/LSS* 软件能进行压杆稳定、动载荷、静载荷、临界转速和寿命计算。根据计算结果可以得到丝杠副的几何参数(直径、导程和承载圈数等),还可根据用户的需要提供若干套符合设计要求的备选方案,便于设计人员对这些方案的几何参数进行进一步比较,从而选出满意的方案。这些方案的全部参数都自动录入数据库系统以备使用。

2. 伺服进给系统基本方案的性能参数计算

从选型计算所得到的几套丝杠副中选一套初步认为比较理想的作为基本方案,并计算其系统性能参数,系统的伺服刚度及谐振频率、定位误差及反向死区、电机的计算力矩及空载启动力矩、负载的惯量与电机惯量的匹配系数等。

当上述计算结果不能满足设计要求时,可以重选方案,也可在此基本方案的基础上,利用下面 3、4 节所述功能,通过改变结构形式和几何参数计算出多种方案的进给伺服系统性能参数进行比较。

3. 变结构方案的系统性能参数计算

基本方案是在设定了丝杠副的支承形式、螺母结构形式以及导轨结构形式的前提下得到的,为便于设计者找到更好的方案,利用本功能模块,程序可以自动对上述三个方面进行不同结构形式的组合,并计算出 8 种不同组合方案的系统性能参数,供设计人员进行评价选择。

4. 变几何参数方案的系统性能参数计算

如果设计人员希望再多选几种方案进行分析比较,则可进一步修改某几项几何参数:如丝杠直径、导程和承载圈数。这样又可以组合成 8 种不同方案,并计算各方案的系统性能参数。

5. 全系统动态特性计算

图 8-35 所示为全系统的全部元件和装置组成的系统。其数学模型如图 8-36 所示。

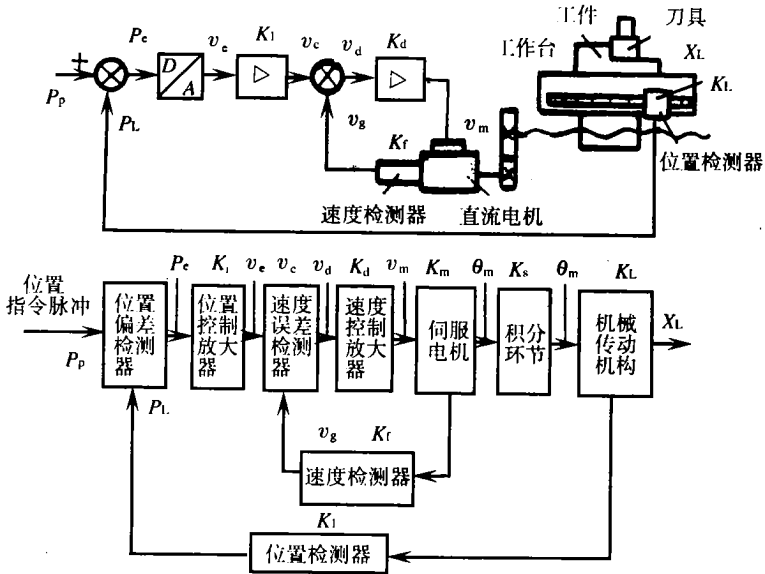


图 8-35 直流电机驱动、光栅检测的闭环伺服进给系统的工作原理及职能方块图

动态特性是描述系统对迅速变化的指令能否及时跟踪的特性。由于系统中有储能元件,当输入量作用于系统时,输出量不能立即随输入量而变,需要有一个过程,称为瞬态响应过程。给伺服系统的瞬态响应曲线和 5 项性能指标:超调量 M_p ,峰值时间 T_p ,稳定时间 T_s ,上升时间 T_r 和滞后时间 T_d ,并输出瞬态响应曲线的综合评定指标——误差目标函数值。图 8-37 所示为某中型立式加工中心 X 轴的伺服进给系统的瞬态响应曲线及性能评定指标值。

计算结果:

- (1) 超调量 $M_p = 0.1955$
- (2) 峰值时间 $T_p = 0.1190s$
- (3) 稳定时间 $T_s = 0.2720s$
- (4) 上升时间 $T_r = 0.3200s$
- (5) 滞后时间 $T_d = 0.3500s$
- (6) 误差目标函数值 $GI = 0.3317E - 0.2$

6. 伺服进给系统动态特性仿真试验

CASS 软件利用仿真技术来进行伺服进给系统的动态特性试验。如设计者欲探讨电机转动惯量 J 对系统动态特性的影响,则可令系统中只改变电机的转动惯量 J_M ,其他参数均保持不变,可求得如图 8-38 的结果。从图中可以看出超调量 M_p 随 J/H 的增加而急

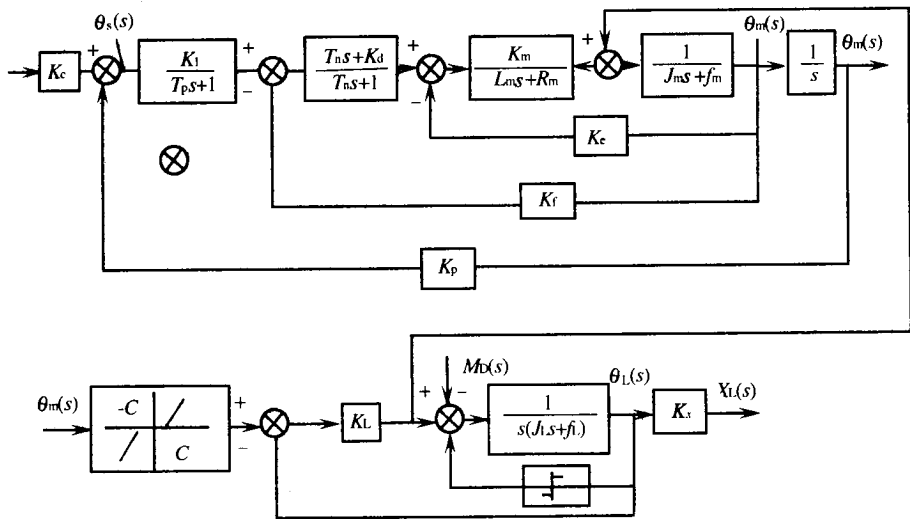


图 8-36 半闭环伺服进给系统数学模型框图

剧增加 稳定时间在 J_M 约为 $0.03 N \cdot m \cdot s^2$ 之间存在着一个低谷值,而峰值时间 T_p 随电机惯量增加略有增加。又如欲只改变机械传动部件总转动惯量 J_L ,其他参数不变,可得出

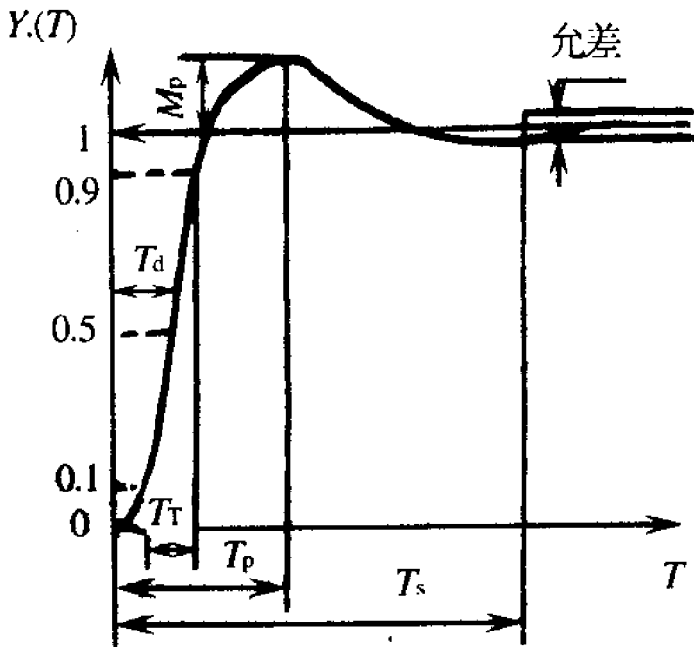


图 8-37 某立式加工中心伺服系统动态响应曲线(X轴)

如图 8-39 所示的结果。系统的超调量 M_p 随机械传动部件总惯量 J_L

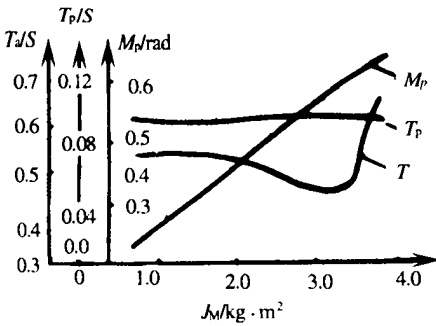


图 8-38 电机转动惯量对系统动态特性的影响

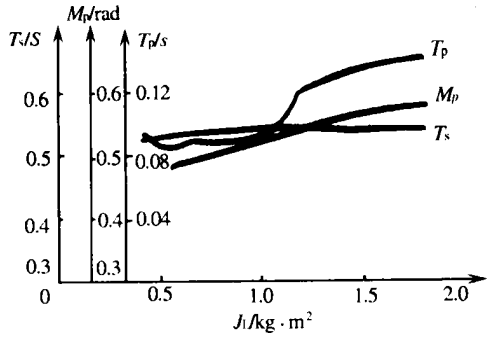


图 8-39 机械传动部件总转动惯量对系统动态特性的影响

增加而增大,峰值时间 t_p 随 J 增加略有增加,而 σ 变化对系统稳定性 T_s 影响较为复杂, t_s 在 $J_L = 0.005 N \cdot m \cdot s^2$ 存在一个谷值。

从上述仿真实验知,电机惯量与机械装置惯量之间存在着一个最佳匹配的关系。

除上述因素外,还可对设定的各种感兴趣的参数进行仿真试验:如电机、机械装置的粘性阻尼系数对系统动态品质的影响;机械装置伺服刚度对系统动态品质的影响;干扰力和非线性环节等对系统品质的影响,从而为优化设计提供依据。

二、伺服进给系统 CAD 数据库子系统

该子系统使用的数据库按其适用范围分为两部分:一部分是通用数据库,主要是常用技术和标准类数据,它是 CAD 系统的公共数据库;另一部分是伺服进给系统设计使用的专用数据库,其中除有专用的标准数据和经验数据外,还包括计算分析和结构设计产生的中间数据和设计结果。

按照数据采集输入方式和管理特点的不同,该子系统所用数据库可分为静态数据库和动态数据库两类。前者管理的是一类稳定状态的数据,主要来源于国家标准、企业标准和相关产品样本,这些数据一经入库很少改动;后者管理的是方案设计结构设计过程中产生的数据及设计结果,它们在设计过程中处于不稳定状态。随着设计过程的进行,其中一部分不再有意义;另一部分则进入稳定状态,成为产品设计数据。具体内容见图 8-10 所示。

该子系统采用 RDB/VMS 关系型数据库管理系统。由于关系型数据库要求在建库之前就定义好其“关系”、“字段”、“索引键”、“窗口”等等,用户很难适时地动态定义其数据结构。故要求在系统开发前,充分考虑到各种设计阶段可能产生的数据类型及其动态结构,并在软件开发过程中不断完善,因而动态数据库的设计较静态数据库为复杂。

在数据库应用方面,对于静态数据库,相应模块只对它进行“读”、“写”操作。通过数据库使相对独立的设计计算和绘图子系统,在设计过程中又有机地结合成为一个一体化

的信息处理环境。

三、伺服进给系统 $O \setminus D$ 图形子系统

CAD 应用软件的图形设计一般分为两种工作模式:一种是按既定的结构,根据设计计算的结果所生成的数据,由程序驱动产生装配图和零件图,这种模式适用于系统化和定型产品 CAD 系统;另一种是以交互式绘图为基础,设计师在几何建模过程中居主导地位,这对于非定型产品的结构设计是比较合适的。进给伺服系统 CAD 采用的是第二种工作模式。

图形设计以 MEDUSA 软件作为支撑环境,它利用两类文件系统组成的图形库来支撑建模工作。其中公共图形库由某 CAD 来提供,实际上是常用的标准件、子图形及一些工具程序。专用图形库则是进给伺服系统结构设计中专用的机构、零件图形或子图形等。此外,根据约定和用户菜单,设计师可方便地改变已有的零件图和子图形,或者进行创新设计。

在 CAD 系统中,装配图的设计过程实际是产品几何模型的计算描述过程。为此,该子系统提供了三种手段:①定义了部件—组件—零件—特征子图形的数据结构,便于计算机对图形的管理、检索、修改和重组;②采用结构描述符来跟踪、记录各种图形的有关信息;③为设计过程提供各种通用的工具程序,如消隐功能程序、画剖面线自动处理程序、图面标注程序等,由此形成一个有效的交互设计环境。

装配图设计完毕后,系统可生成一组便于储存、管理或检索的结构描述数据。它记载了装配图上各组成零件子图形的出处及其在图面上的状态、相对位置关系,从而使得零件详细设计后,可再一次自动组装、校核。

四、伺服进给系统设计流程

图 8-40 给出了以滚珠丝杠副为传动元件的进给伺服系统 CAD 流程,其说明如下:

(1)设计开始,系统首先给出了 4 种典型的进给伺服原理图及其简化力学模型,供设计人员选择。

(2)设计人员根据总体方案设计要求输入必要的原始设计数据。

(3)系统进行滚珠丝杠副选型计算及静态性能计算,并输出若干套符合静态性能要求的设计数据,供设计人员选用。

(4) 计算系统将设计人员选中的滚珠丝杠副数据传递给图形系统,进行总体方案(装配草图)设计,实际过程为:①图形系统读取有关数据,自动生成丝杠图样;②根据所选支承形式,选用轴承组、电机;③调用其他零件符号或参数符号、组装安装在丝杠上;④人机交互对图形进行调整、修改;⑤将装配草图设计产生的几何数据及选用的组件、零件和产品型号返回计算系统。

(5) 设计计算系统进行滚珠丝杠副动态性能参数计算,分析优化。

(6) 将动态性能计算所产生的数据写入数据库,进行方案综合评审。

(7) 根据方案评审结果,最终选定一套标准化的滚珠丝杠副,并传入图形系统。

(8) 进行装配图详细设计,包括零件之间安装关系确定,剖面线自动绘制、隐藏线的消除和图面标注等。

(9) 根据装配图确定的参数进行零件图设计。

(10) 根据正向设计生成的结构描述数据,自己进行逆向装配,即把各零件图重新组成装配图,以检验装配图设计的正确性。

(11) 自动生成标准件表、外购件表、零件表。

第五节 刀库和机械手 CAD

自动换刀装置是加工中心不同于其他数控机床之处,它包括刀库和机械手。刀库的功能是存储加工中心所要用的各种刀具,并在数控系统的控制下,把即将要用的刀具准确地送到换刀位置。机械手的功能是完成刀具的装卸和在主轴头与刀库之间进行传递与交换。可以说自动换刀装置是加工中心设计成败的关键之一。

一、刀库和机械手 CAD 的工作模式

1. 刀库和机械手的特点

刀库和机械手的结构和布局形式多种多样,它取决于整机布局和功能要求,并且还在

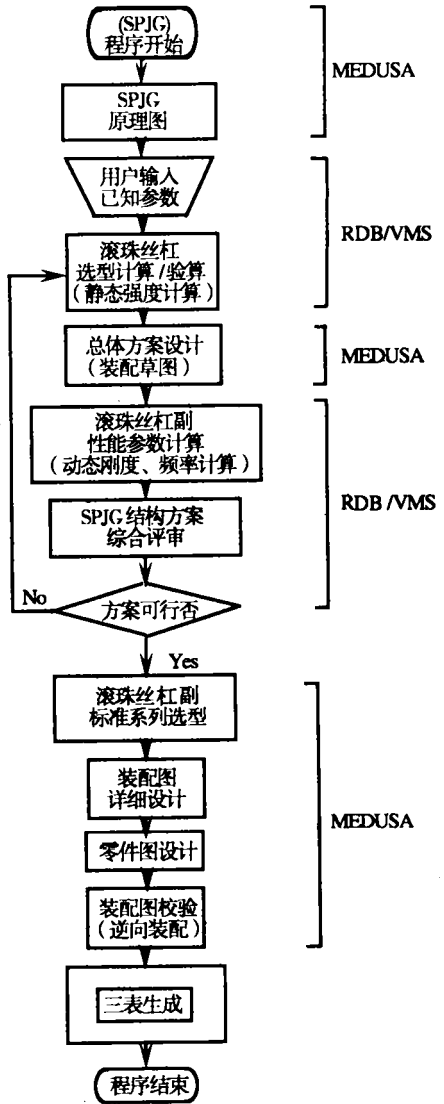


图 8-40 伺服进给系统设计过程

不断发展新的结构,同时刀库和机械手在结构上又有以下特点:①相对主机有一定的独立性;②各组成件的结构功能比较明确;③规格尺寸向标准化参数系列方向发展。这就要求刀库和机械手 CAD 的工作模式,既要适用于定型产品的系列化设计,同时又有对新产品设计和改进具有较强的适应能力。

2. 刀库和机械手 CAD 的工作模式

鉴于刀库和机械手的特点,拟以下列基本思想作为刀库和机械手 CAD 的基本模式:以现行刀库、机械手设计流程为线索,按照系列化、模块化的设计思想,对现有刀库和机械手的机械结构进行分析,总结其总体结构,归纳出基本的典型功能子结构模型;以此为基础建立的 CAD 系统,具有检索式 CAD 的优点,使刀库、机械手设计逐步向通用化、模块化方向发展;同时,总结已有计算方法,提高机构设计的合理性和可靠性,满足计算和绘图尸体化的要求。此外,对非定型的结构或新式结构,增加必要的灵活性,采用开放式 CAD 结构,以利设计人员能不断地积累新结构,改善现有结构的性能。

二、刀库和机械手 CAD 软件的功能组成

刀库和机械手 CAD 软件是由支撑软件和图形库、数据库、设计计算模块及菜单管理模块等组成,如图 8-41 所示。

支撑软件是刀库和机械手 CAD 的底层绘图软件,为 MEDUSA 绘图软件。下面介绍各软件模块:

1. 图形库

图形库由基本图形库、常用图形库和专用图形库组成。基本图形库又包括机械设计常用的标准件、外购件(如螺钉、电机等);常用图形库包括常用的系列化的组件、典型零件(如联轴器、法兰盘等);专用图形库包括专门用于刀库、机械手

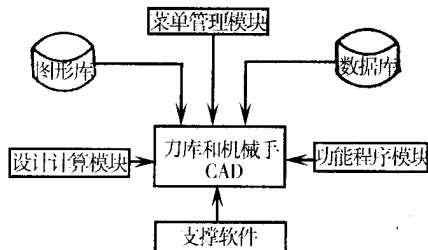


图 8-41 刀库和机械手 CAD 模块组成图

设计的零件(如刀套、手爪体等),由组件子库、零件子库、参数子库和专用图形库等组成。

所谓组件是实现某种功能的零件集合,习惯上称为功能组件。组件还包括在装配上组合在一起的零件集合,它不一定是某种机构,而仅是为适应设计、制造或装配上的习惯要求。

为建立适合加工中心刀库、机械手的图形库,必须对其结构进行分析,归纳其中装配图的典型结构模型,再将典型结构按功能划分为不同的功能组件。功能组件中各零件之间有较固定的相对位置关系,分列出装配图中具有随着刀库、机械手规格变化而变化的零件,使这类零件结构典型化,按照刀柄规格设计出系列化、标准化的典型零件,并使其具有参数性质,建立参数图子库和相应的零件图子库。

现以刀库为例说明专用图形库的建立。刀库通常分为鼓式、链式两种模型,它们按功能分别由以下几个部分组成。

鼓式刀库由驱动系统、转盘导盘组件、万套组件、定位装置、夹刀机构、翻刀油缸及基座等部件组成。而链式刀库由驱动系统、载刀链、刀套组件、定位装置、夹刀机构、气缸、链支承、刀库体及基座等部件组成。

经过研究分析表明,鼓式刀库结构尺寸经常变动的部分有刀套组件、转盘导盘组件和基座,而链式刀库结构尺寸经常变动的部分有刀套组件和刀库体。鼓式或链式刀库的驱动系统由于刀库容量不同所选电机亦不同,使驱动系统尺寸有所变化,其他组件则基本不变或变化甚小,可将这部分结构模块化,尺寸标准化,使其成标准组件或零件。将结构尺寸变化的部分参数化,以此建立参数图子库。根据同样的道理,机械手可划分为以下几个功能结构组件:大臂摆动油缸、小臂回转油缸、传动机构、插拔油缸、手爪体和基座等。

2. 设计计算模块

设计计算模块包括常用设计计算和专用设计计算。常用设计计算系指常用零件(如齿轮、蜗轮、蜗杆等)的强度和刚度的设计计算,专用设计计算是指专门用于刀库和机械手零件的设计计算,其针对性和实用性均较强。

刀库 CAD 设计计算模块包括:刀套、鼓式刀库结构、链式刀库结构及夹刀机构可靠性设计计算,驱动系统分析计算和刀库自动布局等。机械手 CAD 设计计算模块包括。油缸设计、插拔刀柄力、手爪体转动惯量及惯性力和拔刀时间的计算等。

3. 数据库

数据的管理包括关系型数据库和数据文件。刀库和机械手 CAD 系统存放管理的信息主要有:

(1)刀库、机械手设计参数 刀库、机械手结构设计的原始设计参数。如刀柄拉钉标准及规格、刀具最大重量及尺寸、载刀链标准及规格、刀库容量和换刀时间等。

(2)约束条件 包括工艺卡尺寸要求、装配尺寸要求,考虑强度、刚度等对尺寸的要求及整机对刀库、机械手的尺寸要求。如刀库、机械手总体外形尺寸、刀盘尺寸、换刀位置、大小臂回转半径,以及刀库和机械手与之相关联的部件(如立柱)之间的关系尺寸,刀库和机械手之间的关系尺寸等。

