

# 第一章 绪论

在机械加工企业，以前所承受的钢管切割方法主要有锯割、车削、砂轮切割、气焊切割、电火花线切割、激光切割等方法。这些钢管切割方法在不同程度上都存在着切割效率低、工人劳动强度大、材料消耗等缺点。

锯割中严峻的摩擦消耗了大量的能源，同时产生大量的锯屑，铺张大量的钢材，相对应的锯片损耗也很严峻。

车削产生切屑，材料成材率低，既耗能又铺张材料。

砂轮切割承受高速旋转的砂轮片切割钢管，产生高分贝的噪声和大量的铁屑，同时砂轮损耗大。在娴熟的手工操作中，砂轮可进展快速、准确地切割，而且切口整齐、无毛刺。砂轮机一般安装有冷却系统，这样，既可以削减粉尘，又可以防止对材料造成热损伤。

气焊切割〔即氧——乙炔切割〕是利用氧——乙炔预热火焰使金属在纯氧气流中能够猛烈燃烧，生成熔渣和放出大量热量的原理而进展的。此法产生大量烟气，切口粗糙、凹凸不平、铺张材料。

电火花线切割利用电火花的瞬时高温可以使局部的金属熔化、氧化而被腐蚀掉，生产效率相对也比较低。

激光切割承受激光束照耀到钢管材料外表时释放的能量来使钢管材料熔化并蒸发，但是激光切割设备的价格相当昂贵，效率相对也比较低。

由此可见以前使用的钢管切割工艺方法已不能满足高效、节能和环保的要求，必需进展技术创，开发高效、节能、节材又环保的钢管切割工艺和设备。本文即针对此要求开发了一种高效且自动化程度高的钢管自动切断机床

## 1.1 本课题争论的意义和目的

钢管切割机的作用是按坯料定尺长度要求，将长钢管切成坯料段，使之满足下一道工序的加工生产要求。

为了满足现代文明生产的要求，切管工艺及切管机应到达以下要求：

- ① 切断的坯料的尺寸精度以及断口外形、外表质量应到达要求；
- ② 尽量削减切割过程的功率消耗，以实现节能；
- ③ 保证少或无切屑、工具磨损小，以实现节材；
- ④ 劳动强度小，自动化程度高，以提高加工效率；
- ⑤ 生产安全与环保。

上述要求就是本文的争论目标，我国的切管机工业虽然取得了较大的进步与成绩，

但是与先进的工业国家相比，差距还是比较大的。我国的钢管切断机床机行业的现状是全国的切管机拥有量大，但是设备水平落后，低档多、中高档少，成套性差，机械化、自动化水平低，劳动生产率低下等的状况。虽然我国厂多人众，却没有把握高效钢管切

断机床的关键技术，数控切管机还需要大量进口，生产不能满足需求，而且在进展速度上落后于韩国、台湾地区等，严峻影响了我国切管机装备水平的提高。

实现工业现代化所需的各类装备和设施，都离不开高效钢管切断机与根底制造装备。所以说快速提高我国的切管机技术，是任重道远，意义重大的。

因此，本文选择高效、节能的自动钢管切断液压机床的争论与设计作为本位论文课题，既具有巨大的现实意义。

## 1.2 国内外钢管切断机及技术的进展概况

中国的切管机与根底制造装备经过上世纪末和本世纪初的进展，特别是 2023~2023 年，我国连续三年成为世界上最大的切管机生产国，经过努力，我国的机床和根底制造装备取得了长足进步，国内市场占有率稳步提高，一批大型企业快速崛起，甚至兼并国外知名企业，猎取学问产权和优秀人才，首台应用取得突破。

### 1) 国外切管机及技术的进展概况

近几年，国外切管机产品以信息技术为先导，在电控、液压掌握系统、自动操纵、可视化操作、准确定位与作业、故障诊断与监控、节能与环保等方面，进展了大量的争论，开发出很多构造〔或系统〕和产品，提高了切管机的高科技含量，促进了切管机行业的快速进展。

各工业兴旺国家，如德国、日本、美国、英国和俄罗斯等都不断进展和完善了各式各样的切管设备〔包括光电跟踪切管机和数控切管机〕，由单一的火焰切管进展为具有高能等离子弧切管、激光切管及综合性的切管技术。被裁切的材料也从碳钢、不锈钢、铜、铝等金属，扩大到绝大局部非金属材料，使切管的效率、切管的断面质量，以及切管的尺寸精度均到达了一个的水平[6]。