(3)零件设计参数 包括经过典型化、参数化的(主要是回转类、盘类等特征明显的)零件的尺寸参数系列和描述零件几何特征的成组编码。

4. 功能程序

基本支撑绘图软件只提供基本的绘图功能。为提高设计效率、减少重复性劳动,还需

要做很多开发性工作。因为直接用基本支撑软件做设计工作,虽然也可以绘出复杂的零件图或装配图,但此时的工作效率是非常低的,不能充分发挥计算机的优越性。因此,在建立实用的部件级 CAD 应用软件时,必须进行二次开发工作,即利用基本支撑软件的基本功能开发一些有针对性、灵活的功能,以便更好地完成实际情况对 CAD 软件的要求。开发功能程序按其适用范围可分为公用和专用两种功能程序。公用功能程序适合于各种部件级 CAD 使用,有较强的通用性;专用功能程序仅适用于专用部件 CAD,一般不具备普遍适用性。

数控机床 CAD 开发的公用功能程序有:装配自动消隐程序,零件、标准件、外购件、借用件的自动检索标准程序,零件表、外购件表、标准件表的自动生成程序等。刀库和机械手 CAD 开发的专用功能程序有:刀库和机械手自动装配程序、零件图号自动检索程序、图形库和菜单的接口引导程序,刀具自动布局及换刀时间计算程序等。

5. 菜单管理系统

目前,在实用的、开放性的 CAD 软件中,管理图形文件较常用的方法是通过菜单管理。菜单又分为屏幕和数字化仪(TABLET)两类。屏幕菜单造价低廉,但多半直观性差,多级管理时使用不便。数字化仪菜单适用于需要多级管理(图形)文件的情况,在大规模开发部件级和整机 CAD 软件时,用数字化菜单管理图形文件便于一览全局,显得方便、优越。缺点是投资增加,该刀库和机械手 CAD 都采用于数字化仪菜单管理图形文件和管理文件、程序文件。使用数字化仪菜单的优点是,它把操作过程的需要、程序所带来的灵活性和操作对象,三位一体地有机结合起来,具有一个良好的用户界面,是面向用户的菜单。操作者无需深知刀库和机械手 CAD 的内部结构,就能方便而正确地进入工作过程。

三、刀库和机械手 CAD 的工作流程

刀库和机械手 CAD 的工作流程分别如图 8-42 和图 8-43 所示。其中刀库和机械手 CAD 结构的详细设计工作过程是相同的。其具体工作流程如图 8-44 所示。

第六节 机床大件及导轨 CAD

机床大件通常指床身、立柱、主轴箱、工作台和溜板等大型结构件,它们是形成机床总体结构的主要组成部件。在整台机床设计过程中,机床大件的设计工作量和重要性方面都占相当大的比重。其结构参数的优化可借助于 8.2.2 节所述的弹性体有限元分析法和结合面分析方法。而其绘图由于大件结构复杂,规格性较差。

导轨是机床的关键件之一,起导向和承载作用。要求导轨具有低的静摩擦系数,良好的静、动摩擦特性,高的定位灵敏性以及足够的刚度和阻尼。

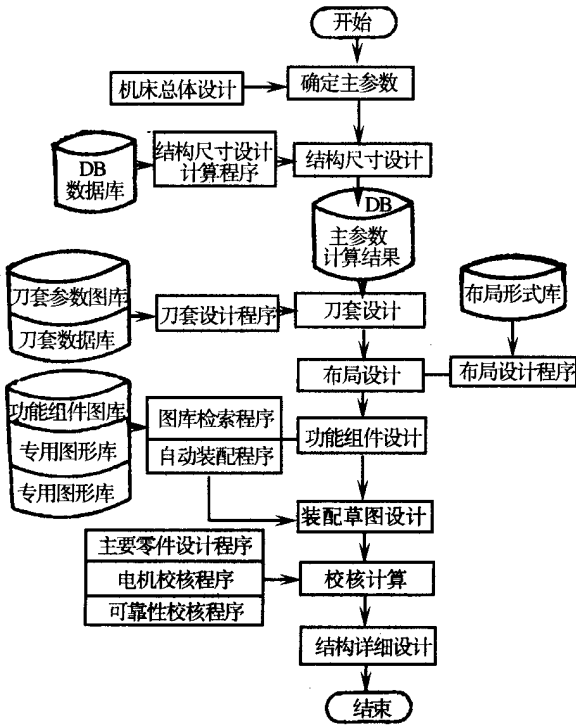


图 8-42 刀库 CAD 工作流程图

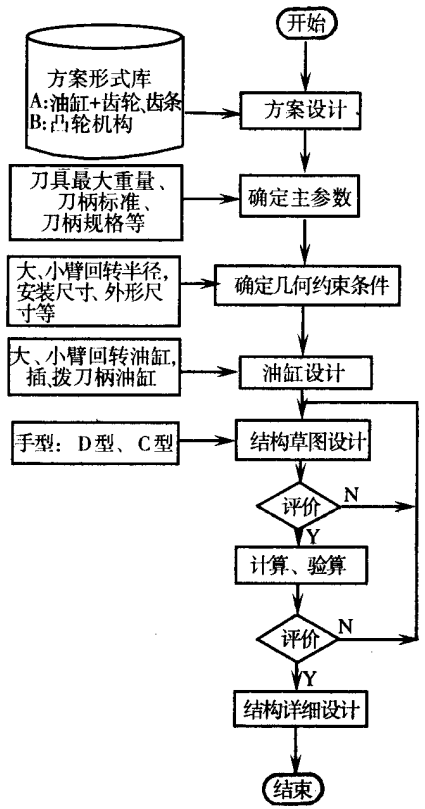


图 8-43 机械手 CAD 工作流程图

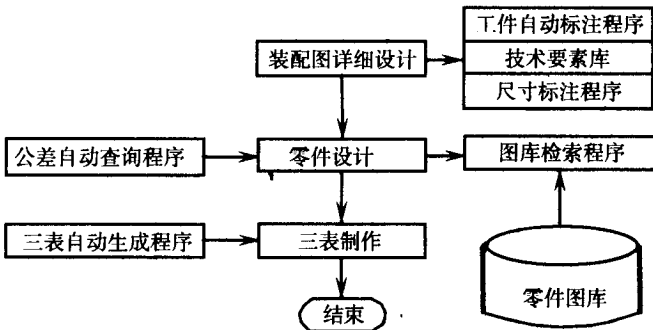


图 8-44 刀库及机械手 CAD 结构详细设计工作流程图

一、建立大件 CAD 的工作模式

1. 机床大件的特点

机床大件通常占机床总质量的 50% ~ 85% ,它对机床的整机性能影响很大。大件的

设计、分析和评定一直是个重要问题。因此,很有必要通过对大件设计特点的分析建立一种较完善的、具有较好灵活性和通用性的大件 CAD 模式。大件设计具有以下主要特点:

- (1)设计时需要考虑的因素多、涉及面广;
- (2)设计时需要理论计算与设计经验相结合;
- (3)各大件之间,虽然在功能上和几何形状上有很大差别,但组成每个大件的各个元素却有一定的共性,如每个大件基本上都由筋板、外壁和导轨等组成。

2. 大件设计对图形支撑软件的要求

目前,已商品化的 CAD 支撑软件种类繁多。但就其二维功能而言,它们之间并无本质区别。从图形学的角度考虑,大都通过定义一些基本要素(如点、线和曲线等)来处理平面图形问题。随着汽车及飞机业的迅速发展,对几何造型学提出了更高的要求,这就促使研发出描述物体三维信息软件。目前对一个物体的几何和拓扑信息的三维描述有以下三种类型:

(1)线框模型 它仅描述了物体的边界,无法知道哪些边构成一个面,不能完整地表达型面信息。因此,这种三维图主要用于显示物体的外形线框,即其轮廓框图。

(2)表面模型 它虽然进一步描述了物体的各个面的形态,但不能知道内部的情况;它不能反映出内部究竟是实心的,还是空心的。这种三维图主要用于物体表面造型的研究。

(3)实体模型 它对物体的几何和拓扑信息作了完整的描述。用它描述三维物体有两种数据结构表示方法:边界表示法和结构立体几何表示法(见图 8-8 和图 8-9)。

根据不同的需要, MEDUSA 软件可构造上述不同类型的三维模型。由于机床大件设计属于结构设计,而非外形或造型设计,故大都选用三维实体模型。

这种模型可方便地通过命令,生成表示该模型的二维平面工程图形。其生成过程如下:首先在二维图形的基础上,按规则定义出三维尺寸,给出布尔运算表达式,运行建模程序,就可生成你所构造的三维实体模型,然后根据实体模型生成所需的视图和剖视图。可在图纸上划分视图区,在相应的视图区内标出该视图的方向和剖面位置,运行视图生成程序,就可生成各视图和剖视图。采用这种方法既直观又灵活,设计师面对的是一个形象的实体模型。修改图形时,只要修改模型,各个视图就会自动地随着变化。因而三维实体模型不仅可用于造型设计,而且更是绘制复杂结构工程图的一个强有力的工具。

3. CAD 工作模式的确立

目前对机床大件 CAD 的探索主要有以下几种方法:

(1)采用二维参数子图形拼接的工作模式 其中心思想是将大件划分为一些子图形,然后每个视图拼接、出图。由于表示一个大件一般需要 10 个~20 个视图,散采用这种方法既繁琐又易出错,而且后处理(剖面线边界与有限元联系)很难解决。

(2)采用编参数程序的工作模式 它以一个视图为对象,利用程序实现绘图。它对系列化较好的大件来说是一种有效的方法。但大件结构有改变,就需要改动程序,既不方便,又解决不了通用性和灵活性问题。

(3)三维与二维混合的大件 CAD 工作模式 实践证明此法切实可行,现介绍如下。通过对大件的特点分析可知,对于这样一个复杂问题,如果从整体考虑,归纳出共性规律,显然是十分困难的。但如把目前较成熟的大件结构进行综合分析,则可将这些结构划分为一些典型的子结构,便可利用 CAD 支撑软件(即 MEDUSA 软件)的二维功能,对各子结构建模,建立带有三维描述信息的子结构参数图库。MEDUSA 软件提供了分实体间的逻辑运算,这就解决了分实体间的合而为一的问题。此时,便可在 1 个—2 个视图上像搭积木似的,将设计一个大件所需的子结构调出,通过建模运算,便可建立该大件的实体模型。再利用 MEDUSA 软件提供的功能和开发的工具程序,就可自动得到表示该大件所需的各个视图和剖视图。

考虑到大件有些元素(如螺钉孔、定位销孔)分布没有规律,又仅仅在一两个视图上出现,为增强子结构的通用性、节约建模时间,可将这类元素仅做成二维参数符号,存入子结构图库。各个视图生成后,可直接从图库中调出,放入适当的位置即可。

通过上述分析,综合了三维的灵活方便,参数图适于变形设计、二维的尺寸标注及图形符号等优点,提出了大件设计的三维与二维混合的 CAD 工作模式。

二、建立大件子结构图库

大件结构复杂,从表面上看似乎无规模可循,但就同一类大件而言,在结构上有很多相似性。从大件各部分的功能分析入手,便可发现,一般大件都是由加强刚度用的筋板、导向定位用的导轨,与其他件间的联接部分以及外壳等组成。

这样再考虑各部分的三维几何构造以及二维平面工程图的综合特性,就可较合理地划分子结构。子结构的划分不宜太粗或太细,太粗会过多地增加改图工作量,太细会限制子结构的通用性。这是一对矛盾,需视其具体产品类型来划分。图库中部分子结构图形如图 8-45 所示。

对划分好的子结构,分别进行参数化、建模,然后装入子结构图库中。并利用开发的工具程序自动扫描图纸,生成相应的数据文件,供子结构尺寸变化时用。所谓工具程序是利用支撑软件一些功能,采用集成的方法,实现经常需要的一组功能。例如扫描图纸生成综合逻辑表达式工具程序, MEDUSA 软件有读图纸上特定文本的功能。通过控制,让这一功能连续进行,从而实现了扫描图纸的功能,再将扫描的分离逻辑表达式,按一定规则处理,自动生成表示该大件的综合逻辑表达式。

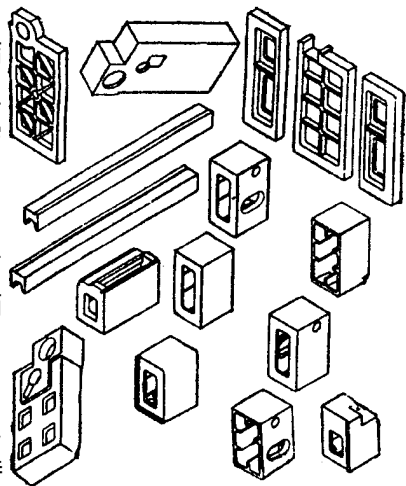


图 8-45 图库中部分子结构图形

三、视图的自动生成

1. 大件的建模

对于从图库中调用的各子结构,虽都带有三维描述信息,但都是作为分离部分存在的。而如何合而为一,这就是建模需要解决的问题。*MEDUSA* 软件可对图纸上存在的所有逻辑表达式进行建模运算,生成可进一步操作的模型文件。为此而开发的工具程序,自动扫描图纸上子结构的逻辑表达式,自动生成一个综合的逻辑表达式,再进行建模运算,便可自动生成该大件的三维实体模型。

子结构的调用有两种形式:一种是将子结构图形直接调出,这种形式直观、易于修改,并可当场修改尺寸,实现参数变化;另一种是将子结构的三维模型文件调出,即所谓的分级建模技术,这种方法可大大节约建模时间。对子结构的调用也开发了一些工具程序,用户只需根据程序提示操作子结构的相应数据文件,即可实现参数变形。

2. 视图的自动生成

对于已建模的实体,只要按视图的多少划分视图区,在每个视图区放入表示视图方向的标识符(是指计算机能够辨认的一组坐标系,计算机通过辨认标识符,从而确定生成所需视图的方向),对于剖视图还要给出剖面的位置,运行其模型文件,便可自动得到各个视图和剖视图。

四、剖面的自动生成

大件的剖面边界是非常复杂的,采用三维软件可将剖面的实体部分用指定的线型自动生成。剖视图生成后,利用开发的工具程序,自动搜索此线型,找到剖面的轮廓,随即自动打出剖面线。采用三维技术,就将这个很棘手的问题变得相当容易了。

五、提高尺寸标注的效率

大件结构复杂,其尺寸标注很繁琐,而 *MEDUSA* 三维软件却无尺寸标注功能,故只能回到二维上来研究这个问题。如前所述,每个子结构都已参数化,即每个子结构都已带有表示其结构的尺寸。这样,就可在视图自动生成过程中,删除一些多余的尺寸(参数化需要的尺寸),保留那些有用的尺寸,这就解决了大件相当大一部分尺寸的标注问题。当然,做子结构参数化时,就应考虑哪些尺寸以后要删除,而放入一个特定层,便于以后操作方便。采用这种方法只解决了子结构本身的尺寸标注问题,并未解决子结构之间的相对尺寸(如大件的长、宽、高尺寸)。解决这一问题,就要将整张图纸参数化。对于大件来说,这是很困难的。所以说大件的尺寸标注问题,是一个需要不断探索的难题。

六、计算分析

由于采用了三维技术,对大件进行了一些几何特性的计算是非常方便的。如计算大件的质量、重心、惯性矩等,利用工具程序便可很快得出正确数据。至于大件刚度、强度及变形等的计算,是保证设计质量的一个重要环节。这些都是有限元计算解决的范畴。它涉及到 *MEDUSA* 软件与有限元计算之间接口问题,即如何从图纸上自动提取有限元计算所需要的数据。*MEDUSA* 软件是一个独立的绘图支撑软件,在开发过程中,虽没有直接建立与有限元计算之间的数据转换关系,但 *MEDUSA* 软件有一个工具程序,就是将二进制文件转换为可读的 *ASCII* 文件,这一工具提供了将两者联接起来的基础。

总之,在解决了大件的结构的划分、建库、参数调用、建模运算、视图生成、剖面线生成及尺寸标注等问题后,并开发了功能菜单。故整个系统可根据主引导程序提示,采用人机交互的方式输入参数或作选择,可方便地设计出所需的大件。

七、导轨方案设计和性能分析软件

1. 导轨方案设计和性能分析软件的组成

导轨方案设计和性能分析软件(*GTCAD*)由三大模块组成(见图 846)。

1) 导轨类型选择模块

(1) 根据对导轨的性能要求,选择导轨类型。

(2) 根据承载能力,选择导轨的截面形状或导轨副的结构型号。

2) 导轨结构方案的确定和性能分析计算模块

(1) 根据比压或载荷系数,选择导轨的尺寸或导轨型号参数。

(2) 根据对导轨的静、动刚度要求,确定导轨间隙调整和磨损补偿方案或导轨副的预加载荷量级。

(3) 确定导轨或相关件的精度和技术条件。

3) 导轨尺寸参数选定和绘图模块

(1) 绘出导轨的结构方案简图。

(2) 形成导轨尺寸参数结果文件。

2. 导轨类型的选择

导轨类型选择涉及技术、经济等多方面因素,且与制造厂的具体加工设备、技术水平有关,故无法精确地表达。因此,可应用模糊数学原理,采用价值工程评分方法来提供选择之依据。

针对导轨的主要性能指标,给出了下列 6 种性能评价标准:①运动精度;②刚度;③运动平稳性(爬行);④减振性;⑤成本;⑥维护方便性。

分别输入这 6 项性能指标的判分值(0-9 分)。软件中已规定了上述 6 项性能的加权

系数,它们是在综合分析各自的重要度基础上应用模糊数学原理确定的。当用户输入各项性能指标判分后,屏幕显示滑动导轨、贴塑导轨和滚动导轨的各自的得分,用户可根据得分高低来选择导轨类型。

选好导轨类型后,进入滑动导轨截面形状选择或滚动导轨系列选择。选择完毕后,屏幕将显示用户选择的导轨,并指出该种导轨的结构特点及适用场合。其流程如图 8-47 所示。

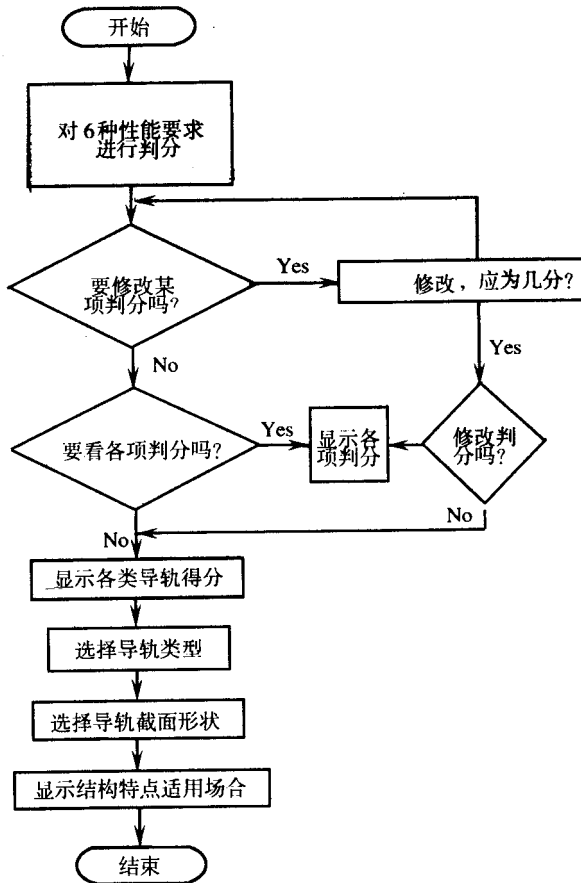


图 8-47 导轨类型选择的流程图

3. 导轨结构方案设计和性能分析

这部分是 C9rCAD 软件的核心部分,主要设计参数的输入、计算和验算都在这部分中进行。由于导轨种类繁多,各类型导轨的计算公式、设计参数、验算形式等又不尽相同,所计算支路繁多,故只能挑其主要路径进行叙述。

根据导轨类型选择模块运行的结果,已经知道用户初步选定的导轨类型、滑动导轨截面尺寸和导轨副材料或滚动导轨系列参数。根据这一初步结果,在这一模块中,程序会自动选择运行哪一条支路,需要输入哪些设计参数和性能参数,应该验算哪些性能参数。

因此,用户只需要根据屏幕提示输入计算所需要的设计参数,就可以很快得出所有的性能参数,同时还知道这次设计是否合适。若不合适,用户可以修改设计或重新进行设计,直到获得满意的结果。其流程图如图 8-48 所示。