德国 Cypress 焊接设备公司近研制了 1 台型自动切管机 MM1。该切管机为计算机掌握的双辊式运行模式，能在钢管上自动切割各种外形、轮廓和大小的孔洞，切割钢管直径范围在 50mm~406mm 之间。该切管机辊式接收台的根本长度可容纳 1830mm 长的钢管，并且可以按 2500mm 为一级增加长度，最长可以增加 4 级，到达 10m 长。切管时，辊式接收台用三爪夹盘夹紧钢管旋转。并且，同时沿钢管轴线方向前后运动切刀进展切割[7]。

德国曼内斯曼德马克公司制造的钢管飞铣切管机，可以切断在线的或静止的钢管，切管范围：直径 60.8mm~610 mm，壁厚 2mm~50 mm，该切管机是国外同类产品中技术性能比较先进的一种[8]。

日本板桥机械公司设计制造的全自动切管机 M218027，对口径  $\varnothing 300$  的铁管约 7 分钟既可切断，并且可以在水中进展作业，假设一个人单独操作安装也是简洁便利的，只需要 1 分钟，格外便利，小型轻松，主机重量只有 8 公斤，最大切割厚度(深度)到达 60mm。

### 2) 国内切管机及技术的进展概况

当前，我国钢管切断机与根底制造装备行业仍旧存在的突出问题是：自主开发力量薄弱，专业化的配套体系尚未形成，功能部件的进展滞后，产品自动化水平低，牢靠性、精度保持性差。

改革开放 40 多年以来，我国数控切管机产量增加近 200 倍，拥有量增加了 500 倍左右。2023 年，我国切管机产值达 107.5 亿美元，同比增长 44.14%，占全世界切管机产值总量的 14.7%，这是我国连续第三年切管机产值位居世界第三。2023 年，我国切管机产量的数控化率从 2023 年的 9.12% 上升到 20.31%，产值数控化率从 26.2% 上升到 44%；国产切管机市场占有率从 39.3% 提高到 56.3%，这是国产切管机市场占有率首次突破 50% [9]。但是与先进的工业国家相比，差距还是比较大的。各有关单位包括生产切管装备的企业在内，先后研制和开发了各种半自动和全自动的切管设备 [4]。

天津和丰机械制造是专业制造金属管材类加工机械设备的企业，最近推出型 CNC 超高速切管机，8 小时连续切断 7000 刀，切管范围：直径 76mm~175mm，壁厚 2mm~50mm，是国内同类产品和技术性能比较先进的一种 [10]。

在产品技术方面，国外管材钢管切断机的主要特点正是我们的主要差距

- ① 标准化、系列化和通用化；
- ② 自动化、智能化；
- ③ 节能、环保；
- ④ 速度低、精度低、牢靠性低。

由于管材的材料、外形、壁厚、和下料长度等差异都很大，所以即使是同一类型的管材切割机，也不行能广泛适应各种管材的切割，必需要有针对性的去设计争论或承受不同的机构或不同的材料。近年来，我国切管机行业虽然承受了一些 PLC 和具有智能掌握的仪器仪表，但总体来说，大多数还处于低水平的机电掌握，还没有带有数据存储、采集、修正功能的切管机。

综上所述，要推动我国钢管切断机械工业的进展，钢管切断机的争论和开发不容无视，要亲热关注国外同类产品的进展动态，准确选择和把握我国切管机的进展重点和方向，以推动我国经济的不断进展。

### 1.3 课题争论的主要内容

本课题的目标是设计一款钢管自动切断机床带有工件液压定位与夹紧装置。其中包括了系统方案的论证、主要参数确实定和元件的选择、液压系统性能验算、液压装置的构造设计。

本文的构造如下：

#### 第一章：绪论

简要阐述钢管切断的种类的优缺点、争论的目的和意义，综述国内外切管工艺的资料，总结出本文的主要内容。

### 其次章：系统方案的论证

包含液压切段方式的优缺点，液压传动系统工作原理和组成，液压传动的形式，液压泵站的方案，液压传动系统核心元件，液压执行元件的方案论证吧，液压掌握局部的方案论证，电气掌握局部的方案论证，拟定原理图。