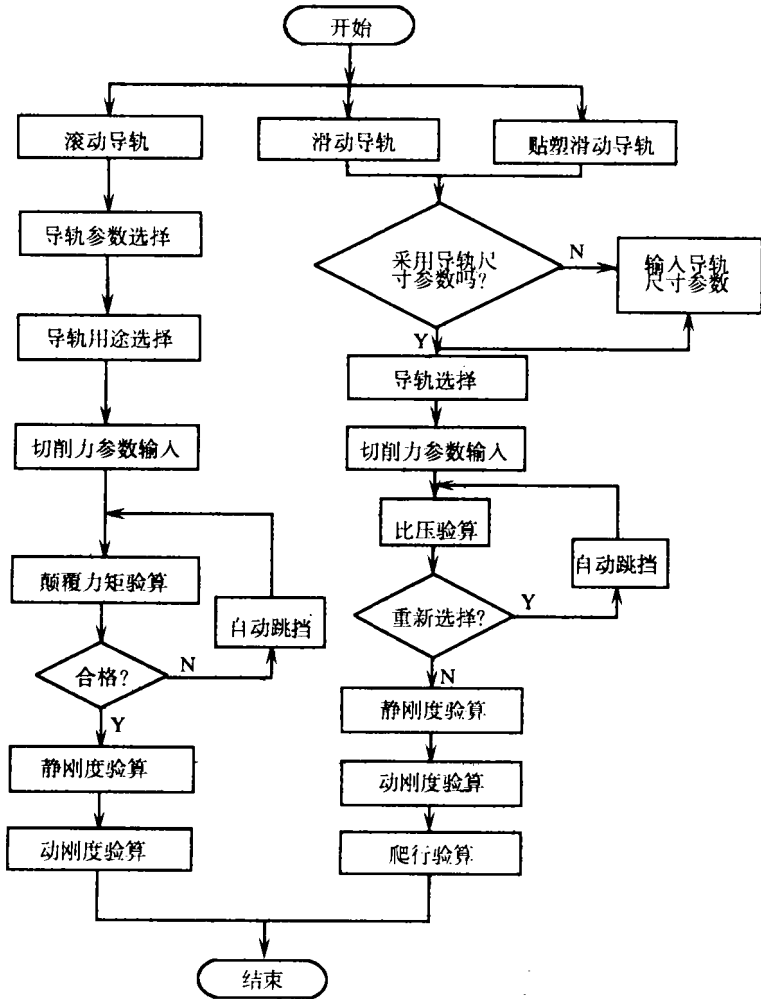


图 8-48 导轨结构方案设计和性能分析流程图

4. 导轨尺寸参数选定和绘图

在经过计算确定并验算合格的导轨各项参数后,通过开发的阳 *RTRAN* 和 *AutoCAD* 的接口软件,形成 *AutoCAD* 图形支撑软件可以接受的命令文件·*SCR*,然后自动转入 *AutoCAD* 操作环境下,绘制出用户选择导轨的简图,图上标有主要尺寸参数和主要

第七节 叉架类零件 CAD

叉架类机械零件包括叉类、架类、壳体类、轴承座等一些几何形状不规则的机械零件。这类零件结构复杂,设计难度大而周期长,且容易出错。故迫切需要开发这类零件的 CAD 软件,以提高设计速度和质量。

由于叉架类机械零件的几何形状复杂,采用二维拼合法是不行的。用参数作图法也。仅适用标准化程度较高、结构固定的零件设计。对五花八门的叉架类机械零件必须借助于三维实体造型技术来建立三维几何模型,并通过消隐、变换和剖切才能生成零件工作图。

在工作环境下的三维实体造型技术,已在 8.3 节和 8.6 节中作了介绍。本节重点介绍在微机环境下,以叉架类零件为主要对象的三维实体造型软件(简称叉架类零件 CAD)。迄今,在微机 CAD 中使用的 AutoCAD 软件虽已发展到第十版本,但其三维模型还只是个线框模型而非实体模型。

此外,作为工程图设计不仅要把零件的三维模型建立起来,还要从满足工程要求出发,并在符合国家制图标准的前提下,高效率地生成工作图。为此而开发的软件中,又增加了类似 AutoCAD 中阵列功能,可同时生成一组沉孔,而不必一个个地造型;又可在二维环境下倒圆,不必在三维造型中造出圆角等。

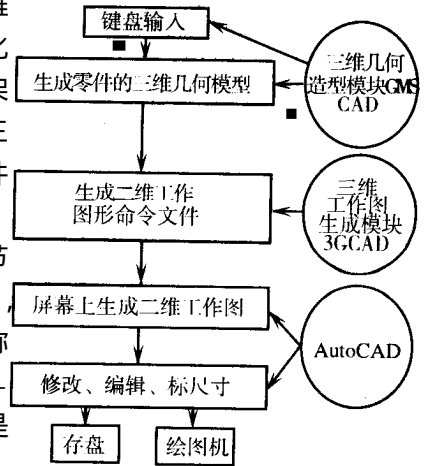


图 8-49 叉架类零件 CAD 总框图

一、叉架类零件以①总框图

叉架类零件 CAD 总框图如图 8-49 所示。运行首先进入三维几何造型环境,用户利用提供的命令菜单进行各种操作,通过一些基本体素和造型方法,生成零件的三维几何模型。几何模型可以在屏幕上进行旋转、剖切、6 个视图的投影显示以及消隐、表面着色等逼真显示。设计人员可直观地检查零件的合理性、正确性;当认为满意后,方可存入磁盘,退出三维几何造型环境,进入二维工作图生成系统。在二维环境下,用户可通过选取菜单方式,完成视图的选择、布局。各视图可以选择全剖、阶梯剖或不剖,最终生成工作图命令文件,它可在进入 AutoCAD 环境下生成图形的 .SCR 文件,完成二维工作图的自动生成。由于 AutoCAD 软件功能比较完善,因此可在该环境下方便地进行编辑、修改、标注尺寸,以及利用在该环境下开发的图形库和数据库。

二、三维几何造型

1. 数据结构

三维几何造型的数据相当大,一个好的数据结构能大大提高系统的响应速度。目前,三维形体在计算机内常用的表示方法有:线框模型、表面模型和实体模型三种,其中只有实体模型才能真实而完整地反映三维实体的厂种属性。实体造型中,较常用的有结构立体几何法(即 CSG 模式)和边界表示法,并采用图 8-50 所示的双链表的翼边结构来组织和管理形体元素间的拓扑关系。所谓翼边结构就是每一条棱边都有左右两个邻面和构成这两个邻面的 4 条邻边,这些边好像是棱边长出了翅膀。在体素拼合的几何造型中,最基本的运算单元是边,边与边相交,边与面相交,删除无用的边,增加新的边等都是用边作为检索形体拓扑关系的中心环节。故采用翼边关系结构是比较方便的。

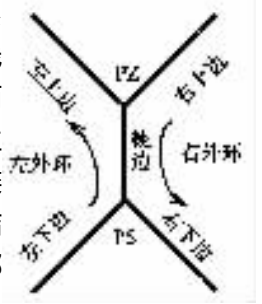


图 8-50 翼边结构

图 8-51 示出了翼边结构的双链表形式,它表示出点表、边表、面表与形体表之间的关系。

2. 三维几何造型的功能

三维几何造型的模块结构如图 8-52 所示。其功能分述如下:

(1)初始化 进入三维几何造型环境后,首先需要进行初始化,主要包括图幅选择,系指屏幕大小的设定和确定坐标系。形体的坐标原点可根据几何造型的需要,在屏幕上移动。这样可方便用户插入另一个体素,在合适的位置上进行布尔运算。

(2)二维构图 该三维几何造型采用 $2\frac{1}{2}$ 维扫描法,生成基本三维形体。其基本方法是用拖动十字光标,进行二维构图。产生一个逆时针方向排列的封闭环作为基准面。有了这个基准面,就可以用 $2\frac{1}{2}$ 维扫描法生成平移扫描体和旋转扫描体。图 8.53(a)(占)分别表示平移扫描体和旋转扫描体的生成情况。该模块的二维构图,提供了点、线、圆弧、圆或弧的切线的生成以及它们能删除等基本功能。

(3)体素造型 形体特征参数主要提供了长方体、多棱体、棱锥体、圆柱体、圆锥体的三维形体造型。

(4)布尔运算 几何造型就是用一些简单的规则形状的形体,不断经过布尔运算而构成复杂的形体。因此,布尔运算是几何造型系统的重要支撑手段,也是造型系统的核心。三维几何造型的布尔运算系指并、交、差三种基本运算。它的几何意义如图 8-54 所示。为了保证布尔运算结果的有效性,一般把所有集合运算都定为规范化了的正规的布尔运算。将并、交、差运算统一为并运算。

对于交运算,可以变为 $A \cap B = \overline{\overline{A} \cup \overline{B}}$,即 A 的非与 B 的非并运算后,再求非。

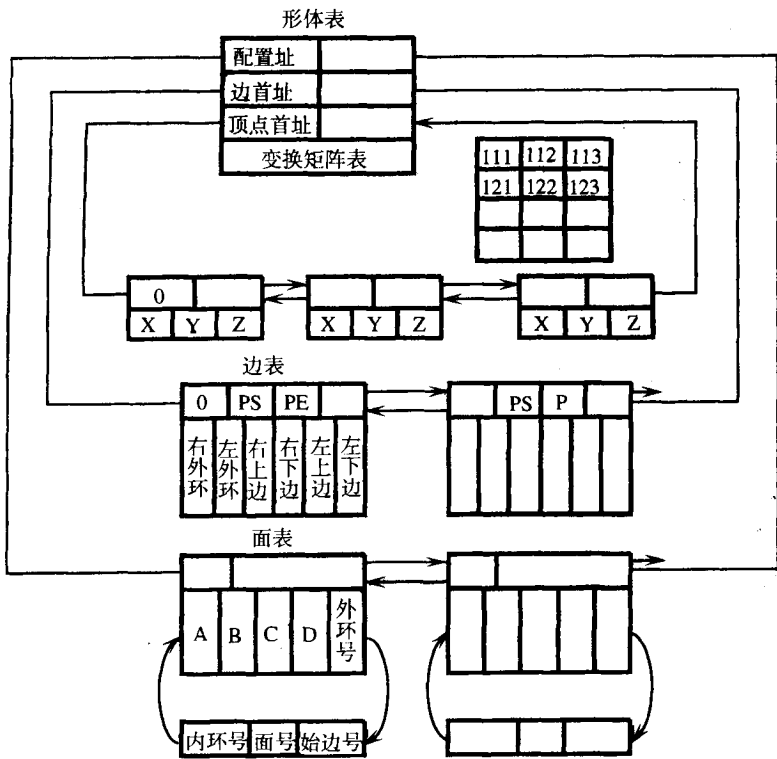


图 8-51 翼边结构的存储形式

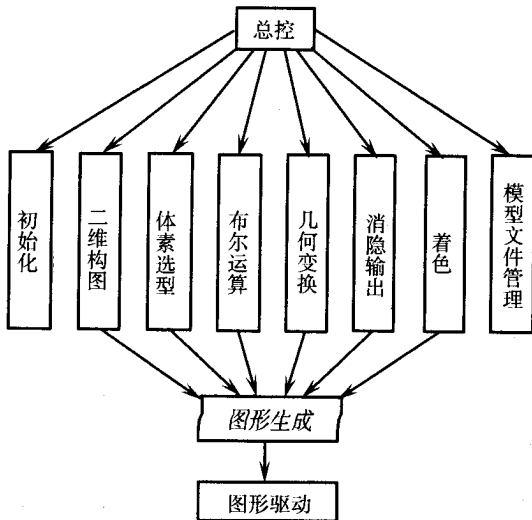


图 8-52 三维几何造型模块结构

对于差运算,可以变为 $A - B = \overline{A \cup B}$, 即 A 的非与 B 并运算后,再求非。

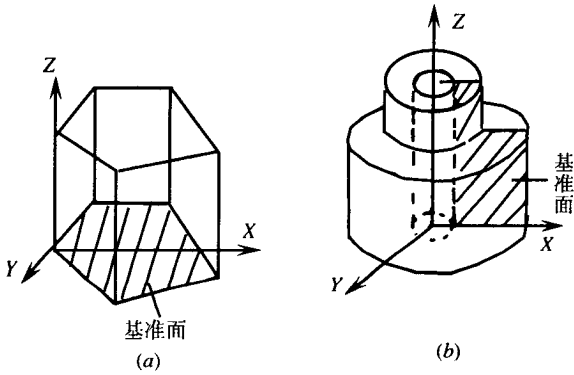


图 8-53 三维几何造型中扫描体的生成
(a) 平移扫描体 (b) 旋转扫描体。

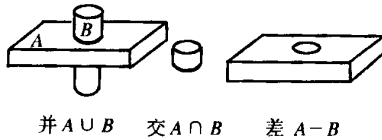


图 8-52 并、交、差的几何意义

所谓非运算是将体链表的指针方向改变,即首指针改为尾指针,尾指针改为首指针。

(5) 几何变换 图形变换是计算机图形学中应用较为普遍的基本内容之一。无论是二维图形还是三维图形,都可以进行变换。通过变换可由简单图形得到复杂图形,可将二维、三维图形进行裁剪、平移、变化、旋转、投影和透视等。

在几何变换中采用齐次坐标来处理变换矩阵。下面列出三维几何变换中的基本变换矩阵:三维点的坐标为 (x, y, z) , 变换后的坐标为 (x', y', z') 。 平移变换

$$[x' y' z'] = [xyz] \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ T_x & T_y & T_z & 1 \end{bmatrix}$$

变比例变换

$$[x' y' z'] = [xyz] \begin{bmatrix} S_x & 0 & 0 & 0 \\ 0 & S_y & 0 & 0 \\ 0 & 0 & S_z & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

绕 X 轴旋转 α 角

$$[x'y'z'] = [xyz] \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha & \sin\alpha & 0 \\ 0 & -\sin\alpha & \cos\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

绕 Y 轴旋转 β 角

$$[x'y'z'] = [xyz] \begin{bmatrix} \cos\beta & 0 & -\sin\beta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \sin\beta & 0 & \cos\beta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

绕 Z 轴旋转 γ 角

$$[x'y'z'] = [xyz] \begin{bmatrix} \cos\gamma & \sin\gamma & 0 & 0 \\ -\sin\gamma & \cos\gamma & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

通过几何变换,将图形旋转,可从不同角度来观察形体,检查结构设计的合理性、正确性。

(6)消隐输出 计算机把实际不透明物体投影到屏幕坐标系时,物体各个部分(包括不可见部分)也都显示出来了。为建立更真实的图像,就必须对物体进行消除隐藏线的处理。目前,常用的消隐方法主要分两大类,第一类称为物空间算法。主要集中各物体之间的几何关系,以便确定哪些物体的哪些部分是不见的。第二类称为像空间算法。主要集中于最终形成的图像,从中确定在每个光栅像素中哪些是可见的。本软件采用的消隐方法是物空间算法。

(7)着色 两个形体通过交、并、差运算形成的新形体,是由许多新的面组成;一个面又由一组封闭外环和一组或几组封闭内环组成。将不同的面用不同的颜色进行涂色,使物体的立体感更强、更逼真。

(8)模型文件管理系统 三维几何造型过程中,需要随时将中间结果存入磁盘,同时又要将造好的形体调入内存,参加造型运算,因此需要一个好的模型文件管理系统。从三维几何造型系统的数据结构看,形体模型是一个复杂的双向链表。要对模型文件进行存储和读入就必须要求文件是紧凑的。即从顺序结构上看,从头到尾全部是此文件的内容,不存在其他内容。当两形体经过布尔运算成为一个形体后,形体模型文件往往是不紧凑的,因此必须进行压缩。本软件内部设计了一个压缩程序,每次布尔运算完成后,就执行压缩程序,调整链表结构指针,以保证模型的紧凑性。这样就可以方便地对模型文件进行存储调入。当内存中有两个形体时,用户可删除其中任一形体。在造型过程中,可随时把中间结果存入硬盘,也可随时把已选好的形体从硬盘调入内存,参与布尔运算。这样,为

今后用户建立图形库管理系统打下基础。

三、二维工作图生成模块

在生成叉架零件三维几何模型后,对这个模型进行视图投影、变换、消隐、数据处理和图面布局后生成零件的二维视图。视图菜单提供了六面视图,供用户选择。每个视图可选择视图表达、全剖表达和阶梯剖表达三种情况中的一种。

1. 剖视图与剖切面的生成

一个零件的正投影只反映物体的 X、Z 方向尺寸, Y 坐标为 0。正投影的变换矩阵为

$$T_V = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

对于俯视图,可先将形体绕 X 轴旋转 -90° ,然后再在 XOZ 平面上作正投影,便可得到。它的变换矩阵为

$$T_H = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(-90^\circ) & \sin(-90^\circ) & 0 \\ 0 & -\sin(-90^\circ) & \cos(-90^\circ) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

对于其他视图的生成与俯视图的生成方法在原理上是相同的。分别绕不同的轴旋转,然后再在 XOZ 平面上作正投影。

为了表达零件的内部结构,要经常对形体进行剖切。计算机对三维形体的剖切,实际上是将剖切平面与零件三维形体进行布尔运算,找出剖面平面,进行填充。如果选择阶梯剖,那么就是两个以上的平面对形体进行剖切,分别作布尔运算,找出不同的剖切面进行填充。

2. 消隐输出

通过投影变换得到的各视图,是包含形体的每一条边,因此还必须对每个视图进行消隐。消隐基本算法与三维图形消隐是相同的。三维形体消隐是对轴测图消隐,而二维图是对正投影图的消隐。

3. 数据处理

这里的三维几何造型是应用多面体造型方法,曲面是用多个小平面近似代替的。如圆柱面是由多个矩形平面近似代替的。在投影图上如果是圆,则找出该圆的圆心坐标与

半径,如果各法线是共线的直线,则用一条线段来代替。另外,在投影中,还需要删除表示曲面的一些无用的母线。经过以上处理后,才能得到完整的二维工作视图。

叉架类零件 CAD 软件能将各个视图自动生成在 AutoCAD 状态下的绘图命令文件,并存入磁盘,然后进入 AutoCAD 环境,自动生成二维工作图。在 AutoCAD 环境下,可方便地进行修改、编辑,也可插入一些标准图块,以完成符合图像标准的工作图。

第八节 回转体零件 CAD

一台数控机床的零件通常可由下列 5 类零件组成。按零件数 500 件 - 1000 件统计,各类零件所占比例大致如下:①回转体零件(包括轴、套、盘和齿轮等)约占 25% - 45%;②叉架和杂件类零件(包括轴承座、支架、拨叉、凸轮和镶条等)约占 20% - 35%;③大件类零件(包括床身、立柱、主轴箱和工作台等)约占 2% ~ 5%;④板金类零件(包括外罩、挡块、导轨护板、油箱和电气柜箱)约占 10% ~ 30%;⑤其他类(包括紧固件、管接头、密封件、标准件、滚动轴承和导轨软带等外购件)约占 10% - 20%。

其中前 3 类零件占数控机床零件总数中的绝大部分,大件 CAD 及叉架零件 CAD 前已作过介绍。本节仅介绍回转体零件 CAD。零件的几何图形生成方式与零件的类型、CAD 的工作模式有很大关系。一般说来回转体零件可应用二维绘图支撑软件。

零件图的生成方法常用下列三种:

(1)图库法 首先建立常用的和典型的图形库,并编制相应的图形管理程序。根据零件的名称、件号或特征编码来实现自动提取,通过人机交互,对图形进行必要的变异和修改。这种方法能直接检索出完整的图形,具有直观的特点。但随着图形库的不断扩充,它存在着占计算机内存容量越来越大的问题。因此它适用机床设计应用模块化和成组技术的场合。

(2)参数化作图法 此法大多是通过运行特定的应用程序来生成图形,图形上的一些参数可通过人机交互给定。其特点是图形生成的自动化程度较高,但其对零件结构变更的灵活性不高。故这种方法适用于系列化、通用化程度较高的机床产品的变型设计中。

(3)体素拼合法 在分析产品结构特征的基础上,构成有限数量的特征体素的图形库。零件设计时,应用这些体素进行拼合,组成所需的零件图形。它具有灵活性强、适应各种复杂零件图形结构的特点,尤其适用于新结构的零件设计。但其图形生成过程较前两种方法的自动化程度略差些。

一、回转体零件微机智能化 CAD

回转体零件微机智能化 CAD(HZTCAD)软件包的功能如下。

(1)采用体素拼合法完成机械零件的设计构思。设计者可根据需要选取屏幕上(或数

数字化仪上)的体素菜单,当某一体素被选定后,屏幕提示该体素的有关设计参数项,设计者输入这些参数后,在屏幕上即显示该体素的草图。不断地选取体素菜单,一段一段地拼合,草图构思设计完成后,系统可自动将草图转化成符合国家制图标准的零件工作图。*HZTCAD* 软件包提供的产品特征体素有:

①外轮廓:圆柱表面、圆锥表面、带平键的圆柱面、车削空刀槽、螺纹(米制、梯形、管螺纹)、花键、圆柱齿轮(包括斜齿)、锥齿轮(直齿、弧齿、等高弧齿)、蜗轮(辐板式、整体浇铸和铸铁轮心浇铸等)、蜗杆(普通圆柱、双导成和平面包络)、链轮、三角带轮;

②内轮廓:圆柱表面、圆锥表面、带键圆柱面、空刀槽、螺纹(米制、梯形、管螺纹)、花键;

③孔系及其他:孔系包括光孔、沉孔、螺纹通孔、螺钉盲孔、锥孔和销孔等,此外还有端面环形槽、轴上的铣扁等。

(2)采用数据系统存储设计信息。机械零件的设计工作,需要涉及大量标准、规范、数据和表格。这些数据具有数据量大和数据间彼此存在关联等特点。故应用关系型数据库存储大量设计信息。例如轴孔公差、花键和平键、螺纹、沉孔等尺寸标准,花键和平键的配合,齿轮类如圆柱齿轮、锥齿轮、蜗轮副等精度标准等。设计者不必翻阅任何设计手册便可提取这些设计信息。

(3)根据所设计的机械零件的类型、大小和结构特点,系统能自动选择图纸尺寸、规定视图取舍和位置,合理地进行图面布局。

(4)智能化尺寸标注。作为完整的机械零件工作图,必须标注尺寸。正确的进行标注尺寸,要综合考虑尺寸链问题,尺寸不能多标也不能少标,还要考虑尺寸基面的选择、尺寸之间、尺寸与轮廓之间不能干涉、重叠等。总之,尺寸标注是一项十分复杂、繁琐、技术性很强的工作。*HZTCAD* 软件包采用人工智能技术,遵照上述原则实现了全部尺寸和有配合精度要求的表面粗糙度的自动标注,提高了 *CAD* 的效率和减轻了绘图的工作量。

(5)零件工作图在屏幕上自动生成后,如果需要,可利用图形支撑软件的基本命令,对其进行修改、编辑和增删。同时也可利用 *HZTCAD* 软件包扩充的菜单功能,加标表面粗糙度、形位公差等。完成后的零件工作图可由绘图机绘制出来交付生产使用,也可存储在软磁盘中。