### 第三章：主要参数确实定和元件的选择

液压元件：液压缸的负载，活塞杆的长度和强度校核的设计和计算，以及各个阶段的压力和流量的计算，确定管道的尺寸和系统元件的选择

### 第四章：液压系统性能验算

有系统压力损失的验算，系统发热升温的计算，以此来确定系统是否合格能否正常运转，液压系统的维护保证系统后期系统的稳定。

### 第五章：液压装置的构造设计

包含液压装置的类型的选择，液压泵站的选择以及掌握阀的连接方式，并通过集成块的设计让系统更节约空间，便与修理和治理

## 其次章 系统的方案论证

### 2.1 液压式切断方式的优点

切割机的原理是当钢筋进入机器承料架时,向前触动定尺信号,该信号动身液压装置进展运动,带动活塞杆头部的切刀向下运动,这样就可以切断钢筋。这就是液压切割机的简要原理。虽然液压切割机的消灭晚于机械式的切割装置但是其优越性格外明显,这也是为什么液压切割机能够占据市场的缘由。其优势大致表现为:

(1) 液压的可调控性使液压作用可以产生很大的冲击力,这样在对钢筋进展剪切是可以适应各种钢筋的强度,这样可以提高剪切的效率。

(2) 由于传动系统主要是液压系统,液压本身的特性就是噪音低,而且由于削减了纯粹的机械传动过程简化了设备构造,削减了部件的磨损,提高了使用寿命。

(3) 由于液压系统的压力可控性,使得切割机实现了一机多用的实际操作功能,可以进展多种加工工作,如弯折、穿孔等。

(4) 提高了工作的牢靠性,设备中削减了各种离合装置,使得机器不会由于离合问题而产生连切。同时使得设备很简洁实现自动化,引入掌握系统实现定尺剪切,并可以保证质量。

(5) 随着技术的进步,超高压小流量的液压技术应用到了切割机上,使得设备的体积和重量大大减轻,设备更简洁携带。

### 2.2 液压传动系统工作原理和组成

液压传动是以液体为工作介质来传递动力的,而动力是以液体在密封容腔内所形成的压力能来传递动力的,液压传动的工作介质是在受掌握、受调整的状态下进展工作的。

液压系统主要由动力元件、执行元件、掌握调整元件、关心元件、工作介质五局部组成

- 1) 液压动力元件。液压动力元件指液压泵,它是将动力装置的机械能转化成为液压能的装置,其作用是为液压传动系统供给压力油,是液压床系统的动力源。
- 2) 液压执行元件。液压执行元件指液压缸或液压马达,它是将液压能转化成机械能的装置,其作用是在液压油的推动下输出力和速度或转矩和转速,其驱开工作装置做功
- 3) 液压掌握调整元件。它包括各种阀内元件,其作用是用来掌握液压传动系统中油液的流淌方向、压力和流量,以保证液压执行元件和工作装置完成制定工作
- 4) 液压关心元件。液压关心元件如油箱、油管、滤油器等,它们保证对液压传动系统正常工作有着重要的作用
- 5) 液压工作介质。工作介质指传动液体,通常被称为液压油或液压液

## 2.1 液压传动系统的形式

依据液流循环方式的不同，液压传动系统可以分为开式循环系统和闭式循环系统两种

开式循环系统的优缺点：

- 1) 系统比较简洁
- 2) 系统散热条件较好
- 3) 由于油泵直接从油箱吸油，因此油箱需要较大的容积
- 4) 由于油箱较大，空气和油液及管路接触的时机较多，简洁渗入管路，造成管路振动
- 5) 当系统中承受不行自吸的油泵时，需要一个较大的关心的供油泵

闭式循环系统的优缺点

- 1) 系统比较简单
- 2) 系统中的流量根本都在主油管内循环，与邮箱中交换的油量仅为系统中泄露的那一局部，因此系统的散热条件比较差，管路简洁发热。为了该散这种状况，可以承受流量较大的关心泵，增加与油箱交换的油量，成为一种半闭式循环系统
- 3) 油箱所需的容积比较小，比较紧凑
- 4) 无论是低压管道还是高压管道都有肯定的压力，因此空气进入管道的时机很少，运转比较平稳
- 5) 由于系统中的流量基本上都在主管路内循环，同时在关心泵的出口管路中可以承受过滤精度比较高的滤油器，因此系统比较简洁保持干净
- 6) 由于闭式系统中一般都是承受变量轴向柱塞泵，因此，在一般状况下不需要用换向阀来转变油马达的运动方向，削减了换向时的冲击

由上可见，开式液压系统使用在功率比较小的机构，而闭式液压系统则适用于液压泵由电动机带动的下述机构：外负载大且换向频繁的机构，重力下降机构，外负载大的重力下降机构

## 2.2 液压泵站的方案论证

### 2.4.1 液压泵

在液压传动系统中，液压泵是驱动装置把输入的机械能装换成为油液的压力能再输入到系统中去，属动力元件，液压泵是靠密封工作腔的容积变化来工作的，其输出油液流量的大小，由密封工作腔的容积变化量和单位时间内的变化次数决定的。

液压泵的主要技术参数包括：压力、排量、流量、转速、功率、效率等。

依据构造形式的不同，液压泵可以分为齿轮式、叶片式、柱塞式和螺旋式等类型。依据密封腔容积变化量能否调整，液压泵又分为定量式和变量式两类。

而其中叶片泵在机床、工程机械、船舶、压铸及冶金设备中应用格外广泛，和其他液压泵相比叶片泵具有构造紧凑、体积小、流量均匀、运转平稳、噪声低等优点。叶片泵分的作用式和双作用式。

单作用叶片泵的工作原理是定子内外表是一个圆形，转子和定子之间有一偏心量  $e$ ，两端的配流盘上各只开有一个吸油窗口。当转子旋转一周时，每一叶片在转子槽内往复滑动一次，每相邻两叶片间的密封腔容积发生一次增大和缩小的变化，容积增大时通过吸油窗吸油，容积减小时通过压油窗口将油挤出。由于改变定子和转子间的偏心距  $e$  值，可以改变泵的排量，故单作用叶片泵可作为变量泵。

双作用液压泵的工作原理当转子在传动轴带动下转动时，叶片在离心力和底部液压力的作用下压向定子的内外表，在叶片、转子、定子、与配流盘之间构成若干个密封空间。当叶片从小半径曲线段向大半径曲线段滑动时叶片外伸，这是所构成的密封容积由小变大，形成局部真空，油液便经吸油窗口吸入，而处于从大半径曲线段向小半径曲线段滑动的叶片缩回，所构成的密封容积由大变小，其中的油液受到挤压，经过压油窗口压出。这种叶片泵每转一周，每个容积腔完成两次吸、压油过程。此泵的排量不可调故为定量泵。

从节约能量，削减发热考虑，泵源系统宜选用单作用叶片泵。

## 2.4.2 液压传动系统关心元件

液压传动系统关心元件有滤油器、油箱、管件、密封件、压力表和压力表开关、热交换器和液压蓄能器等。液压关心元件和液压元件一样，都是液压系统中不可缺少的组成局部。它们对系统的性能、效率、温升、噪声和寿命的影响极大。

液压蓄能器主要作用是储存油液的压力能

- (1) 作为动力源，短期大量供油。
- (2) 维持系统压力。
- (3) 吸取系统脉动，缓和液压冲击。

液压蓄能器有：活塞式液压蓄能器，这种蓄能器构造简洁、寿命长主要用于大容量蓄能器。皮囊式液压蓄能器，这种液压蓄能器密封牢靠，且皮囊惯性小，反应灵敏，抑制了活塞式的缺点，广泛应用。薄膜式液压蓄能器，其主要是利用薄膜的弹性储存、释放压力能。主要用于小容量的场合。弹簧式液压蓄能器，其主要是利用弹簧的压缩和伸长来储存、释放压力能。构造简洁但容量小。

## 2.4.3 油箱

油箱在液压系统中的主要功用是：

- 1) 储放系统工作用油。
- 2) 散发系统工作时所产生的热量。
- 3) 分离油液中混入的空气。



4) 沉淀污物。

液压系统中油箱有整体式油箱、分别式油箱、分开式油箱、闭式油箱、上置式油箱、下置式油箱、旁置式油箱等之分。

整体式油箱是承受主机的内腔作为油箱，构造紧凑、易于回收漏油，但修理不便，散热条件不好，且会使主机产生热变形。分别式油箱单独设置，与主机分开，削减了油箱发热和液压源的震惊对主机工作精度的影响，应用较为广泛。

所谓开式油箱是油箱液面和大气相通的油箱应用最广。而闭式油箱则是油箱液面和大气隔绝。这种油箱的特点在于泵的吸油条件较好，但系统的回油管、泄油管要承受背压。油箱还须配置安全阀。电接点压力表等以稳定充气压力，所以它只在特别场合下使用。