(6)具有与主传动装配图和 *CAM* 数据接口,利用 *HZTCAD* 软件包进行零件设计的同时,也相应产生出该零件的具有一定格式的数据文件,该文件可与零件图同时保存下来。如需要对该零件进行几何参数、公差配合,甚至增删某个体素等修改工作,可将其数据文件调出修改相应项,而无需重新输入参数从草图做起,只要再运行一次主程序,即可又生成一幅修改过的零件工作图。同时该数据文件可与 *CAM* 相连实现 *CAD/CAM* 一体化,也可与装配图相连实现装配图零件图的一体化,即可自动拆出零件图。

二、HZTCAD 软件系统总框图

HZTCAD 软件在微机上运行的总框图如图 8-55 所示。

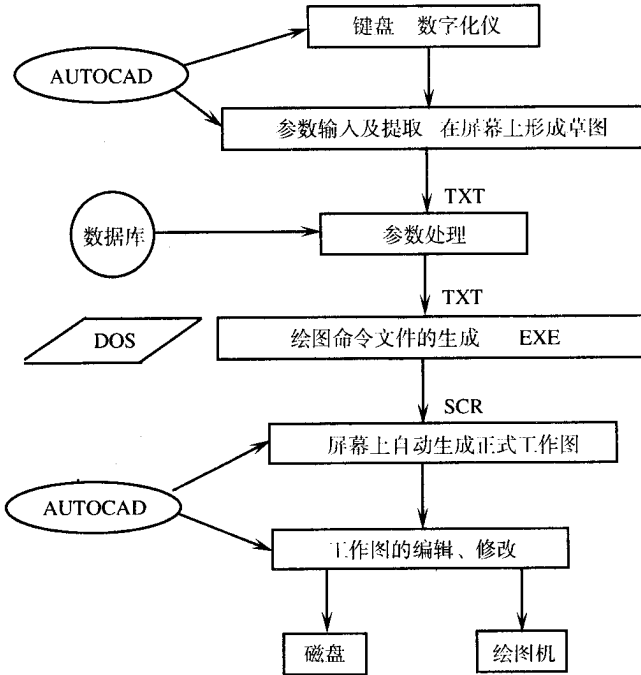


图 8-55 HZTCAD 总框图

运行环境：微机，AUTOCAD 绘图支撑软件，DOS 操作系统。

系统首先进入 AutoCAD 状态，而后设计者即可选取屏幕（或数字化仪）上的体素菜单，根据屏幕上的提示，通过人机交互的方式输入该体素所需的设计参数（例如齿轮体素，即提示齿轮 = ? 模数 = ? 压力角 = ? 齿宽 = ? 等），参数输入完毕后，在屏幕上显示该体素的草图，如果不满意或参数输入有错误，可利用删除命令将该体素草图删掉，重新输入，确认满意后再选下一个体素。不断选取体素菜单，从左到右、先外轮廓后内轮廓一段一段地拼合，孔系可插在任何位置上。设计构思完毕后，系统将所输入的原始设计参数形成一个 TXT 数据文件，AutoCAD 状态结束，进入数据库状态。

进入数据库状态后，运行数据库命令文件，对由草图形成的原始设计参数文件（上述的 TXT 文件）进行数据处理。对一些体素因涉及到查询数据库还要通过人机交互方式输入少量参数（如齿轮的第 I、II、III 公差组的精度等级；花键、螺纹的直径如不标注也要用户重新输入），并打开相应的数据库，得到设计所需的有关标准尺寸、公差配合、允许值等。最后还可通过人机交互方式，对草图阶段所输入的原始设计参数的任何一项进行修改，赋予新值。在数据库状态生成后，随后要运行的是 .EXE 文件所需的各种数据文件。

系统返回到 *DOS* 状态,运行主程序、*EXE* 运行文件,从数据文件读出所需的全部参数,编写绘图命令文件(*.SCR*)。

.EXE 执行文件考虑了生成一幅正确的零件工作图所需要解决的问题:如图幅的大小(A_0 、 A_1 、 A_2 ...)、图形主视图位置的确定、视图的取舍、图面布局、尺寸自动标注、标题栏和齿轮类的精度表等。

系统最后回到 *AutoCAD* 状态,运行绘图命名文件,屏幕上便自动生成零件工作图。图形生成后,可对图形进行检查、修改、补充,追加表面粗糙度、形位公差等。根据需要图形可永久存入磁盘或由绘图机绘出交付生产使用。

系统的运行经历了 *AutoCAD - dBASE III - DOS* 三个环境,采用了批处理文件(*.BAT*)将三者有机地联系起来,操作者只需要按屏幕提示,输入指令或参数,从一开始的输入到屏幕图形生产过程全是自动进行的。

三、智能尺寸标注的基本原理

在回转体类机械零件的工作图中,需标注的尺寸有轴向尺寸、直径和空刀槽、倒角、锥度和螺纹等尺寸。*HZTCAD* 软件包采用人工智能技术对上述一系列尺寸进行自动标注。为布局尺寸上的方便,规定了各类尺寸标注在图纸的不同部位。例如键槽尺寸按统一的模式标注在横截面上;外轮廓的轴向尺寸、空刀槽、键槽长度等尺寸标注在主视图的上方;外轮廓的倒角、内轮廓的轴向尺寸标注在主视图下方;孔内倒角和空刀槽尺寸标注在孔内;内外轮廓的直径尺寸分散地标注在视图的内部或两侧;孔系尺寸则用文字标注的方法标注在右视图上等。在对尺寸标注进行统一规定后,便可对尺寸标注的环境进行描述。所谓尺寸标注的环境是指决定尺寸标注方式和内容的诸因素的总和,这些因素通常包括:需标注尺寸的轮廓段本身与其相邻的轮廓段的形状特征;需标注尺寸的轮廓段本身的尺寸大小和其相邻的各轮廓段尺寸大小的对比关系和需标注尺寸轮廓段与基面的拓扑关系等。对于每种尺寸的标注环境,根据设计师的专业知识和经验制定其对策,将各种可能出现的环境描述和相应对策编制成规则库。使用时按照尺寸标注的环境描述,搜索规则库,从中得到某个对策,如果对策是明确指出该标哪些尺寸和标注在什么位置上,则搜索即告结束,如果环境描述不足以确定标注的方法和内容,则相应的对策是解决问题的途径,沿着这个途径可以改变环境的描述,进一步搜索规则库,如此反复,直至满足结果状态。

四、工作图的编辑和完善

一张正确的零件图,不仅要有完整的视图、正确的尺寸标注,还要有符合国家标准的一些文字和符号的标注。例如表面粗糙度、形位公差、基准代号、技术要求等。还有一些在主视图上不易表现的砂轮越程槽之类的槽形结构的画法。这些工作均属屏幕编辑的内容。为此在 *AutoCAD* 的菜单中扩充了3个小菜单:国际标准、砂轮越程槽和铣扁。

表面粗糙度标准是采用自动与交互相结合的方式进行的。对一些有配合精度要求的表面,由程序自动标注;无配合精度要求的表面,采用交互方式标注。形位公差和基准面代号,也难以自动标注,亦采用交互方式进行标注。即在屏幕上选取“国际标准”菜单,分别选取表面粗糙度、形位公差和基准面代号等项,给出标注位置和公差值,即可标出完全符合国家标准符号、文字来。

砂轮越程槽的结构是由国家标准规定的,系统按国标规定的结构,事先存储一些没有尺寸值的子图,需要这些结构时,只需在主视图上指出其位置,然后给出放大图的插入位置,给出槽深和槽宽,砂轮越程槽放大图即自动地插在给定位置上。

对某些圆柱光轴,有时为了定位、传递动力,常需在轴上某段铣扁,当选取“铣扁”菜单时,可在已生成的图形完成双面、四面和六面的各种铣扁。此外,零件工作图是在 AutoCAD 状态生成的,所以屏幕编辑自然也包括了利用 AutoCAD 的一些基本指令,对由程序生成的图形进行一些增删和修改。

五、软件包的辅助功能

1. 查询轴孔公差

在 DOS 状态下,键入 ZKCAD 并回车,可根据屏幕提示输入要查询的直径和精度配合代号,屏幕上就显示出其上、下偏差值。

2. 查询齿轮公差

在 DOS 状态下,键入 CLGCH 并回车,可根据屏幕提示输入齿轮各项参数和精度,屏幕上就显示出齿轮各项精度的允差值。

3. 计算齿轮(锥齿轮)各项几何参数

在 DOS 状态下,键入 GEAR(圆柱齿)或 ZGEAR(锥齿轮),根据屏幕提示,输入齿轮的各项基本参数,屏幕上会立即显示出下列几何参数:分度圆直径、外径、公法线长度、公法线跨测齿数、固定弦齿厚及固定弦齿数等。

当设计师不需绘图只想查询有关数值时,可利用上述辅助功能查询到所要求的参数、

第九节 数控机床主要零件优化设计 分析计算及校核计算

一、数控机床主要零件优化分析和 校核计算软件(MCECAD)

1. MCECAD 软件的功能

MCECAD 是一套完整的机械零件设计计算和校核计算软件。它主要适用于加工中心的 CAD,同时也适用于其他数控机床及普通机床。此外,MCECAD 软件可与 CAD 基础图

形库和数据库集成使用。零件设计计算及校核计算软件在 CAD 中的作用如图 8-56 所示。

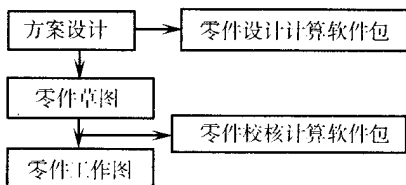


图 8-56 机械零件设计和校核计算软件在 CAD 流程中作用

2. MCECAD 软件的特点及内容

该软件所有数学模型及数据、图表,基本取自机械工业出版社的《机床设计手册》,并参照近年来出现的一些新标准和新计算公式,予以修改。

设计计算部分的软件都是多方案输出,设计人员在屏幕提示下输入已知参数,软件运行后将给出多种方案的设计结果。在使用该软件包的校核计算部分时,用户运行程序可提出校核计算结果(包括安全系数、可传递功率、计算应力、许用应力及结论)。

MCECAD 软件包括加工中心和数控机床主要零件设计计算和校核计算两大部分内容。具体内容如图 8-57 所示。

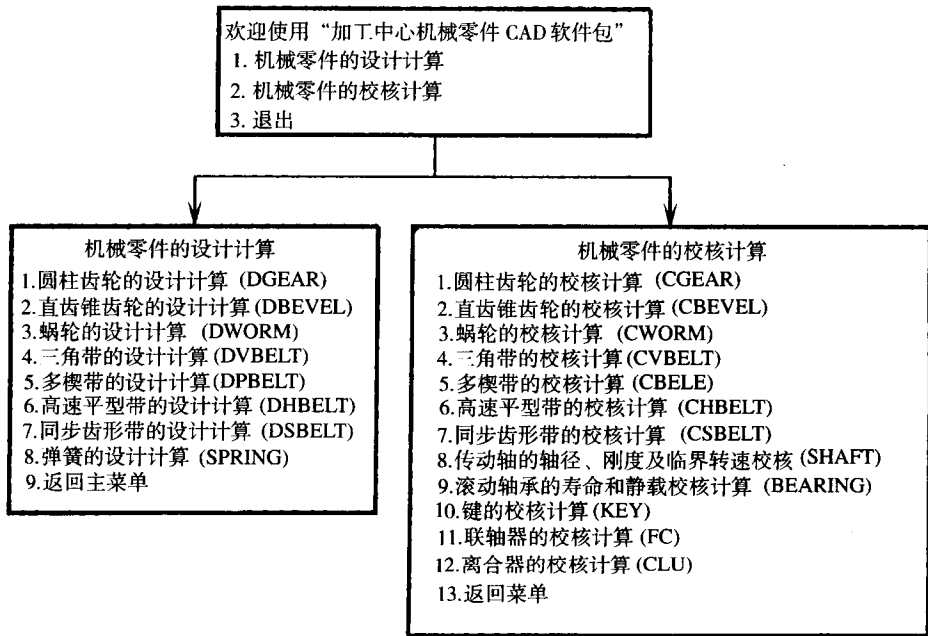


图 8-57 MCECAD 软件包结构框图

3. MCECAD 软件与 CAD 基础图形库集成

MCECAD 软件的设计计算和校核计算程序采用 FORTRAN77 语言编写。而 CAD 基础

图形库则是在 MEDUSA 绘图系统上开发的。参数图形符号制作采用 MEDUSAParametricsmodul 引导程序用 Basic 语言编写。由于 Basic 语言是 MEDUSA 系统专用高级语言,功能比较弱,加之它与 FORTRAN 语言之间不能相互调用,因而需要为两者开发接口程序。接口开发有两种方法:

(1) datafile 即采用一个中间数据文件,可由 Basic 程序生成, FORTRAN 程序读取,反之亦然。通过中间文件来传递设计分析和绘图系统之间的信息。

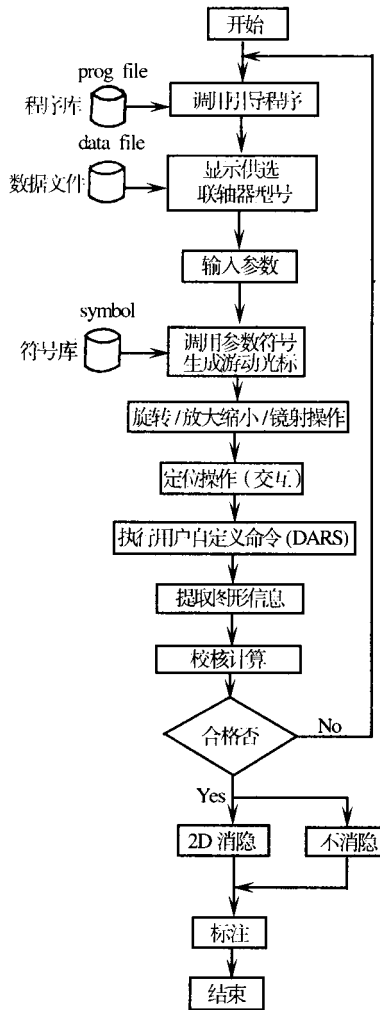


图 8-58 联轴器参数图与校核计算的集成框图

(2) DARS 法 MEDUSA 系统提供的数据库访问子程序库(DARS)是一个 FORTRAN 子程序图,用户可调用它打开 MEDUSA 图纸文件,扫描图纸元素,检查元素特性,以及在图纸上建立新的元素。MCECAD 源程序用 FORTRAN 语言开发,这样就通过调用 DARS 子程序来传递相关信息。

上述两种方法中, *datafile* 法要求计算分析与图形系统在开发阶段就有明确的约定, 使用起来不灵活, 加之数据文件本身有自己不可避免的缺陷, 数据信息的安全性、一致性不能保证。因而, 这种方法虽然实现起来比较简便, 但还不太理想。DARS 法则可在 MEDUSA 变量及 FORTRAN 变量之间互相传递, 转换信息, 避免了上述缺点, 集成度高, 响应速度快。因而可优先采用 DARS 法。

为保证设计计算与绘图能统一在相同环境下运行, 其中一项重要工作是改写原有程序, 与接口程序相连, 并把它定义成 MEDUSA 系统的一个内部命令, 写入 Basic 程序。这样在图形环境里可同时进行计算分析, 而不需要更换环境。下面给出联轴器参数图与校核计算的集成示例。联轴器产品已相对定型, 设计过程通常是按照被联接轴所传递转矩的大小、载荷性质、转速高低和传递轴刚性来选定联轴器类型, 再根据被联接轴的轴径初选联轴器型号及结构尺寸, 对其进行传递扭矩和最高转速的校核计算, 最后绘制正式工作图。

根据数控机床的要求, 选用弹性膜片联轴器。它的校核计算与参数图形之间需要传递的信息仅有联轴器输入端的轴径 DI 、输出端轴径 DO 、锥环组数 n 。其工作过程如图 8-58 所示。

二、多目标优化程序库和主轴静、动态特性计算及优化模块

1. *Opsmul* 多目标优化程序库

工程设计中, 往往是多目标求解过程, 问题的数学描述一般是非线性函数, 且具有较高的非线性度, 求解是非常困难的。为解决这个问题, 可采用分层满意协调的策略。分层满意协调法的基本思想是将一个多目标优化问题的设计变量、约束函数、目标函数分成若干层, 再在分层中进行满意协调, 即在理想目标向量 F^* 与悲观向量 F^b 之间, 求设计者满意的解。

对原多目标优化设计问题, 引入分层概念(即将原问题分成上层), 每层构成一个新的多目标优化设计问题, 它是原问题的一个子集。

第 L 层:

$$\begin{aligned} \min F'(x') \\ \text{s.t.} \quad g(x') = G' \quad (1, 2, \dots, m_3) \\ g(x') \geq G' \quad (n_{e+1}, \dots, m_3) \end{aligned}$$

式中 F' ——第 L 层的目标函数;

F ——总的目标函数;

G' ——第 L 层的约束边界值;

G ——总的约束条件。

$$x' \subset x \in R^n \quad F' \subset F \quad G' \subset G$$

每层的设计变量由该层设计变量和全程设计变量组成。每层的目标只有该层的目标函数。每层的约束, 除本层约束和全程约束外, 其他层的目标转为约束加入到约束集中。

在计算问题函数时,若遇到非本层的设计变量或全程变量时,则以该变量的最后修正值代人计算。

分层满意协调法求解时,一般按层次计算,也可指定层次重复计算,还可以几个层次循环计算,直到求出满意的解。

满意协调法基本思想是首先求出设计问题的理想目标向量 F^* 和悲观目标向量 F^b ,然后确定实际值与理想值之差的一个范数(此处为无穷范数),以理想点与悲观点间距为区间,使上述范数位于 $[0, 1]$ 之间,再选择重要性权重 \bar{W} 以反映各目标之间的差别。满意协调法构成如下数学模型。

$$\min \max \frac{W_i | f_i(x) - f_i^* |}{b_i - f_i^*} = s. t. \quad g(x) = G_i \quad i = 1, 2, \dots, n_e$$

$$g(x) = G_i \quad i = n_{e+1}, \dots, n_c$$

$$f(x) = b'_i \quad i = 1, 2, \dots, n_p$$

式中 $W_i / (b_i - f_i^*)$ 称之为综合数,设计者在优化过程中,通过给定不同的 b 和 W ,便可方便地进行各目标之间的协调。通过若干次的求解,定能求出设计者满意的解。

2. 主轴静、动态特性计算及优化模块

1) 主轴静、动态特性计算模块州 ANALY

ANAL 了分析部分采用传递矩阵法,对静态分析采用集中参数模型,对动态分析采用分布参数模型。可考虑主轴部件中梁段元件、集中质量元件、支承元件、外力元件和结合面元件对部件静、动特性的影响,适用于主轴部件静力变形、自由振动、受迫振动和自激振。动等情况下的分析计算。

对于静态分析,可得到各点的静挠度、转角、弯矩和剪力,及支反力、支反力矩、切削部位静刚度等信息。对于自由振动分析,可得到各阶固有频率和主振型。对于受迫振动分析,可得到给定频率下各点的动态响应幅值、相位角、动柔度、品质因数,以及给定频率范围内的响应极值。此外,本软件还可以处理具有松支承(辅助支承)的三支承主轴部件的分析计算。对各阻尼系数进行计算,又可以用阻尼损耗因子进行计算。

2) 主轴系统静、动态特性多目标优化设计模块 SOP

SOP 采用人机交互式的满意协调多目标优化方法,对主轴部件静、动态特性同时进行优化设计,使得设计者能兼顾静态特性和动态特性两项设计指标,无顾此失彼之虑。通过人机对话,由设计者直接面向目标函数值进行协调,使设计者丰富的设计经验在优化设计过程得以体现和发挥。

此外,SOP 在进行多目标优化前进行了二次正交回归预处理,避免了在优化设计过程中,反复调用分析程序,对各设计变量进行规格化处理,使之有统一的尺度,统一的上下界,改善了函数性态,从而大大提高了优化设计的效率,提高了软件的实用性程度。通过回归分析和显著性检验,可以帮助设计者分析判断不同设计参数对某项设计指标的影响程序,为方案设计提供了更大的灵活性和参数变更的理论依据。多目标优化设计数学模型中的设计变量可为结构矩阵中的任何参数,如梁段几何参数、支承刚度和阻尼、集中质

量的大小及位置等。约束条件可为任何边界约束(设计变量取值范围)或性能约束。目前程序中选取的约束条件为设计变量取值范围。

多个目标函数可由设计者自行选定。目前程序中选取的目标函数为:①主轴切削部分静挠度最小。②主轴切削部位激振点的响应最大值最小。采用上述满意协调的多目标优化程序,可求得兼顾多目标要求的主轴结构的优化设计参数。



**第二编 数控机
床加工工艺及设备**

第一章 数控加工工艺及设备基础

第一节 机床数控与数控加工设备概述

一、机床中有关数控的概念

在加工设备中应用广泛的数字控制(数控)技术,是一种采用计算机对机械加工过程中各种控制信息进行数字化运算、处理,并通过驱动单元对机械执行构件进行自动化控制的技术。现在已有大量机械设备采用了数控技术,其中应用面最广的就是数控加工设备(即数控机床)。下面介绍机床中的数字控制及数控技术、数控系统、计算机数控(CNC)系统、开放式CNC系统和数控机床几个概念的定义。

1. 数字控制(数控)及数控技术

一般意义上的数字控制是指用数字化信息对过程进行的控制,是相对模拟控制而言的。机床中的数字控制专指用数字化信号对机床的工作过程进行的可编程自动控制,简称为数控(NC)。这种用数字化信息进行自动控制的技术就叫数控技术。

2. 数控系统

数控系统是实现数控技术相关功能的软硬件模块的有机集成系统,是数控技术的载体。它能自动阅读输入载体上事先给定的程序,并将其译码,从而使机床按指令运动并加工零件。在其发展过程中有硬件数控系统和计算机数控系统两类。