依据设计要求，本次设计承受的是分别式的开式上置式油箱。

## 2.3 液压执行元件的方案论证

液压缸是一种将油液的压力能转化为机械能驱开工作装置往复直线运动或往复摇摆的能量转换装置。

液压缸是将液体的压力能转换成机械能的执行元件，液压缸一般用于实现直线往复运动和摇摆运动等。由于它的构造简洁，工作牢靠，因而在液压传动系统中得到广泛的应用。由于本系统中的液压缸是用作推动钢管自动切断机床工作台，实现的是直线往复运动，所以本次设计承受液压缸。

液压缸的种类繁多。按构造特点分为活塞式、柱塞式和摇摆式；按作用方式可分为单作用和双作用液压缸。单作用液压缸只能使活塞做单方向运动，即液压油只是通向液压缸的一腔，而反方向运动则必需依靠歪理（如弹簧或自重等）来是实现。双作用液压缸有两个工作油口，活塞的往复运动都是在压力油的作用下实现的。按构造形式液压缸又可分为柱塞式液压缸、活塞式液压缸、摇摆式液压缸、组合式液压缸。

液压缸主要有缸筒、缸盖、活塞、活塞杆、密封件等零件组成。活塞式液压缸有双活塞杆式和单活塞杆式。

单杆活塞液压缸构造简洁，应用相当广泛。由于两个工作腔的活塞有效作用面积不一样，其连接方式具有三种，分别是无杆腔进油、有杆腔进油和差动连接。由于差动连接时，当单杆活塞缸两腔同时进入液压油，由于无杆腔受力面积大于有杆腔的受力面积，使得活塞向右的作用力大于向左的作用力，因此活塞杆座伸出运动，并将有杆腔的油液挤出流进无杆腔，加快了活塞杆的伸出速度。

在实际应用中液压传动系统常通过掌握阀来转变单杆活塞缸的油路连接，是他有不同的工作方式从而获得快进〔差动链接〕-工进〔无杆腔进油〕-快退〔油缸腔进油〕的工作循环。所以系统承受的液压缸是双作用活塞式，这样才能保证工作循环中快进、工进和快退的动作的有效实现。综合考虑，机床工作台液压系统

承受的执行元件承受直线往复双作用单活塞式液压缸。

## 2.4 液压掌握局部的方案论证

液压系统中的掌握元件是指各类液压掌握阀，其功用是通过掌握油液流淌方向、有液压力和油液流量的元件。这些液压掌握阀，可以对液压执行元件的启动、停顿、方向、速度、动作挨次和抑制负载的力量等进展掌握和调整，使液压设备能够按要求协调的进展工作。

液压阀按用途可分为压力掌握阀〔溢流阀、减压阀、挨次阀〕和流量掌握阀〔节流阀、调速阀〕、方向阀〔单向阀、换向阀〕。

液压阀的工作原理是利用阀芯在阀体内的相对运动来转变发出口的通断面积，从而掌握压力、流量和方向。

### 2.6.1 方向掌握阀

方向掌握阀是用来使液压系统中的油路通断或转变油液的流淌方向，从而掌握液压执行元件的启动或停顿，转变其运动方向的阀类，如单向阀、换向阀等。

单向阀有一般单向阀和液控单向阀两类。一般单向阀的作用是使油液只能沿正方向流淌，不许它反向倒流。液控单向阀具有良好的反向密封性能，通常用于保压、锁紧和平衡等回路。

换向阀是利用阀芯和阀体见相对位置的不同来变换阀体上各主油路的通断关系，实现各油路连通、切断、或转变液流方向的阀类。依据构造形式，换向阀可以分为滑阀式、转阀式、球阀式和锥阀式。依据掌握方式，换向阀可分为手动、机动、电磁掌握、液动、电液动。依据工作位置和掌握的通道数，换向阀可分为二位二通、二位三通、二位四通、三位四通等。

### 2.6.2 流量掌握阀

流量掌握阀是通过转变阀口通流截面面积，从而掌握液压执行元件的运动速度。流量掌握阀包括节流阀、调速阀。

节流阀转变节流口通流截面面积，则可调整过此阀的液体流量。节流阀的输出流量与节流口的构造形式有关

调速阀是由差压式减压阀与节流阀串联而成的组合阀。其中节流阀用来调整通过阀的流量，查亚哈斯减压阀则自动补偿调速发两端压差变化的影响，使节流阀前后的压差为定值，消退了负载变化对流量的影响。

### 2.6.3 压力掌握阀

压力掌握阀是用来调整和掌握液压系统中油液压力大小的阀类。依据其功能和用途可分为溢流阀、减压阀、挨次阀、压力继电器等，它们的共同特点是利用作用于阀芯上的液压作用力和弹簧力相平衡的原理进展工作。

溢流阀是主要是用来溢去系统多余油液，在溢流的同时使阀前压力保持根本恒定，并且可以调整溢流压力。溢流阀在系统中应用：

- 1) 溢流定压
- 2) 过载保护
- 3) 形成背压
- 4) 实现远程调压
- 5) 使液压泵卸荷

减压阀主要用于降低系统某一支路的油液压力，是同一系统能有两个或者多个不同压力的回路。油液流经减压阀后能使压力降低并保持恒定。减压阀在系统定位、夹紧、分度、掌握油路等支路需要稳定低压中

挨次阀在液压传动系统中如同自动开关，原来掌握多个执行元件的挨次动作。它以进口压力油或外来压力油的压力为信号，当信号压力到达调定值时，阀口开启，是所在油路自动接通。在液压床单系统中的应用：挨次动作回路，平衡回路

在本系统中承受溢流阀来对系统起过载保护作用，承受减压阀使支路液压恒定。

## 2.5 电气掌握局部的方案论证

本系统为自动切断液压机床承受 PLC 掌握。通过 PLC 掌握系统来掌握各个液压油路中电磁铁的开启和关闭。保证系统依据程序来循环进展。PLC 掌握简化了电控系统，省去了诸多继电器之类的固体电子器件，简化了繁杂的硬件接线线路，而且是掌握具有极强的柔性和功能的可拓展性。其体积小、功耗低、寿命长、牢靠性高、同单板微机掌握相比，PLC 接口简洁，软件设计简洁把握，抗干扰力量强，调试维护便利。

### 2.7.1 继电器掌握

压力继电器是利用液体的压力来启闭电气触点的液压电气转换元件。通常由压力——位移转换局部和微动开关两局部组成，当系统压力到达压力继电器的调定值时，发出电信号，使电气元件〔如电磁铁、电机、时间继电器、电磁离合器等〕动作，使油路卸压、换向，执行元件实现挨次动作，或关闭电动机使系统停顿工作，起安全保护作用等。压力继电器有柱塞式、膜片式、弹簧管式和波浪管式四种构造形式，承受最广泛的弹簧管式和柱塞式。

本次系统设计承受柱塞式压力继电器。

## 2.7.2 PLC 掌握

PLC 的英文全称是: Programmable logic Controller, 可编程规律掌握器, 一种数字运算操作的电子系统, 专为在工业环境应用而设计的。它承受一类可编程的存储器, 用于其内部存储程序, 执行规律运算, 挨次掌握, 定时, 计数与算术操作等面对用户的指令, 并通过数字或模拟式输入/输出掌握各种类型的机械或生产过程。是工业掌握的核心局部。PLC 掌握器主要是指数字运算操作电子系统的可编程规律掌握器, 用于掌握机械的生产过程。它主要有电源, 中心处理单元 cpu、存储器、输入输出接口电路、功能模块、通讯模块组成

其工作原理如下:

当 PLC 投入运行后, 其工作过程一般分为三个阶段, 即输入采样、用户程序执行和输出刷三个阶段。完成上述三个阶段称作一个扫描周期。在整个运行期间, PLC 的 CPU 以肯定的扫描速度重复执行上述三个阶段。

(一) 输入采样阶段 在输入采样阶段, PLC 以扫描方式依次地读入全部输入状态和数据, 并将它们存入 I/O 映象区中的相应得单元内。输入采样完毕后, 转入用户程序执行和输出刷阶段。在这两个阶段中, 即使输入状态和数据发生变化, I/O 映象区中的相应单元的状态和数据也不会转变。因此, 假设输入是脉冲信号, 则该脉冲信号的宽度必需大于一个扫描周期, 才能保证在任何状况下, 该输入均能被读入。

(二) 用户程序执行阶段

在用户程序执行阶段, PLC 总是按由上而下的挨次依次地扫描用户程序 (梯形图)。在扫描每一条梯形图时, 又总是先扫描梯形图左边的由各触点构成的掌握线路, 并按先左后右、先上后下的挨次对由触点构成的掌握线路进展规律运算, 然后依据规律运算的结果, 刷该规律线圈在系统 RAM 存储区中对应位的状态; 或者刷该输出线圈在 I/O 映象区中对应位的状态; 或者确定是否要执行该梯形图所规定的特别功能指令。