早期的数控系统主要由数控装置、主轴驱动及进给驱动装置等部分组成,数字信息由数字逻辑电路来处理,数控系统的所有功能都由硬件实现,故又称为硬件数控系统(NC系统)。

3. 计算机数控系统是以计算机为核心的数控系统,由装有数控系统程序的专用计算机、输入输出设备、可编程逻辑控制器(PLC)、存储器、主轴驱动及进给驱动装置等部分组成,习惯上又称为(NC系统)。

4. 开放式CNC系统

国际电子与电气工程师协会提出的开放式CNC系统的定义是:一个开放式CNC系统,应保证命使开发的应用软件能在不同厂商提供的不同的软硬件平台上运行,且能与其

他应用软件系统协调工作。

根据这一定义,开放式 CNC 系统至少有以下五个特征:

(1)对使用者是开放的:可采用先进的图形交互方式支持下的简易编程方法,使得数控机床的操作更加容易。

(2)对机床制造商是开放的:应允许机床制造商在开放式 CNC 系统软的基础上开发专用的功能模块及用户操作界面。

(3)对硬件的选择是开放的:即一个开放式 CNC 系统应能在不同的硬件平台上运行。

(4)对主轴及进给驱动系统是开放的:即能控制不同厂商提供的主轴及进给驱动系统。

(5)对数据传输及交换等是开放的。

开放式 CNC 系统是数控系统未来发展的方向。

5. 数控机床

数控机床是指应用数控技术对其加工过程进行自动控制的机床。国际信息处理联盟第五技术委员会对数控机床做了如下定义:数控机床是一种装有程序控制系统的机床,该系统能逻辑地处理具有特定代码或其他符号编码指令规定的程序。

二、数控机床的组成

数控机床主要由以下几个部分组成,如图 1-1 所示。

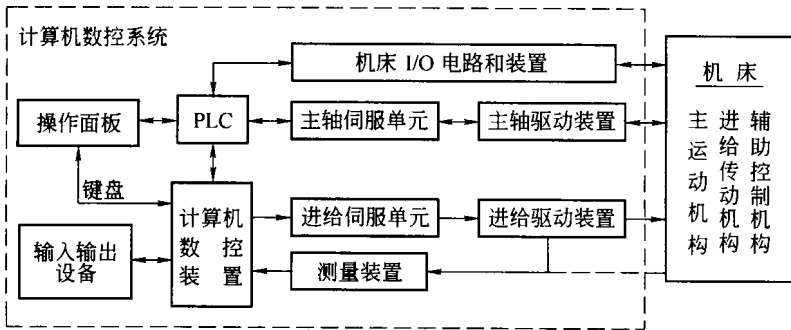


图 1-1 数控机床的组成

1. 计算机数控装置(CNC 系统)

计算机数控装置是计算机数控系统的核心。其主要作用是根据输入的零件加工程序或操作命令进行相应的处理,然后输出控制命令到相应的执行部件(伺服单元、驱动装置和 PLC 等),完成零件加工程序或操作者所要求的工作。所有这些都是 CNC 装置协调控制、合理组织下,使整个系统有条不紊地工作。它主要由计算机系统、位置控制板、PLC 接口板、通信接口板、扩展功能模块以及相应的控制软件等模块组成。

2. 伺服单元、驱动装置和测量装置

伺服单元和驱动装置包括主轴伺服驱动装置、主轴电动机、进给伺服驱动装置及进给电动机。测量装置是指位置和速度测量装置,它是实现主轴、进给速度闭环控制和进给位置闭环控制的必要装置。主轴伺服系统的主要作用是实现零件加工的切削运动,其控制量为速度。进给伺服系统的主要作用是实现零件的加工的成形运动,其控制量为速度和位置,特点是能灵敏、准确地实现 CNC 装置和位置和速度指令。

3. 控制面板

控制面板又称操作面板,是操作人员与数控机床(系统)进行信息交互的工具。操作人员可以通过它对数控机床(系统)进行操作、编程、调试或对机床参数进行设定和修改,也可以通过它了解或查询数控机床(系统)的运行状态。它是数控机床的一个输入输出部件,主要由按钮站、灯态灯、按键阵列(功能与计算机键盘一样)和显示器等部分组成。

4. 控制介质与程序输入设备

控制介质与程序输入输出设备

控制介质是记录零件加工程序的媒介,是人与机术建立联系的介质。程序输入输出设备是 CNC 系统与外部设备进行信息交互的装置,其作用是将记录在控制介质上的零件加工程序输入 CNC 系统,或将已调试好的零件加工程序通过输出设备存放或记录在应的介质上。目前数控机床常用的控制介质和程序输入输出设备是磁盘和磁盘驱动器等。

引外,现代数控系统一般可利用通信方式进行信息交换。这种方式是实现 CNC(计算机辅助设计)/CAM(计算机辅助制造)的集成、FMS(柔性制造系统)和 CIMS(计算机集成制造系统)的基本技术。目前在数控机床上常用的通信方式有:

- (1) 串行通信;
- (2) 自动控制专用接口;
- (3) 网络技术。

5. PLC、机床 I/O(输入/输出)电路和装置

LPC 是用于进行与逻辑运算、顺序动作有关的 I/O 控制,它由硬件和软件组成。机术 I/O 电路和装置是用于实现 I/O 控制的执行部件,是由继电器、电磁阀、行程开关、接触器等组成的逻辑电路。它们共同完成以下任务:

- (1) 接受 CNC 的 M、S、T 指令,对其进行译码并转换成对应的控制信号,控制辅助装置完成机床相应的开关动作;
- (2) 接受操作界面板和机床侧的 I/O 信号,送给 CNC 装置,经其处理后,输出指令控制 CNC 系统的工作状态和机床的动作。

6. 机床本体

机床本体是数控系统的控制对象,是实现加工零件的执行部件。它主要由主运动部件(主轴、主运动传机构)、进给运动部件(工作台、拖板及相应的传动机构)、支承件(立柱、床身等)以及特殊装置、自动工件交换(APC)系统、自动刀具交换(ATC)系统和辅助装置(如冷却、润滑、排屑、转位和夹紧装置等)组成。

三、数控机床的分类

数控机床的种类很多,从不同角度对其进行考查,就有不同的分类方法,通常有以下几种分类方法:

1. 按控制功能分类

(1) 点位控制数控机床

这类数控机床仅能控制两个坐标轴带动刀具或工作台,从一个点(坐标位置)准确地快速移动到下一个点(坐标位置),然后控制第三个坐标轴进行钻、镗等切削加工。它具有较高的位置定位精度,在移动过程中不进行切削加工,因此对运动轨迹没有要求。点位控制的数控机床主要用于加工平面内的孔系,主要有数控机床、数控镗床、数控刨床、数控冲床、三坐标测量机等。

(2) 直线控制数控机床

这类数控机床可以控制刀具或工作台以适当的进给速度,从一个点以一条直线准确地移动到下一个点,移动过程中能进行切削加工,进给速度根据切削条件可在一定范围内调节。现代组合机床采用数控进给伺服系统,驱动动力头带着多轴箱轴向进给进行钻、镗等切削加工,它可以算作一种直线控制的数控机床。

(3) 轮廓控制数控机床

这类数控机床具有控制几个坐标轴同时协调运动,即多坐标轴联动的能力,使刀具相对于工件按程序规定的轨迹和速度运动,能在运动过程中进行连续切削加工。这类数控机床有用于加工曲线和曲面形状零件的数控车床、数控铣床、加工中心等。现代的数控机床基本上都是这种类型。若根据其联动轴数还可细分为2轴(Z 、 Y 轴联动或 X 、 Y 轴联动)、2.5轴(任意2轴联动,第3轴周期进给)、3轴(X 、 Y 、 Z 轴联动)、4轴(X 、 Y 、 Z 和 A 或 B 轴联动)、5轴(X 、 Y 、 Z 和 A 、 C 或 X 、 Y 、 Z 和 B 、 C 或 X 、 Y 、 Z 和 A 、 B 、 C 轴联动)联动数控机床。联动数控机床。联动坐标轴数越多,加工程序的编制越难,通常3轴轴动以上的零件加工程序只以用自动编程系统编制。

2. 按进给伺服系统类型分类

按数控系统的进给伺服系统有无位置测量反馈装置可分为开环数控机床。在闭环数控系统中,根据位置测量装置安装的位置又可分为全闭环和半闭环两种。

(1) 开环数控机床

开环数控机床采用开环进给伺服系统。图1-2所示为开环进给伺服系统简图。由图可知,开环进给伺服系统没有位置测量反馈装置,信号流是单向的(数控装置→进给系统),故系统稳定性好。但由于无位置反馈,精度(相对闭环系统)不高,其精度主要取决于伺服系统和机械传动机构的性能和精度。该系统一般以步进电动机作为伺服驱动元件,它具有结构简单、工作稳定、调试方便、维修简单、价格低廉等特点,在精度和速度要求不高、驱动力矩不大的场合得到广泛应用。

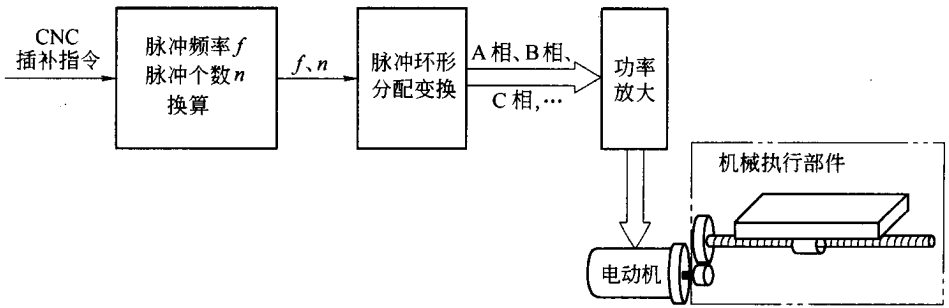


图 1-2 开环进给伺服系统

(2) 半闭环数控机床

半闭环数控机床的进给伺服系统如图 1-3 所示。半闭环数控系统的位置检测点是从驱动电动机(常用交、直流伺服电动机)或丝杠端引出,通过检测电动机和丝杠旋转角度来间接检测工作台的位移量,而不是直接检测工作台的实际位置。由于在半闭环环路内不包括或只包括少量机械传动环节,可获得较稳定的控制性能,其系统稳定性虽不如开环系统,但比闭环要好。另外,在位置环内各组成环节的误差可得到某种程度的纠正,位置环外不能直接消除的如丝杠螺距误差、齿轮间隙引起的运动误差等,可通过软件补偿这类误差来提高运动精度,因此在现代 CNC 机床中得到了广泛应用。

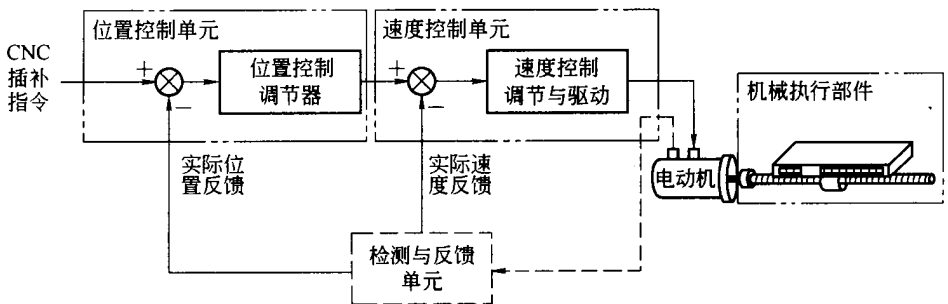


图 1-3 半闭环进给伺服系统

(3) 闭环数控机床

闭环进给伺服系统的位置检测点如图 1-4 中的点划线所示,它直接对工作台的实际位置进行检测。理论上讲,可以消除整个驱动和传动环节的误差、间隙和失动量,具有很高的位置控制精度。但由于位置环内的许多机械传动环节的摩擦特性、刚性和间隙都是非线性的,很容易造成系统不稳定。因此闭环系统的设计、安装和调度都有相当的难度,对其组成环节的刚度、刚性和动态特性等都有较高的要求,价格昂贵。这类系统主要用于精度要求很高的镗铣床、超精车床、超精磨床以及较大型的数控机床等。

3. 按工艺用途(机床类型)分类

(1) 切削加工类

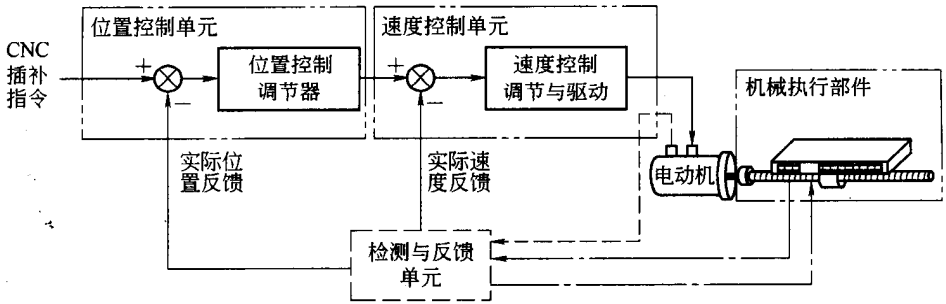


图 1-4 闭环进给伺服系统

即具有切削加工功能的数控机床。在金属切削机床常用的车床、铣床、刨床、磨床、钻床、镗床、插床、拉床、切断机床、齿轮加工机床等中,国内外都开发了数控机床,而且品种分得越来越细。比如,在数控磨床中不仅有数控外圆磨床,集可磨外圆、内圆于一机的数控万能磨床,数控平面磨床,数控坐标磨床,数控工具磨床,数控无心磨床,数控齿轮磨床,还有专用或专门化的数控轴承磨床、数控外螺纹磨床、数控内螺纹磨床、数控双端面磨床、数控凸轮轴磨床、数控曲轴磨床、能自动换砂轮的数控导轨磨床(又称导轨磨削中心),等等,还有工艺范围更宽的车削中心、加工中心、柔性制造单元(FMC)等。

(2) 成形加工类

此类是具有通过物理方法改变工件形状功能的数控机床,如数控折弯机、数控冲床、数控弯管机、数控旋压机等。

(3) 特种加工类

此类是指具有特种加工功能的数控机床,如数控电火花线切割机床、数控电火花成形机床、带有自动换电极功能的“电加工中心”、数控激光切割机床、数控激光热处理机床、数控激光板料成形机床、数控等离子切割机等。

(4) 其他类型

是指一些广义上的数控设备,如数控装配机、数控测量机、机器人等。

四、数控机床的基本结构特征和主要辅助装置

1. 数控机床的基本结构特征

从外观看,数控机床虽然也有普通机床都有的主轴、床身、立柱、工作台、刀架(砂轮架)等关键部件,但在设计上已经有了重大的变化,集中体现在:

- (1) 机床刚性提高,抗振性能大为改善;
- (2) 机床热变形降低;
- (3) 机床中间传动环节减少;
- (4) 机床各个运动副间的摩擦系统较小;
- (5) 机床功能部件增多。

例如,在普通机床上觉的滑动丝杠被高传动效率的精密滚珠丝杠所代替;多级齿轮传动被一、二级齿轮传动或所谓的“无间隙”齿轮传动所代替,有些结构甚至取消了齿轮传动;一般滑动导轨被塑料导轨或滚动导轨所代替;单刀加被多刀架、复合刀架或多刀位装置所代替;有的机床还采取切削液通过主轴外套的办法保证主轴处于良好的散热状态,还有一些用户不易察觉的结构变化,如导轨面加宽、立柱、床身内部布筋方式的改变,含砂铸件、动平衡或其他一些自适应补偿措施等,都是为了提高机床的刚性,尽量消除振动对加工的影响,以发挥数控机床自动化加工的效能。此外,为满足用户的需求,提高主轴转速及进给速率,实现自动换刀(换砂轮、换电极、换动力头……)、自动换工作台、自动上下料、自动检测等。

不论数控机床与普通机床在整体布局上有多少相似之处,但任何一种数控机床都必须具备普通机床不可能有的两大部分:一是数控机床的“指挥系统”—数控系统;二是使数控机床执行运动的驱动系统—伺服系统。

2. 数控机床的主要辅助装置

数控机床的辅助装置是一个完整的机器或装置,其作用是完成配合机床对零件加工的辅助工作,诸如切削液或油液处理系统中的冷却过滤装置、吸尘吸雾装置、润滑装置及辅助主机实现传动和控制的气、液动装置等。虽然这些装置在某些自动化或精密型非数控机床上已配备使用,但是数控机床要求配备的装置的质量、性能更为精化。例如从油质、水质、配方及元器件的挑选开始,一直到过滤、降温、动作……各个环节均从严要求。

除上述通用的辅助装置外,还有对刀仪、自动排屑器、物料储运及上下为装置等。

五、数控机床的规格、性能和可靠性指标

1. 规格指标

规格指标是指数控机床的基本能力指标,主要有以下几个方面:

(1)行程范围和摆角范围

行程范围是指坐标轴可控的运动区间,它反映该机床允许的加工空间,一般情况下工件轮廓尺寸应在加工空间的范围之内。摆角范围是指摆角坐标轴可控的摆角区间,也反映该机床的加工空间。

(2)工作台面尺寸

它反映该机床安装工件的最大范围,通常应选择比最大加工工件稍大一点面积,这是因为要预留夹具所需的空间。

(3)承载能力

它反映该机床能加工零件的最大重量。

(4)主轴功率和进给轴扭矩

它反映该机床的加工能力,同时也可间接反映机床的刚度和强度。

(5)控制轴数和联动轴数

数控机床的控制轴数通常是指机床数控装置能够控制的进给轴数。数控机床控制轴数与数控装置的运算处理能力、运算速度及内存容量等有关。联动轴数是指数控机床同时控制多个进给轴,使它们按规定的路线和进给速度所确定的规律运动的进给轴的数目。它反映数控机床的曲面加工能力。

(6) 刀库容量

是指刀库能存放加工所需刀具的数量,它反映该机床能加工工序内容的多少。目前常见的中小型加工中心多为 16~60 把,大型加工中心达 100 把以上。

2. 性能指标

(1) 分辨率与脉冲当量

分辨率是指两个相邻的分散细节之间可以分辨的最小间隔。对测量系统而言,分辨率是可以测量的最小增量;对控制系统而言,分辨率是可以控制的最小位移增量。数控装置每发出一个脉冲信号,反映到机床移动部件上的移动量,通常称为脉冲当量。脉冲当量是设计数控机床的原始数据之一,其数据的大小决定数控机床的加工精度和表面质量。脉冲当量越小,数控机床加工精度和加工表面质量越高。简易数控机床的脉冲当量为 0.01mm,普通数控机床的脉冲当量为 $1\mu\text{m}$,精密或超精密数控机床的脉冲当量为 $0.1\mu\text{m}$,最精密的数控系统的分辨率已达 $0.001\mu\text{m}$ 。

(2) 最高主轴转速和最大加速度

最高主轴转速是主轴所能达到的最高转速,它是影响零件表面加工质量、生产效率以及刀具寿命的主要因素之一。最大加速度是反映主轴速度提速能力的性能指标,也是加工效率的重要指标。

(3) 最高快移速度和最高进给速度

最高快移速度是指进给轴在非加工状态下的最高移动速度,最高进给速度是指进给轴在加工状态下的最高移动速度,它们也是零件加工质量、生产效率以及刀具寿命的主要因素。这两个性能指标受数控装置的运算速度、机床动态特性及工艺系统刚度等因素的限制。

另外,还有换刀速度和工作台交换速度,它们也是影响生产效率的性能指标。

3. 可靠性指标

(1) 平均无故障时间 MTBF (Mean time between failures)

它是指一台数控机床在使用中平均两次故障间隔的时间,即数控机床在寿命范围内总工作时间和总故障次数之比,即

$$MTBF = \frac{\text{总工作时间}}{\text{总故障次数}}$$

显然,这段时间越长越好。

(2) 平均修复时间 MTTR (Mean time to restore)

它是指一台数控机床从开始出现故障直到能正常工作所用的平均修复时间,即

$$MTTR = \frac{\text{总故障停机时间}}{\text{总故障次数}}$$

考虑到实际系统出现故障总是难免的,故对于可维修的系统,总希望一旦出现故障,修复的时间越短越好,即希望 $MTTR$ 越短越好。

(3) 平均有效度 A

如果把 $MTBF$ 看作设备正常工作时间,把 $MTTR$ 看作设备不能工作的时间,那么正常工作时间与总时间之比称为设备的平均有效度 A ,即

$$A = \frac{\text{平均无故障时间}}{\text{平均无故障时间} + \text{故障平均修复时间}} = \frac{MTBF}{MTBF + MTTR}$$

平均有效度反映了设备提供正确使用的能力,是衡量设备可靠性的一个重要指标。

六、数控机床的精度项目及检验

数控机床的精度项目主要包括几何精度、定位精度和切削精度。检验按照 $JB2670-82$ 《金属切削机床精度检测通则》进行。

1. 主要几何精度项目及检验

数控机床的几何精度是综合反映机床的关键零部件及其组装后的几何形位误差的指标。该指标可分为两大类:一类是对机床的基础件和运动大件(如床身、立柱、工作台、主轴箱等)的直线度、平面度、垂直度等的要求,如工作台面的平面度,各坐标方向移动的相互度和相互垂直度, X 、 Y (立式)或 X 、 Z (卧式)坐标方向移动时工作台面的平行度, X 坐标方向移动时工作台面 T 形槽侧面的平行度等;另一类是对机床主轴的要求,如主轴的轴向窜动,主轴孔的径向跳动,主轴箱移动时主轴轴线的平行度,主轴轴线与工作台面的垂直度(立式)或平行度(卧式)等。

以卧式加工中心为例,主要有以下各项:

- (1) X 、 Y 、 Z 坐标的相互垂直度;
- (2) 工作台面的平面度;
- (3) X 轴和 Z 轴移动工作台面的平行度;
- (4) 主轴回转轴心线对工作台面的平行度;
- (5) 主轴在 X 、 Y 、 Z 各轴方向移动的直线度;
- (6) X 轴移动工作台边界定位基准面的平行度;
- (7) 工作台中心线到边界定位器基准面之间的距离精度;
- (8) 主轴轴向跳动;
- (9) 主轴孔径向跳动;

检测几何精度常用工具有精密水平仪、精密方箱、直角尺、平尺、千分表、测微仪、高精度主轴心棒等。检测工具的精度必须比所测的几何精度高一个等级。要注意的是,几何精度的检测必须在机床精调后一次完成,不允许调整一项检测一项,因为几何精度的一些项目是相互联系、相互影响的。

2. 定位精度的项目及检验

数控机床定位精度是指机床各运动部件在数控装置的控制下空载运动所能达到的位置准确程度。根据各轴能达到的位置精度就能判断出加工时零件所能达到的精度。数控机床定位精度的检验可根据 GB 10931—89《数字控制机床位置精度的评定方法》进行,主要检测以下内容:

(1) 直线运动定位精度

是指数控机床的移动部件沿某一坐标轴运动时实际值与给定值的接近程度,其误差称为直线运动定位误差。影响该误差的因素包括伺服、检测、进给等系统的误差,还包括移动部件导轨的几何误差等。直线运动定位误差将直线影响零件的加工精度,对其检测的主要检测工具有测微仪和成组块规、标准准度尺、光学读数显微镜、双频激光干涉仪等。下面简要介绍直线运动定位精度的测量。

按照国际标准应以激光测量为准,如图 1-5 所示。在没有激光干涉仪的情况下,一般用户也可以用标准刻度尺,配以光学读数显微镜进行比较测量。但是,测量仪器的精度必须比被测对象的精度高 1~2 个等级。

测量方法是在全行程上每隔 200mm 或 250mm 左右选取一个测量点,作为测量的自标位置 P_j ,然后快速移动,从正、负两个方向进行 5 次定位,实际达到的位置与目标位置之差即为位置偏差。

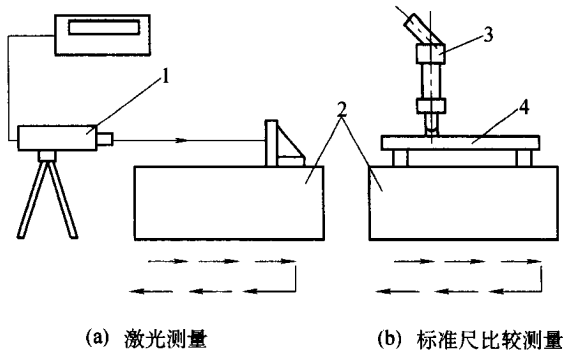


图 1-5 直线运动定位精度检测方法

1—激光测距仪 2—工作台 3—光学读数显微镜;
4—标准刻度尺

在数控机床中运动部件要达到预定的目标位置 P_j ,趋近的方法有两种:一种是运动部件从相同的方向沿轴线向目标位置趋近,称为单向趋近;另一种运动部件从正、负两个方向沿轴线处目标位置趋近,称为双向趋近。每次趋近时实际位置 P_{ij} 减去目标位置 P_j 的差值作为位置偏差 X_{ij} 。若用符号“ \uparrow ”表示正方向趋近、符号“ \downarrow ”表示方向趋近,则用公式表示如下:

$$X_{ij} \uparrow = P_{ij} \uparrow - P_j \quad (1-1)$$

$$X_{ij} \downarrow = P_{ij} \downarrow - P_j \quad (1-2)$$

式中: $i=1, 2, 3, \dots, m$, 代表向每一目标趋近的次数;

$j = 1, 2, 3, \dots, m$, 代表目标位置。

n 次单向趋近目标位置 P_j 时, 可得到单向平均位置偏差 $X \uparrow j$ 和 $X \downarrow j$ 的值:

$$\bar{X}_j \uparrow = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_{ij} \uparrow \quad (1-3)$$

$$\bar{X}_j \downarrow = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_{ij} \downarrow \quad (1-4)$$

这样可得到从正、负方向趋近目标位置 P_j 时的反向差值 B_j :

$$B_j = X_j \uparrow - X_j \downarrow \quad (1-5)$$

n 次单向趋近目标位置 P_j 时的标准偏差 $S_j \uparrow$ 和 $S_j \downarrow$ 为

$$S_j \uparrow = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (X_{ij} \uparrow - X_j \uparrow)^2} \quad (1-6)$$

$$S_j \downarrow = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (X_{ij} \downarrow - X_j \downarrow)^2} \quad (1-7)$$

定位精度 A 可分为单向定位精度 A_u 和双向定位精度 A_b 两种。单向定位精度 A_u 是取正、负方向趋近目标位置时定位误差中的最大值。正、负方向趋近目标位置时的定位精度如下:

$$A_u \uparrow = (\bar{X}_j \uparrow + 3S_j \uparrow)_{\max} - (\bar{X}_j \uparrow - 3S_j \uparrow)_{\min} \quad (1-8)$$

$$A_u \downarrow = (\bar{X}_j \downarrow + 3S_j \downarrow)_{\max} - (\bar{X}_j \downarrow - 3S_j \downarrow)_{\min} \quad (1-9)$$

双向定位精度 A_b 为 $(\bar{X}_j \uparrow + 3S_j \uparrow)$ 与 $(\bar{X}_j \downarrow + 3S_j \downarrow)$ 中的最大值与 $(\bar{X}_j \uparrow - 3S_j \uparrow)$ 与 $(\bar{X}_j \downarrow - 3S_j \downarrow)$ 中的最小值之差值, 即

$$A_b \uparrow = (\bar{X}_j + 3S_j)_{\max} - (\bar{X}_j - 3S_j)_{\min} \quad (1-10)$$

图 1-6 所示为定位精度曲线, 是一个由各定位位置偏差平均值 \bar{X}_j 连贯起来的一个曲线加上 $3S_j$ 散差带构成的定位点散差带, 双向定位精度值就是整个散差带的最大宽度, 反映移动部件沿某一坐标轴空载运动时任意两点之间实际值与给定值可能的最大偏离程度。正常情况下, 实际加工的某一精度的 2 倍。

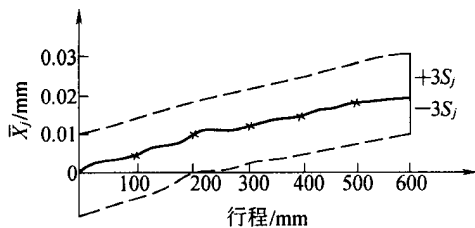


图 1-6 定位精度曲线

(2) 直线运动的重复定位精度

是指在同一台数控机床上,应用相同程序、相同代码加工一批零件,所得结果的一致程度。直线运动重复定位精度受伺服系统特性、进给传动环节的间隙与刚性以及摩擦性等因素的影响。一般情况下,重复定位精度是正态分布的偶然性误差,它影响一批零件加工的一致性,是反映轴运动精度稳定性的最基本指标。

重复定位精度 R 为标准偏差 $S_{j\uparrow}$ 和 $S_{j\downarrow}$ 中最大值的 6 倍,即

$$R = 6(S_{j\uparrow})_{\max} \quad (1-11)$$

(3) 直线运动的反向误差也叫失动量,是该坐标轴进给传动驱动部件(如伺服电动机、伺服液压马达和步进电动机等)的反向死区及各机械运动传动副的反向间隙和弹性等误差的综合反映。误差越大,则定位精度和重复定位精度也越差。

图 1-7 为反向误差的测定。测量方法是分别对各目标位置从正、负两个方向进行 5 次定位,测出实际到达位置与目标位置的平均位置偏差 $X_{j\uparrow}$ 和 $X_{j\downarrow}$,算出正、向向定位时的平均位置偏差之差 B_j 值(即反向偏差),反向误差为各目标位置反向偏差中的最大值,即

$$B = |B_j|_{\max} \quad (1-12)$$

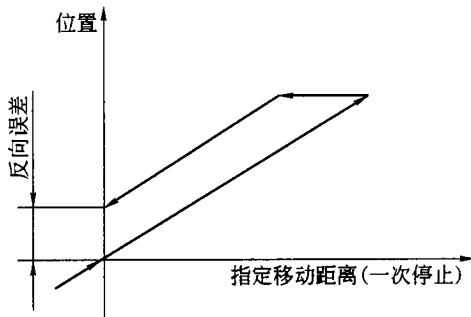


图 1-7 反向误差的测定

(4) 直线运动的原点返回精度(回零精度)

是指数控机床各坐标轴达到规定零点的准确程度,其误差称为回零误差,实质上是该坐标轴上一个特殊点的重复定位精度。同重复定位一样,回零误差包括整个进给伺服系统的误差,它将直接影响机床坐标系的建立精度。其检测方法是对于每个直线运动轴,从不同位置进行 7 次原点返回,测出其停止位置,以读出的最大差值作为测定值。

(5) 分度精度 A

是指分度工作台在分度时指令要求回转的角度值与实际回转的角度值的差值。分度精度既影响零件加工部位在空转的角度位置,也影响孔系加工的同轴度等。其测量方法是使工作台正向(或反向)转一个角度并停止、定位、锁紧,以此位置作为基准,然后向同方向快速转动工作台,每隔 30° 定位锁紧,进行测量。正向转和反向转各测量一周,各定位位置的实际转角度与理论值(指令值)之差的最大值为分度误差。如果是数控回转工作台,应以每 30° 为一个目标位置,对于每个目标位置从正、反两上方向进行快速定位 7 次,实际

达到位置与目标之差即位置偏差 Q_{ij} ,再按 GB/T10931—2001《数字控制机床位置精度的评定方法》规定的方法计算出平均位置偏差 \bar{Q}_j 和标准偏差 S_j (具体计算过程与直线运动定位精度计算过程一样) ,所有平均位置偏差与 3 倍标准偏差和中的最大值 $(\bar{Q}_j + 3S_j)_{max}$ 与所有平均位置偏差与 3 倍标准偏差差中的最小值 $(\bar{Q}_j - 3S_j)_{min}$ 之差值 ,即

$$A = (\bar{Q}_j + 3S_j)_{max} - (\bar{Q}_j - 3S_j)_{min} \quad (1-13)$$

就是数控回转工作台的分度精度。

3. 切削精度的项目及检验

机床的切削精度是一项综合精度指标 ,它不仅反映了机床的几何精度和定位精度 ,同时还反映了试件的材料、环境温度、刀具性能以及切削条件等各种因素造成的误差。

卧式加工中心切削检验的主要内容是尺寸精度、形状精度和位置精度。具体项目有 : 镗孔精度(测量孔的圆度和圆柱度) , 镗孔的孔距精度和孔径精度(测量 X、Y 方向上的孔距精度和孔径向尺寸精度) , 端面铣刀铣平面的精度(测量平面度) , 立铣刀侧刃铣侧面的直线精度(测量两侧面的垂直和平面度) , 立铣刀侧刃铣斜线的精度(测量直线度、平行度和角度) , 立铣刀铣圆的精度(测量圆度)等。

(1) 镗孔精度检查

如图 1-8 所示 ,在试件上镗一个中等尺寸的深孔(例如 $\phi 60$ 的孔) ,孔深要大于孔径的 2 倍以上。在试件孔中预先加工出几个空刀槽 ,形成数断续的切削条件。经地精镗留精镗余量为单边 $0.2mm$ 左右 ,精镗后检查孔的圆度、圆柱度和表面粗糙度。一般情况下圆度和圆柱度在 $0.005mm$ 以内 ,表面粗糙度在 $Ra1.6 \sim 3.2\mu m$ 左右。精密中工中心的上述精度还可以更高些。

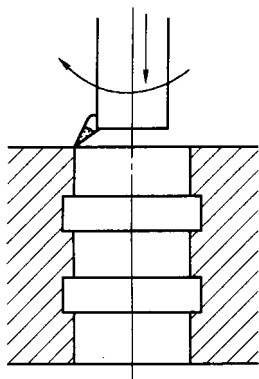


图 1-8 镗孔精度检查

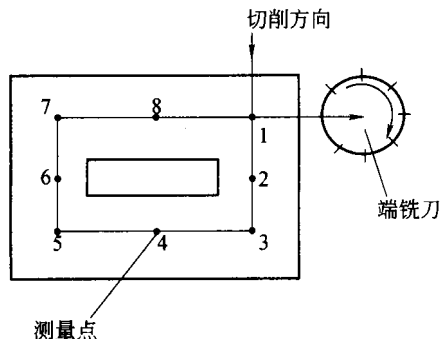


图 1-9 铣削平面精度检查

(2) 端铣刀铣削平面精度检查

用精调过的多齿端面铣刀 ,按图 1-9 所示走刀方向铣削平面。编程时保证端铣走刀为连续运动 ,不允许在加工轨迹上停留而产生刀痕。铣削速度为 $90 \sim 100m/min$,每齿走刀量 $f_z = 0.05 \sim 0.1mm$,背吃刀量为 $0.2mm$ 以下。铣削后在图示 8 个点上进行测量 ,普通精度的加工中心其平面度和阶梯差要在 $0.01mm$ 左右。

(3) 直线铣削精度检查

用立铣刀侧刃精度铣方形工件的周边,加工后测量各边的直线度、对边平行度、邻边垂直度和对边距离尺寸差等,如图 1-10 所示。

(4) 斜线铣削精度检查

如图 1-11 所示,方形工件与坐标轴的夹角为 10° (也有用 15° 或 30°)。用立铣刀侧刃精铣工件四周。加工后测量各边的直线度、对边平行度和邻边的垂直度。斜线铣削主要考核 X 、 Y 轴直线插补运动的精度。斜线铣削时 X 、 Y 轴各自以一定的速度进行恒速度运动。当某一轴的进给速度不均匀时,会使斜边上产生和表规律的锯齿状条纹,这种条纹从相邻边观察时呈一边稀一边密的状态,条纹深度为 $0.005 \sim 0.01 \text{ mm}$ 左右。条纹多为该轴的速度控制回路和位置控制回路未调整好产生的,少数情况下是由于机械负载变化不均匀,低速爬行防护罩摩擦力不均匀或检测元件传动不均匀等产生的,需综合分析加以解决。

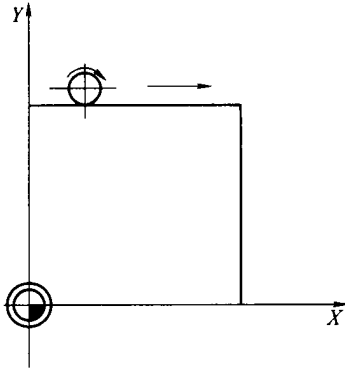


图 1-10 直线铣削精度检查

(5) 圆弧铣削精度检查

用立铣刀侧刃精度外圆,采用工切入和切向切出。铣削中不允许中断、停顿,如图 1-12 所示。取下工件前要在工件上做记号,以便区分 X 、 Y 轴与工件的对应方向,然后在圆度仪上进行检查。一般铣削 $\phi 200 \sim \phi 300 \text{ mm}$ 的圆时,圆度可达 0.03 mm 左右,精密加工中心可达 $0.01 \sim 0.02 \text{ mm}$,表面粗糙度为 $Ra 3.2 \mu\text{m}$ 左右。

测量圆试件时可能发现图 1-13 所示的各种情况。图 1-13a 为两半圆错位,这是由一个轴存在反向失动量而引起的。反向失动量由机械传动间隙、不稳定的弹性变形和变动的摩擦阻尼等造成的。首先应调整机械环节加以消除。若调整后通过快速定位测出某轴仍有失动量,则可以在调整机床时由电控系统加以补偿。图 1-13b 所示为斜椭圆,是由于两坐标轴实际的系统增益不一致造成的。造成此情况多是由于机械部分结构、装配质量、负载情况等因素的不同,可根据实际情况适当调整速度反馈增益、位置回路的增益、系统增益参数等环节以求改善。图 1-13c 所示锯齿状条纹的原因与铣削斜四边形时出现条纹的原因相同。

对加工中心还要进行镗孔的孔距精度和孔径分散度检测。试件如图 1-14 所示。孔

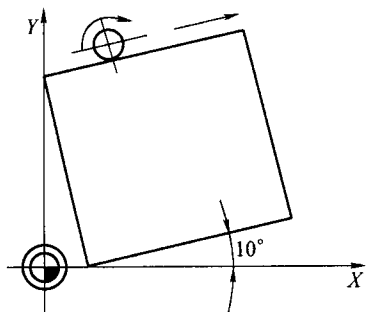


图 1-11 斜线铣削精度检查

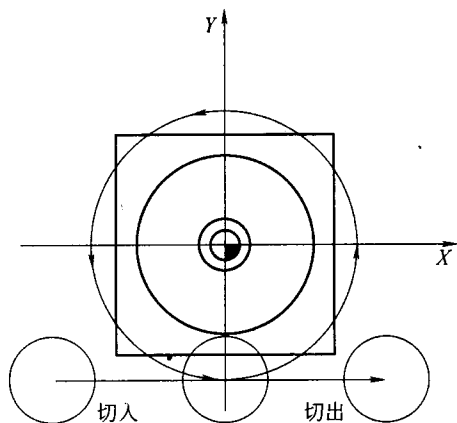


图 1-12 圆弧铣削精度检查

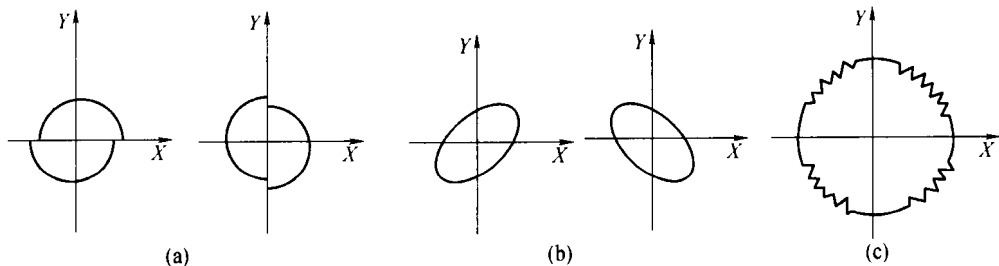


图 1-13 圆弧铣削误差

距一般取 $200\text{mm} \times 200\text{mm}$,镗孔顺序为 1—2—3—4 ,孔径取中等尺寸。在一次定位下先进行粗镗,以消除仿形误差的影响。精镗余量小于 0.2mm 。精镗刀头必须保证在加工 100 个孔后磨损量小于 0.01mm 。精镗前试件要充分冷却。加工后测量各孔位置的 X 和 Y 坐标值,以实测值和指令值之差的最大值作为距精度的测量值。一般加工中心 X 、 Y 坐标方向的孔距精度大约为 0.02mm ,对角线上的孔距精度为 0.03mm ,孔距分散精度在 0.015mm 之内。近来上述精度有进一步提高的趋势。

影响切削精度的因素很多,为了反映机床的真实精度,要尽量排除其他因素的影响。切削工件时可参照 $JB 2670$ 的有关要求进行,或按机床厂规定的条件(如试件材料、刀具技术要求、主轴转速、吃刀量、切削进给速度、环境温度以及切削前的机床空运转时间等)进行。一般情况下,各项切削精度的实测误差值应为允许误差值的 50%。

七、数控机床的主要功能

1. 多轴控制功能

是指 CNC 系统能控制和能联动控制数控机床各坐标轴的进给运动的功能。 CNC 系

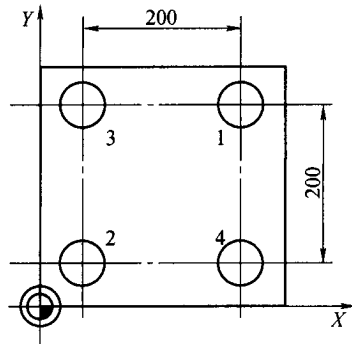


图 1-14 孔距精度和孔径

统的控制进给轴有 移动轴和回转轴,基本轴和附加轴。

2. 准备功能

即 G 功能—指令机床运动方式的功能。

3. 多种函数插补功能和固定循环功能

插补功能是指数控系统进行零件表面(平面或空间曲面)加工轨迹插补运算的功能。一般 CNC 系统仅具有直线和圆弧插补,较为高档的数控系统还具有抛物线、椭圆、极坐标、正弦线、螺旋线以及样条曲线等插补功能。

在数控加工中,有些加工内容如钻孔、镗孔、攻螺纹等,所做的动作需要循环且十分典型,数控系统预先将这些循环动作用 G 代码进行定义,在加工时使用这类 G 代码可大大简化编程工作量,此即固定循环功能。

4. 补偿功能

(1) 刀具半径和长度补偿功能

该功能实现按零件轮廓编制的程序控制刀具中心的轨迹,以及在刀具半径和长度发生变化(如刀具更换、刀具磨损)时,可对刀具半径或长度做出相应的补偿。该功能由 G 指令或 T 指令实现。

(2) 传动链误差、反向间隙误差补偿功能

螺距误差补偿可预先测量出螺距误差和反向间隙,然后按要求输入 CNC 装置相应的储存单元内,在加工过程中进行实时补偿。

(3) 智能补偿功能

外界干扰产生的随机误差,可采用人工智能、专家系统等方法建立模型,实施智能补偿。如热变形引起的误差,装置将会在相应部位自动进行补偿。

5. 主轴功能

是指数控系统对切削速度的控制功能,主要有以下五种控制功能:

(1) 主轴转速(切削速度)

实现刀具切削点切削速度的控制功能,单位为 r/min (m/min)。

(2) 恒线速度控制

实现刀具切削点的切削速度为恒速度的控制功能。

(3) 主轴定向控制

实现主轴周向任意位置的控制功能。

(4) C 轴控制

实现主轴周向任意位置的控制功能。

(5) 切削倍率

实现人工实时修调切削速度,即通过面板的倍率开关在 0~200% 之间对其进行实时修调。

6. 进给功能

是指数控系统对进给速度的控制功能,主要有以下三种控制功能:

(1) 进给速度

控制刀具或工作台的运动速度,单位为 mm/min 。

(2) 同步进给速度

实现切削速度和进给速度的同步,单位为 mm/r ,用于加工螺纹。

(3) 进给倍率

实现人工实时修调进给速度,即通过面板的倍率开关在 0~200% 之间对其进行实时修调。

7. 宏程序功能

通过编辑子程序中的变量来改变刀具路径和刀具位置的功能。

8. 辅助功能

即 M 功能—规定主轴的启、停、转向,工件的夹紧和松开,冷却泵的接通和断开等机床辅助动作的功能。

9. 刀具管理功能

是实现刀具几何尺寸和刀具寿命的管理及刀具选择的功能。刀具几何尺寸是指刀具的半径和长度,这些参数供刀具补偿功能使用。刀具寿命是指总计切削时间,当某刀具的时间寿命到期时,CNC 系统将提示用户更换刀具。另外,CNC 系统都具有 T 功能即刀具号管理功能,它用于标识刀库中的刀具和自动选择加工刀具。

10. 人机对话功能

在 CNC 装置中配有单色或彩色阴极射线管,俗称显示器(CRT),通过软件可实现字符和图形的显示,以方便用户操作和使用。主要功能有:菜单结构的操作界面;数据及零件加工程序的输入及环境编辑;系统和机床参数、状态、故障信息的显示、查询等。

11. 自诊断功能

是指 CNC 系统防止故障发生及故障诊断、故障定位和防止故障扩大的功能。现代的 CNC 系统或多或少都具有自诊断功能,这些自诊断功能主要用软件来实现。具有此功能的 CNC 系统,可以防止故障的发生或在故障出现后迅速查明故障的类型或部位,减少故障停机时间,防止故障扩大,CNC 装置的诊断程序既可以在系统软件中,在系统运行过程

中进行检查,也可以作为服务性程序,在系统运行前或故障停机后进行诊断,查找故障的部位。现在有的 CNC 装置还可以进行远程通信诊断。

12. 通信功能

通信功能是指 CNC 装置与外界进行信息和数据交换的功能。通常 CNC 系统都具有 RS-232C 接口,可与其他计算机进行通信,传送零件加工程序,有的还备有 DNC 接口,以实现直接数控,更高级的系统还可使用 MAP 协议、Internet 或 LAN,构成 FMS、CIMS 等大的集成制造系统。

第二节 数控加工原理与数控加工工艺概述

1. 数控加工

是根据零件图样及工艺要求等原始条件编制零件数控加工程序(简称为数控程序),输入数控系统,控制数控机床中刀具与工件的相对运动,从而完成零件的加工。

2. 数控加工技术

是将普通金属切削加工,计算机数控、计算机辅助制造等技术综合的一门先进加工技术。在以上各个领域进步的推动下,尤其是计算机技术的飞速发展下,数控加工技术正从深度、广度上对机械加工技术进行革命性的变革。

若要从从事数控加工的人员制定出合理的数控中工艺程序,必须首先掌握数控加工的基本原理。

一、数控加工原理

1. 数控加工的过程

与传统加工比较,数控加工与通用机床加工在方法与内容上有许多相似之处,不同点主要表现在控制方式上。以机械加工为例,用通用机床加工零件时,工步的安排、机床运动的先后次序、位移量、走刀路线及有关切削参数的选择等,都是由操作者自行考虑和确定的,且是用手工操作方式来进行控制的。操作者总是根据零件和工序卡的要求,在加工过程中不断改变刀具与工件的相对运动轨迹和加工参数(位置、速度等),使刀具对工件进行切削加工,从而得到所需要的合格零件。如果采用自动车床、仿型车床或仿型铣床加工,虽然也能达到对加工过程实现自动控制的目的,但其控制方式是通过预先配置的凸轮、挡块或靠模来实现的。而在 CNC 机床上,传统加工过程中的人工操作均被数控系统的自动控制所取代。其工作过程是:首先要将被加工零件和进给速度的变换、冷却液的开关、工件和刀具的交换等控制和操作,按规定的代码和格式编成加工程序,然后将该程序送入数控系统。数控系统则按照程序的要求,先进行相应的运算、处理,然后发出控制命令,使各坐标轴、主轴以及辅助动作相互协调,实现刀具与工件的相对运动,自动完成零件

的加工。

2. 数控加工中的数据转换过程

CNC 系统的数据转换过程如图 1-15 所示。

(1) 译码

译码程序的主要功能是将用文本格式(通常用 ASC II 码)表达的零件加工程序,以程序段为单位换成刀补处理程序所要求的数据结构(格式),该数据结构用来描述一个程序段解释后的

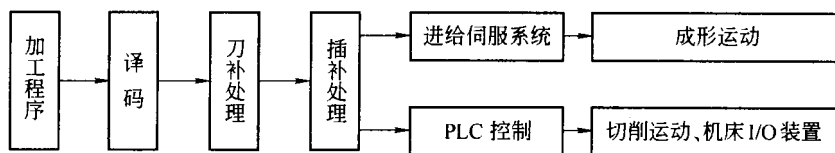


图 1-15 CNC 系统的数据转换过程

数据信息。它主要包括 X 、 Y 、 Z 等坐标值,进给速度,主轴转速, G 代码, M 代码,刀具号,子程序处理和循环调用处理等数据或标志的存放顺序和格式。

(2) 刀补处理(计算刀具中心轨迹)

为方便编程,零件加工程序通常是按零件轮廓或按工艺要求设计的进给路线编制的,而数控机床在加工过程中控制的是刀具中心(准确说是刀位点)轨迹,因此在加工前必须将编程轨迹变换成刀具中心的轨迹。刀补处理就是完成这种转换的处理程序。

(3) 插补计算

数控编程提供了刀具运动的起点、终点和运动轨迹,而刀具怎么从起点沿运动轨迹走向终点则由数控系统的插补装置或插补软件来控制。该程序以系统规定的插补周期 ΔT 定时运行,它将由各种线形(直线、圆弧等)组成的零件轮廓,按程序给定的进给速度 F ,实时计算出各个进给轴在 ΔT 内的位移指令 $(\Delta X_i, Y_i \dots)$,并送给进给伺服系统,实现成形运动。插补计算的原理及插补与加工精度的关系将在后面进一步讨论。

(4) PLC 控制

CNC 系统对机床的控制分为对各坐标轴的速度和位置的“轴迹控制”和对机床动作的“顺序控制”或“逻辑控制”。后者是指在数控机床运行过程中,以 CNC 内部和机床各行程开磁、传感器、按钮、继电器等开关信号状态为条件,并按预定先规定的逻辑关系对诸如主轴的起停、换向,刀具的转换,工件的夹紧、松开,液压、冷却、润滑系统的运行等进行控制。PLC 控制就是实现上述功能的功能模块。

通过以上介绍可知,数控加工原理就是将预先编好的加工程序以数据的形式输入数控系统,数控系统通过译码、刀补处理、插补计算等数据处理和 PLC 协调控制,最终实现零件的自动化加工。

二、数控加工工艺和数控加工工艺过程的概念、主要内容及特点

(一) 数控加工工艺和数控加工工艺过程的概念

1. 数控加工工艺

是采用数控机床加工零件时所运用各种方法和技术手段的总和,应用于整个数控加工工艺过程。数控加工工艺是伴随着数控机床的产生、发展而逐步完善起来的一种应用技术,它是人们大量数控加工实践的经验总结。

2. 数控加工工艺过程

是利用切削工具在数控机床上直接改变加工对象的形状、尺寸、表面位置、表面状态等,使其成为成品或半成品的过程。

(二) 数控加工工艺和数控加工工艺过程的主要内容

- (1) 选择并确定进行数控加工的内容;
- (2) 对零件图纸进行数控加工的工艺分析;
- (3) 零件图形的数学处理及编程尺寸设定的确定;
- (4) 数控加工工艺方案的制定;
- (5) 工步、进给路线的确定;
- (6) 选择数控机床的类型;
- (7) 刀具、夹具、量具的选择和设计;
- (8) 切削参数的确定;
- (9) 加工程序的编写、校验与修改;
- (10) 首件试加工与现场问题处理;
- (11) 数控加工工艺技术文件的定型与归档。

(三) 数控加工工艺的特点

由于数控加工具有加工自动化程度高、精度高、质量稳定、生产效率高、设备使用费用高等特点,使数控加工相应形成了下列特点。

1. 数控加工工艺内容要求具体、详细

如前所述,在用通用机床加工时,许多具体的工艺问题,如工艺中各工步的划分与安排、刀具的几何形状及尺寸、走刀路线、加工余量、切削用量等,在很大程度上都是由操作人员根据自己的实践经验和自行考虑和决定的,一般无须工艺人员在设计工艺规程时进行过多的规定,零件的尺寸精度也可由试切保证。而在数控加工时,原不可不在普通机床上由操作工人灵活掌握并可通过适时调整来处理的上述工艺问题,不仅成为数控工艺设计时必须认真考虑的内容,而且编程人员必须事先设计和安排好并做出正确的选择编入加工过程中。数控工艺不仅包括详细描述切削加工步骤,而且还包括工夹具型号、规格、切削用量和其他特殊要求的内容以及标有数控加工坐标位置的工序图等。在自动编

程中更需要确定详细的各种工艺参数。

2. 数控加工工艺要求更严密、精确

数控机床自适应性较差,它不能像普通机床加工时可以根据加工过程中出现的问题比较自由地进行人为调整。如在攻螺纹时,数控机床不知道孔中是否已挤满切屑,是否需要退刀清理一下切屑再继续进行,这些情况必须事先由工艺员精心考虑,否则可能会导致严重的后果。在普通机床加工零件时,通常是经过多次“试切”过程来满足零件的精度要求,而数控加工过程是严格按程序规定的尺寸进给的,因此要准确无误。在实际工作中,由于一个小数点或一个逗事情的差错而酿成重大机床事故和质量事故的例子屡见不鲜。因此,数控加工工艺设计要求更加严密、精确。

3. 制定数控加工工艺要进行零件图形的数学处理和编程尺寸设定值的计算

编程尺寸并不是零件图上设计的基本尺寸的简单再现,在对零件图进行数学处理和计算时,编程尺寸设定值要根据零件尺寸公差要求和零件的形状几何关系重新调整计算,才能确定合理的编程尺寸。这是编程前必须要做的一项基本工作,也是制定数控加工工艺要必须进行的分析工作(详细分析见第四章第三节)。

4. 制定数控加工工艺选择切削用量时要考虑进给速度对加工零件形状精度的影响

数控加工时,刀具怎么从起点沿运动轨迹走向终,由数控系统的插补装置或插补软件来控制的。根据插补原理分析,在数控系统已定的条件下,进给速度越快,则插补精度越低,插补精度越低,工件的轮廓形状精度越差(详细分析见后)。因此,制定数控加工工艺选择切削用量时要考虑进给速度对加工零件形状精度的影响,特别是高精度加工时影响非常明显。

5. 制定数控加工工艺时要特别强调刀具选择的重要性

复杂形面的加工编程通常要用自动编程软件来实现,由于绝大多数三轴以上联动的数控机床不具有刀具补偿功能,在自动编程时必须先选定刀具再生成刀具中心运动轨迹。若刀具预先选择不当,所编程序将只能推倒重来。

6. 数控加工工艺的特殊要求

(1)由于数控机床较普通机床的刚度高,所配的刀具也较好,因而在同等情况下,所采用的切削用量通常要比普通机床大,加工效率也较高。选择切削用量时要充分考虑这些特点。

(2)由于数控机床的功能复合化程度越来越高,因此,工序相对集中是现代数控加工工艺的特点,明显表现为工序数目少,工序内容多,并且由于在数控机床上尽可能安排较复杂的工序,所以数控加工的工序内容要比普通机床加工的工序内容复杂。

(3)由于数控机床加工的零件比较复杂,因此在确定装夹方式和夹具设计时,要特别注意刀具与夹具、工件的干涉问题。

7. 数控加工程序的编写、校验与修改是数控加工工艺的一项特殊内容普通工艺中划分工序选择设备等重要内容对数控加工工艺来说属于已基本确定的内容,所以制定数控加工工艺的着重点在整个数控加工过程的分析,关键在确定进给路线及生成刀具运动轨

迹。复杂表面的刀具运动轨迹生成需借助自动编程软件,既是编程问题,当然也是数控加工工艺问题。这也是数控加工工艺与普通加工工艺最大的不同之处。

三、数控加工工艺与数控编程的关系

1. 数控程序

输入数控机床,执行一个确定的加工任务的一系列指令,称为数控程序或零件程序。

2. 数控编程

即把零件的工艺过程、工艺参数及其他辅助动作,按动作顺序和数控机床规定的指令、格式,编成加工程序,再记录于控制介质(即程序载体,如磁盘等),输入数控装置,从而指挥机床加工并根据加工结果加以修正的过程。

3. 数控加工工艺与数控编程的关系

数控加工工艺分析与处理是数控编程的前提和依据,没有符合实际的、科学合理的数控加工工艺,就不可能有真正可行的数控加工程序。而数控编程就是将制定的数控加工工艺内容程序化。

第三节 数控机床的坐标系统

数控加工是基于数字的加工,刀具与工件的相对位置必须在相应坐标系下才能确定。数控机床的坐标系统,包括坐标系、坐标原点和运动方向,对于数控工艺制定、编程及操作,是一个十分重要的概念。比如在考虑装夹方案时,工件在普通机床或专用机床上找正或定位,目的是保证工件的定位基面(本质是设计基准)与刀具的相对位置关系,而在数控机床上找正或定位时,保证的是工件坐标系与机床坐标系的相对位置关系,即要保证工件坐标系各坐标轴与机床坐标系各对应坐标轴平行、正方向一致,工件坐标系原点位置则由对刀保证。由于工件在数控机床上一次安装往往加工许多工艺内容,工序集中,在确定工件坐标系时需考虑的因素必然很多,所以每一个数控工艺员、编程员和数控机床的操作者,都必须对数控机床的坐标系统有一个完整且正确的理解,否则,工艺制定、程序编制将发生混乱,操作时更会发生事故。为了使数控系统规范化(标准化、开放化)及简化数控编程,ISO(国际标准化组织)对数控机床规定了标准坐标系。

一、数控机床的坐标系

1. 标准坐标系和运动方向标准坐标系采用右手直角笛卡儿定则。基本坐标轴为 X、Y、Z 并构成直角坐标系,相应每个坐标轴的旋转坐标分别为 A、B、C,如图 1-16 所示。基本坐标轴 X、Y、Z 的关系及其正方向用右手直角定则判定,拇指为 X 轴,食指为 Y 轴,中指

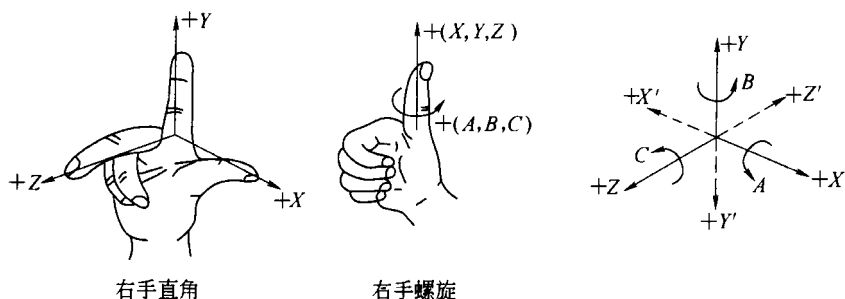


图 1-16 数控机床标准坐标系

为 Z 轴,围绕 X 、 Y 、 Z 各轴的回转运动及其正方向 $+A$ 、 $+B$ 、 $+C$ 分别用右手螺旋定则判定,拇指为 X 、 Y 、 Z 的正向,四指弯曲的方向为对应的 A 、 B 、 C 的正向。与 $+X$ 、 $+Y$ 、 $+Z$ 、 $+A$ 、 $+B$ 、 $+C$ 相反的方向相应用带“'”的 $+X'$ 、 $+Y'$ 、 $+Z'$ 、 $+A'$ 、 $+B'$ 、 $+C'$ 表示。注意： $+X'$ 、 $+Y'$ 、 $+Z'$ 之间不符合右手直角笛卡儿定则。

由于数控机床各坐标轴既可以是刀具相对于工件运动,也可以是反之,所以 ISO 标准规定

(1) 不论机床的具体结构是工件静止、刀具运动,或是工件运动、刀具静止,在确定坐标系时,一律看作是刀具相对静止的工件运动。

(2) 机床的直线坐标轴 X 、 Y 、 Z 的判定顺序是:先 Z 轴,再 X 轴,最后按右手定则判定 Y 轴。

(3) 坐标轴名(X 、 Y 、 Z 、 A 、 B 、 C)不带“'”的表示刀具运动;带“'”的表示工件运动,如图 1-16 所示。

(4) 增大工件与刀具之间距离的方向为坐标轴正方向。

2. 坐标轴判定的方法和步骤

(1) Z 轴

规定平行于机床主轴轴线的坐标轴为 Z 轴(见图 1-17、图 1-18、图 1-19)。对于有多个主轴或没有主轴的机床(如刨床)标准规定垂直于工件装夹面的轴为 Z 轴。对于能摆动的主轴,若在摆动范围内仅有一个坐标轴平行主轴轴线,则该轴即为 z 轴;若在摆动范围内有多个坐标轴平行主轴轴线,则规定其中垂直于工件装夹面的坐标轴为 z 轴。

规定刀具远离工件的方向为 Z 轴的正方向($+Z$)。

(2) X 轴

对于工件旋转的机床, x 轴的方向是在工件的径向上,且平行于横滑座,刀具离开工件旋转中心的方向为 X 轴正方向(见图 1-17);对于刀具旋转的立式机床,规定水平方向为 X 轴方向,且当从刀具(主轴)向立柱看时, X 轴正向在右边(见图 1-18);对于刀具旋转的卧式机床,规定水平方向仍为 X 轴方向,且从刀具(主轴)尾端向工件看时,右手所在方向为 x 轴正方向(见图 1-19)。

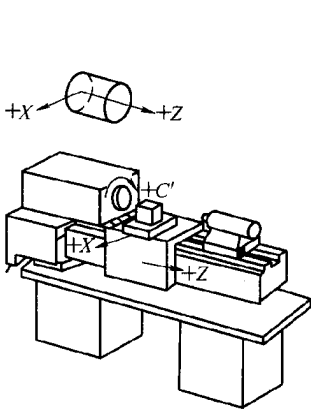


图 1-17 卧式车床

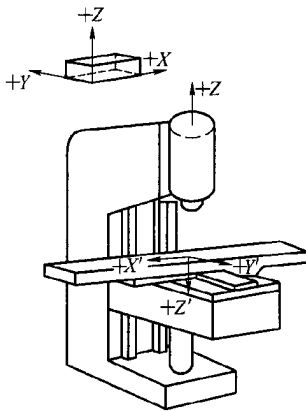


图 1-18 立式升降台铣床

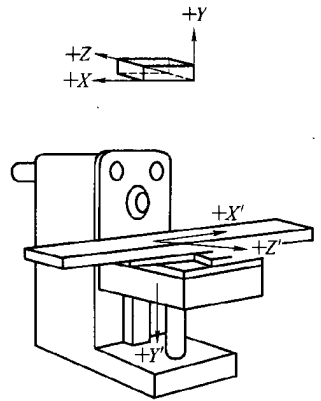


图 1-19 卧式铣床

(3) Y 轴

Y 轴垂直于 X、Z 坐标轴。Y 轴的正方向根据 X 和 Z 坐标轴的正方向按照右手直角笛卡儿定则来判断。

(4) 旋转运动 A、B 和 C

A、B 和 C 表示其轴线分别平行于 X、Y 和 Z 坐标的旋转运动。A、B 和 C 的正方向可按图 1-16 所示右手螺旋定则确定。判别实例如图 1-20、图 1-21 所示。

(5) 附加坐标轴的定义

如果在 X、Y、Z 坐标以外,还有平行于它们的坐标,可分别指定为 U、V、W,见图 1-20。若还有第三组运动,则分别指定为 P、Q 和 R。

(6) 主轴正旋转方向与 C 轴正方向的关系

主轴正旋转方向 从主轴尾端向前端(装刀具或工件端)看顺时针方向旋转为主轴正旋转方向。对于普通卧式数控车床,主轴的正旋转方向与 C 轴正方向相同。对于钻、镗、铣加工中心机床,主轴的正旋转方向为右旋螺纹进入工件的方向,与 C 轴正方向相反。所以不能误认为 C 轴正方向即为主轴正旋转方向。

二、机床坐标系与工件坐标系

1. 机床坐标系与机床原点、机床参考点(见图 1-22、图 1-23)

(1) 机床坐标系

机床坐标系是机床上固有的坐标系,是用来确定工件坐标系的基本坐标系,是确定刀具(刀架)或工件(工作台)位置的参考系,并建立在机床原点上。机床坐标系各坐标和运动正方向按前述标准坐标系规定设定。