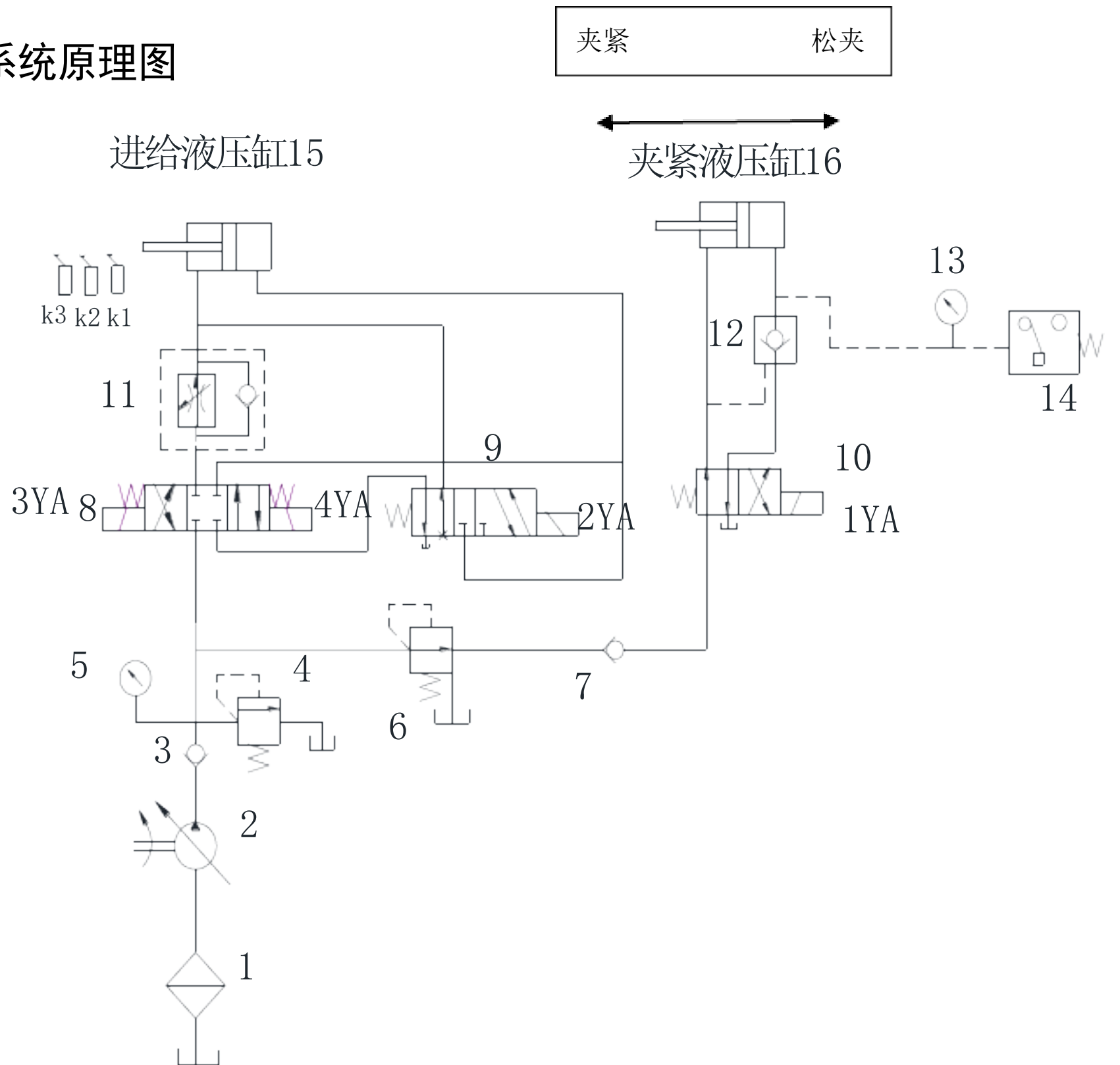
即, 在用户程序执行过程中, 只有输入点在 I/O 映象区内的状态和数据不会发生变化, 而其他输出点和软设备在 I/O 映象区或系统 RAM 存储区内的状态和数据都有可能发生变化, 而且排在上面的梯形图, 其程序执行结果会对排在下面的但凡用到这些线圈或数据的梯形图起作用; 相反, 排在下面的梯形图, 其被刷的规律线圈的状态或数据只能到下一个扫描周期才能对排在其上面的程序起作用。