(2) 机床原点

现代数控机床都有一个基准位置,称为机床原点,是机床制造商设置在机床上的一

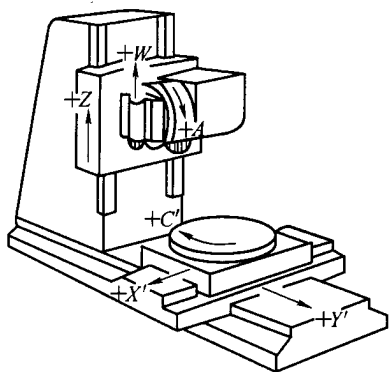


图 1-20 立式 5 轴数控铣床的坐标轴

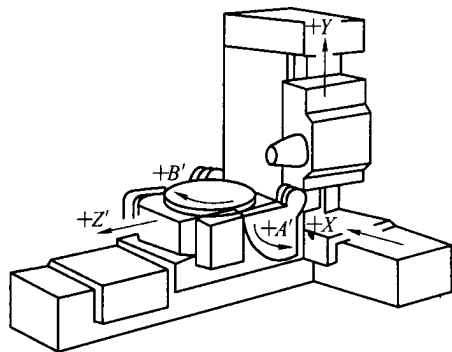


图 1-21 卧式 5 轴数控铣床的坐标轴

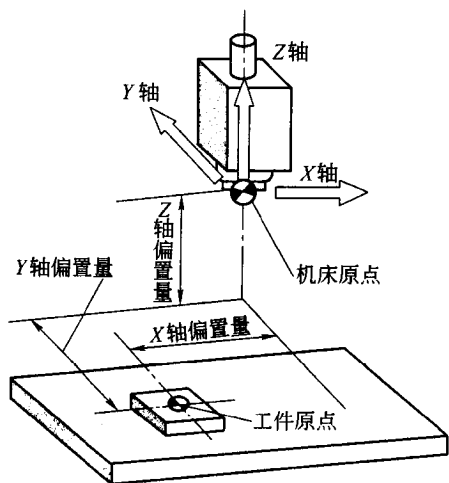


图 1-22 立式数控机床的坐标系

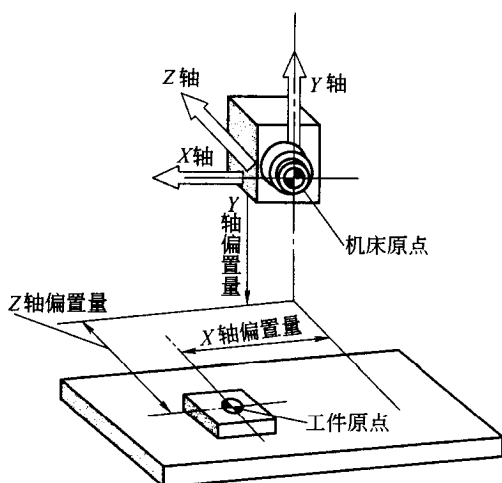


图 1-23 卧式数控机床的坐标系

物理位置,其作用是使机床与控制系统同步,建立测量机床运动坐标的起始点。机床上有一些固定的基准线,如主轴中心线;固定的基准面,如工作台面、主轴端面 and T 型槽侧面等。机床原点一般设在主轴位于正极限位置时的一基准点上,当机床的坐标轴手动返回各自的零点以后,用各坐标轴部件上基准线和基准面之间的给定距离来决定机床原点的位置。

(3) 机床参考点

与机床原点相对应的还有一个机床参考点,它也是机床上的一个固定点,通常不同于机床原点。一般来说,加工中心的参考点设在工作台位于负极限位置时的一基准点上。该极限位置通过机械挡块来调整和确定,但必须位于各坐标轴的移动范围内。为了在机床工作时建立机床坐标系,要通过参数来指定参考点到机床原点的距离,此参数通过精确测量来确定。一般,机床工作前,必须先进行回参考点动作,各坐标轴回零,才可建立机床

坐标系。参考点的位置可以通过调整机械挡块的位置来改变,改变后必须重新精确测量并修改机床参数。

2. 工件坐标系与工件坐标系原点

(1) 工件坐标系

编程人员在编程时设定的坐标系,也称为编程坐标系。在进行数控编程时,首先要根据被加工零件的形状特点和尺寸,在零件图纸上建立工件坐标系,使零件上的所有几何元素都有确定的位置,同时也决定了在数控加工时,零件在机床上的安放方向。工件坐标系的建立,包括坐标原点的选择和坐标轴的确定。

(2) 工件坐标系原点

也称为工件原点或编程原点,一般用 G92 或 G54 ~ G59 指令指定。

工件坐标系原点是由编程人员根据编程计算方便性、机床调整方便性、对刀方便性、在毛坯上位置确定的方便性等具体情况定义在工件上的几何基准点,一般为零件图上最重要的设计基准点。编程人员以零件图上的某一固定点为原点建立工件坐标系,编程尺寸均按工件坐标系中的尺寸给定,编程是按工件坐标系进行的。

加工时,首先测量工件原点与机床原点之间的距离,即工件原点偏置值(见图 1-22、图 1-23)。该偏置值可预存到数控系统中,在加工时工件原点偏置值便自动加到工件坐标系上,使数控系统可按机床坐标系确定加工时的坐标值,这样使用起来非常方便。

(3) 工件坐标系坐标轴的确定

坐标原点选定后,接着就是坐标轴的确定。工件坐标系坐标轴确定的原则为:根据工件在机床上的安放方向与位置决定 Z 轴方向,即工件安放在数控机床上时,工件坐标系的 Z 轴与机床坐标系 Z 轴平行,正方向一致,在工件上通常与工件主要定位支撑面垂直;然后,选择零件尺寸较长方向或切削时的主要进给方向为 X 轴方向,在机床上安放后,其方位与机床坐标系 X 轴方位平行,正向一致,过原点与 X、Z 轴垂直的轴为 Y 轴,并根据右手定则确定 Y 轴的正方向。

3. 装夹原点

有的机床还有一个重要的原点,即装夹原点,是工件在机床上安放时的一个重要参考点。装夹原点常见于带回转(或摆动)工作台数控机床或加工中心,一般是机床工作台上的一个固定点,比如回转工作台回转中心,在零位时其与机床原点的偏移量为定值并可通过精确测量存入 CNC 系统的原点偏置寄存器中,供 CNC 系统原点偏移计算用。卧式加工中心主轴和工作台回零后,其工作台回转中心与机床参考点重合。

第四节 插补原理及与加工精度和加工效率的关系

一、数控加工轨迹控制原理——插补原理

理解数控加工原理的关键就是理解插补原理。插补功能就是轨迹控制,它是数控加工的重要特征。正是因为有了插补功能,数控机床才能加工出各种形状复杂的零件。

如前所述,数控编程提供了刀具运动的起点、终点和运动轨迹,而刀具怎么从起点沿运动轨迹走向终点则由数控系统的插补装置或插补软件来控制。严格说来,为了满足加工要求,刀具中心轨迹应该准确地依照工件的轮廓形状生成。然而,对于复杂的曲线轮廓,直接计算刀具中心轨迹非常复杂,计算工作量很大,不能满足数控加工的实时性要求。因此,在实际应用中,常常采用一小段直线或圆弧去逼近(或称为拟合)曲线,即通常所说的直线和圆弧插补。插补的任务就是要根据进给速度的要求,完成在轮廓起点和终点之间的中间点的坐标值计算。目前常用的插补方法有两类:脉冲增量插补法和数据采样插补法。

1. 脉冲增量插补

脉冲增量插补是模拟硬件插补的原理,把计算机每次插补运算产生的指令输出到伺服系统,伺服系统根据进给脉冲进给,以驱动工作台运动。计算机每发出一个脉冲,工作台移动一个基本长度单位(脉冲当量),并且每次插补的结果仅产生一个行程增量,每进给一步(一个脉冲当量),计算机就要进行一次插补运算,进给速度受计算机插补速度的限制,因此很难满足现代数控机床高速度的要求。图 1-24 表示的是逐点比较法产生的圆弧插补走步轨迹。*CNC* 系统一般均用软件来完成这类算法。用软件实现的脉冲增量插补算法一般要执行 20 多条指令,如果 *CPU* 的时钟为 5 MHz,那么计算一个脉冲当量所需的时间大约为 $40\mu\text{s}$ 。当脉冲当量为 0.001 mm 时,可以达到的坐标轴极限速度为 1.5 m/min 。如果要控制两个或两个以上坐标,且承担其他必要的数控功能时,所能形成的轮廓插补进给速度将进一步降低。如果要求保证一定的进给速度,只好增大脉冲当量,使精度降低。此种方法,进给速度越快,脉冲当量值越大,加工误差就越大,例如将单坐标控制速度增加为 15 m/min 时,脉冲当量变为 0.01 mm 。因此脉冲增量插补输出的速率主要受插补程序所用时间的限制,它仅仅适用于中等精度和中等速度、以步进电动机为执行机构的开环数控系统。

2. 数据采样插补

数据采样插补是用小段直线来逼近给定轨迹,插补输出的是下一个插补周期内各轴要运动的距离,不需要每走一个脉冲当量插补一次,可达到很高的进给速度。随着直流、交流伺服技术和计算机的发展,数字式闭环伺服系统成为数控伺服系统的主流。采用这

类伺服系统的数控系统,一般都用数据采样插补。

数据采样插补原理是将加工一段直线或圆弧的时间划分为若干相等的插补周期,每经过一个插补周期就进行一次插补计算,算出在该插补周期内各坐标轴的进给量,边计算边加工,若干次插补周期后完成一个曲线段的加工,即从曲线段的起点走到终点。数据采样插补是根据用户程序的进给速度,将给定轮廓曲线分割为每一插补周期的进给段,即轮廓步长。每一个插补周期执行一次插补运算,计算出下一个插补点(动点)坐标,从而计算出下一周期各个坐标的进给量,如 ΔX 、 ΔY 等,进而得出下一插补点的指令位置。与脉冲增量插补法不同,由数据采样插补算法得出的不是进给脉冲,而是用二进制表示的进给量,也就是在下一插补周期中,轮廓曲线上的进给段在各坐标轴上的分矢量。计算机定时对坐标的实际位置进行采样,采样数据与指令位置进行比较,得出位置误差,再根据位置误差对伺服系统进行控制,使其消除误差,达到实际位置跟随指令位置的目的。插补周期可以等于采样周期,也可以是采样周期的整倍数。对于直线插补,动点在一个插补周期内运动的直线段与给定直线重合。对于圆弧插补,动点在一个插补周期内运动的直线段以弦线(或切线、割线)逼近圆弧。

圆弧插补常用弦线逼近的方法。如图 1-25 所示,用弦线逼近圆弧,会产生逼近误差 e_r 。设 δ 为在一个插补周期内逼近弦所对应的圆心角、 r 为圆弧半径,则

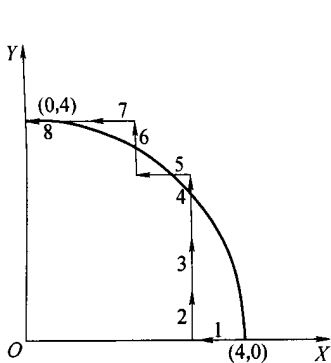


图 1-24 逐点比较法圆弧插补走步轨迹图

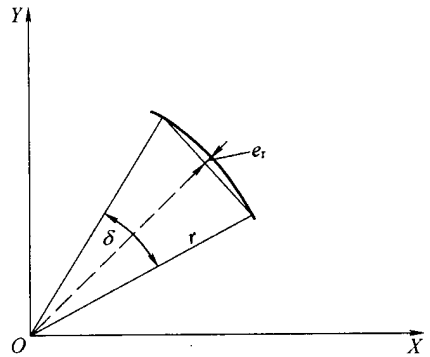


图 1-25 弦线逼近圆弧

$$e_r = r \left(1 - \cos \frac{\delta}{2} \right) \quad (1-14)$$

将上式中的 $\cos \frac{\delta}{2}$ 用幂级数展开,得

$$\begin{aligned} e_r &= r \left(1 - \cos \frac{\delta}{2} \right) \\ &= r \left\{ 1 - \left[1 - \frac{(\delta/2)^2}{2!} + \frac{(\delta/2)^4}{4!} \right] \right\} \end{aligned}$$

$$\approx \frac{\delta^2}{8} r \quad (1-15)$$

设 T 为插补周期, F 为刀具进给速度, 则进给步长(或插补步长)为 l

$$l = TF$$

用进给步长 l 代替弦长, 有

$$\delta \approx l/r = TF/r$$

将上式代入式(1-15), 得

$$e_r = \frac{l^2}{8} \cdot \frac{1}{r} = \frac{(TF)^2}{8r} \quad (1-16)$$

式(1-16)反映了逼近误差 e_r 与插补周期 T 、进给速度 F 和圆弧半径 r 的关系。

根据式(1-16)可以得到以下关系式:

$$l \leq \sqrt{8e_{r,允} r} \quad (1-17)$$

式中 $e_{r,允}$ —轮廓曲线允许的逼近误差;

r —圆弧半径;

l —轮廓步长, 即单位时间(插补周期)内的进给量。

二、插补原理、进给速度与加工精度和加工效率的关系

从式(1-16)可以看出, 逼近误差与进给速度、插补周期的平方成正比, 与圆弧半径成反比。在一台数控机床上, 允许的插补误差是一定的, 它应小于数控机床的分辨率, 即应小于一个脉冲当量。这样, 较小的插补周期可以在小半径圆弧插补时允许较大的进给速度。从另一角度讲, 进给速度、圆弧半径一定的条件下, 插补周期越短, 逼近误差就越小。但插补周期的选择要受计算机运算速度的限制。首先, 插补计算比较复杂, 需要较长时间; 此外, 计算机除执行插补运算之外, 还必须实时地完成其他工作, 如显示、监控、位置采样及控制等。所以, 插补周期应大于插补运算时间与完成其他实时任务所需时间之和。对于一个确定的数控系统, 插补周期一般是固定的, 如 System—7 系统的插补周期为 $8ms$ 。插补周期确定之后, 一定的圆弧半径应有与之对应的最大进给速度限定, 以保证逼近误差 e_r 不超过允许值。对脉冲增量插补, 进给速度越快, 则脉冲当量值越大, 加工误差也就越大。如前述, 当脉冲当量为 $0.001mm$ 时, 可以达到的坐标轴极限速度为 $1.5m/min$, 而坐标轴速度为 $15m/min$ 时, 脉冲当量变为 $0.01mm$ 。再根据数据采样插补原理分析, 采用数据采样插补时, 要根据加工直线或圆弧段的进给速度 F , 计算出每一个插补周期内的插补进给量, 即步长 l 。假定数控系统的插补周期为 $T = 8ms$, 进给速度 $F = 10000mm/min$, 则插补步长 $l = 1.33mm$ 。假设加工的圆弧半径为 $50mm$, 则产生的逼近误差 e_r 为 $0.0044mm$ 。显然, 插补周期越短, 插补精度越高, 进给速度越快, 插 $0.0044mm$ 。显然, 插补周期越短, 插补精度越高, 进给速度越快, 插补精度越低, 但效率越高。当加工精度要求很高(如微米级)时, 在数控系统一定的情况下, 进给速度的快慢将影响工件的形状精度, 同

时自然影响加工效率。

第五节 当今国际数控加工技术的发展趋势

进入 20 世纪 90 年代以来,随着国际上计算机技术突飞猛进的发展,数控技术正不断采用计算机、控制理论等领域的最新技术成就,使其朝着高速化、高精度、复合化、智能化、高柔性化及信息网络化等方向发展。整体数控加工技术向着 CIMS(计算机集成制造系统)方向发展。

1. 高速切削

受高生产率的驱使,高速化已是现代机床技术发展的重要方向之一。机床高速化既表现在主轴转速上,也表现在工作台快速移动和进给速度的提高,以及刀具交换、托盘交换时间的缩短上,并且具有高加(减)速率。

高速切削机床主轴的高转速减少了切削力,也减小了切削深度,有利于克服机床振动,排屑率大大提高,热量被切屑带走,传入零件中的热量减低,热变形大大减小,提高了加工精度,也改善了加工面粗糙度。因此,经过高速加工的工件一般不需要精加工。当今著名数控系统的进给率都有了大幅度的提高,目前的最高水平是在分辨率为 $1\ \mu\text{m}$ 时,最大快速进给速度可达 $240\text{m}/\text{min}$ 。在程序段长度为 $1\ \text{mm}$ 时,其最大进给速度达 $80\text{m}/\text{min}$,并且具有 $1.5g$ 的加减速率。主轴高速化的手段是采用电主轴(内装式主轴电动机)即主轴电动机的转子轴就是主轴部件,从而可将主轴转速大大提高。目前日本的超高速数控立式铣床,主轴最高转速达 $100\ 000\text{r}/\text{min}$,换刀时间可达 $0.9\ \text{s}$ (刀到刀)和 $2.8\ \text{s}$ (切削到切削),工作台(托盘)交换速度为 $6.3\ \text{s}$ 。

2. 高精度加工

高精度加工实际上是高速加工技术和数控机床的广泛应用的必然结果。以前汽车零部件的加工精度要求在 $0.01\ \text{mm}$ 数量级上,但随着计算机硬盘、高精度液压轴承等精密零件的增多,精整加工所需精度已提高到 $0.1\ \mu\text{m}$,加工精度进入了亚微米世界。

提高数控设备的加工精度,除通过提高机械设备的制造精度和装配精度外,还可通过减小数控系统的控制误差和采用补偿技术来达到。在减小 CNC 系统控制误差方面,通常采用提高数控系统的分辨率、以微小程序段实现连续进给、使 CNC 控制单位精细化、提高位置检测精度以及位置伺服系统采用前馈控制与非线性控制等方法。在采用补偿技术方面,除采用齿隙补偿、丝杆螺距误差补偿和刀具误差补偿等技术外,近年来设备的热变形误差补偿和空间误差综合补偿技术的研究已成为世界范围的研究热点。研究结果表明,综合误差补偿技术的应用可将加工误差减少 $60\% \sim 80\%$ 。

3. 复合化加工

机床高速化主要是从提高机床的运行速度来提高机床的加工生产率,而机床的复合化加工则是通过增加机床的功能,减少工件加工过程中的多次装夹、重新定位、对刀等辅

助工艺时间,来提高机床利用率的,因此复合化加工是现代机床技术发展的另一重要方面。

复合化加工减少了辅助工序,减少夹具和所需机床数量,因此降低了整体加工和机床维护费用。

复合化加工有两重含义:一是工序和工艺的集中,即在一台机床上一次装夹可完成多工种、多工序的任务。例如,数控车床普遍向车削中心发展,加工中心则趋向功能更多,五轴联动向五面加工发展,并增添铰孔、攻丝等功能。二是指工艺的成套,即企业向着复合型发展,以期为用户提供成套服务。

4. 控制智能化

随着人工智能技术的不断发展,并为满足制造业生产柔性化、制造自动化的发展需求,数控技术智能化程度不断提高,具体体现在以下几个方面:

(1) 加工过程自适应控制技术

通过监测加工过程中的刀具磨损、破损、切削力、主轴功率等信息并反馈,利用传统的或现代的算法进行调节运算,实时修调加工参数或加工指令,使设备处于最佳运行状态,以提高加工精度和设备运行的安全性,降低工件表面粗糙度值。

(2) 加工参数的智能优化与选择

将加工专家或技工的经验、切削加工的一般规律与特殊规律,按人工智能中知识表达的方式建立知识库存入计算机中,以加工工艺参数数据库为支撑,建立专家系统,并通过它提供经过优化的切削参数,使加工系统始终处于最优和最经济的工作状态,从而达到提高编程效率和加工工艺技术水平,缩短生产准备时间的目的。目前已开发出带自学习功能的神经网络电火花加工专家系统。日本大隈公司的7000系列数控系统带有人工智能式自动编程功能。

(3) 故障自诊断功能

故障诊断专家系统是诊断装置发展的最新动向,其为数控设备提供了一个包括二次监测、故障诊断、安全保障和经济策略等方面在内的智能诊断及维护决策信息集成系统。采用智能混合技术,可在故障诊断中实现以下功能:故障分类、信号提取与特征提取、故障诊断专家系统、维护管理。

(4) 智能化交流伺服驱动装置

目前已开始研究能自动识别负载,并自动调整参数的智能化伺服系统,包括智能主轴交流驱动装置和智能化进给伺服装置。这种驱动装置能自动识别电动机及负载的转动惯量,并自动对控制系统参数进行优化和调整,使驱动系统获得最佳运行。

5. 互联网络化

随着信息技术和数字计算机技术的发展,尤其是计算机网络的发展,世界正在经历着一场深刻的“革命”。在以网络化、数字化为基本特征的时代,网络化、数字化以及新的制造哲理深刻地影响新世纪的制造模式和制造观念。作为制造装备的数控机床也必须适应新制造模式和观念的变化,必须满足网络环境下制造系统集成的要求。网络功能正逐渐

成为现代数控机床、数控系统的特征之一。诸如现代数控机床的远程故障诊断、远程状态监控、远程加工信息共享、远程操作(危险环境的加工)、远程培训等都是以网络功能为基础的。如美国波音公司利用数字文件作为制造载体,首次利用网络功能实现了无图纸制造波音 777 新型客机。

6. 计算机集成制造系统(Computer Integrated Manufacturing System, CIMS)

近几十年来,特别是近 20 年来,微电子科学与技术、计算机科学与技术、控制科学与技术、信息科学与技术以及系统科学与技术等获得了迅速的发展,它们与机械制造相结合,为机械制造自动化提供了重要的系统理论、方法与实现的技术,使制造系统的各个子系统之间,可以用统一的数据形式、语义定义实现信息传递与信息资源共享,从而取代产品工程蓝图或其他技术文件。经自动化工厂“通信网络”连接的各个子系统,可构成一个有机联系的整体,即自动化工厂。计算机集成制造反映了制造系统的这一新发展。计算机集成制造系统则是技术上的具体实现,它能为现代制造企业追求在激烈变化中、动态市场条件下,具有快速、灵活响应的竞争优势提供所要求的战略性系统技术。

一般认为,CIMS 应由下列六个子系统组成:

- (1) 计算机辅助经营和生产管理系统;
- (2) 计算机辅助产品设计/制造等开发工程系统;
- (3) 自动化制造加工系统;
- (4) 计算机辅助储运系统;
- (5) 全厂质量控制系统;
- (6) 数据库与通信系统。

计算机集成制造系统的发展可以实现整个机械制造厂的全盘自动化,成为自动化工厂或无人化工厂,是自动化制造技术的发展方向。