在程序执行的过程中假设使用马上 I/O 指令则可以直接存取 I/O 点。即使用 I/O 指令的话, 输入过程影像寄存器的值不会被更, 程序直接从 I/O 模块取值, 输出过程影像寄存器会被马上更, 这跟马上输入有些区分。

(三) 输出刷阶段

当扫描用户程序完毕后，PLC 就进入输出刷阶段。在此期间，CPU 依据 I/O 映象区内对应的状态和数据刷全部的输出锁存电路，再经输出电路驱动相应的外设。这时，才是 PLC 的真正输出。（来源百度百科）

## 2.6 拟定系统原理图



- 1-滤油器 2-变量泵 3,7-单向阀 4-先导式溢流阀 5,14-压力表  
 6-减压阀 8-二位四通电磁换向阀 9-二位五通电磁换向阀  
 10-三位四通电磁换向阀 11-单向调速阀 12-液控单向阀  
 13-压力表 14-压力继电器 15-进给液压缸 16-夹紧液压缸

## 2.8.1 系统分析

该系统实现了钢管切断的“夹紧—快进—工进—快退—松夹—停顿”的动作循环系统中各个动作的液压油的流向如下所示：

### 1) 夹紧工件

由于主油路的油液压力较高，故在主油路安置溢流阀保护液压泵，减压阀 6 翻开。启动按钮，安装定位好工件，发出信号使电磁铁换向阀 10 1YA 通电，此油路为：  
进油路：单作用叶片变量液压泵2→单向阀3→减压阀6→单向阀7→换向阀10(右位)→液控单向阀13→夹紧缸17(右腔)

回油路：夹紧缸17〔左腔〕→换向阀10〔左位〕→油箱

### 2) 进给缸快进

当工件夹紧后油压上升，压力继电器12发出信号使换向阀8的4YA和换向阀9的2YA通电并切换到右位，液压缸15做差动连接，即液压泵的液压油经过单向阀3和换向阀8到达液压缸的右腔，有杆腔的油液经过换向阀9反响至无杆腔。此油路为：

进油路：单作用叶片变量泵2→单向阀3→换向阀8〔右位〕→进给液压缸〔右腔〕

回油路：进给液压缸〔左腔〕→单向掌握阀11→换向阀8〔左位〕→换向阀9→油箱

### 3) 工进

当滑块到行程开关K2后，发出信号换向阀8 4YA通电保持右位，换向阀9 2YA断电复位至左位，此时单向调速阀起作用对油缸的速度进展掌握，此油路为：

进油路：单作用叶片变量泵2→换向阀3→换向阀8〔右位〕→进给液压缸〔右腔〕

回油路：进给液压缸〔左腔〕→单向调速阀11→换向阀8(左位)→换向阀9〔左位〕→油箱

### 4) 进给液压缸快退

当滑块到达行程开关K3后，发出信号使换向阀8 3YA通电，换向阀9 2YA断电保持在左位。此油路为

进油路：单作用叶片泵2→换向阀3→换向阀8〔左位〕→单向调速阀11→进给液压缸〔左腔〕

回油路：进给液压缸〔右腔〕→换向阀8〔右位〕→换向阀9→油箱

### 5) 松夹

当进给液压缸退回到行程开关K1时，发出信号使换向阀10的1YA断电，液压油进过换向阀10进入到夹紧液压缸左位，液控单向阀的经过压力开启掌握口。故此油路为：

进油路：单作用叶片泵2→换向阀3→减压阀6→换向阀7→换向阀10〔左位〕→夹紧液压缸〔左腔〕

回油路：夹紧缸〔右腔〕→液控单向阀13→换向阀10〔右位〕→油箱

## 2.8.2 系统的特点



- 1) 系统简洁，制造本钱低，安装便利
- 2) 夹紧油路中承受液控单向阀具有很好的密封性，对之路的保压，锁紧和平衡起到了很大的作用
- 3) 系统中承受继电器使得系统的牢靠性和安全性有了很大的保证，提高了整机的自动化程度，掌握力量强
- 4) 该系统的进给支路承受调速阀回油节流调速，速度刚性高；液压缸快速进给承受差动链接，降低了液压泵的规格，等待期间液压泵卸荷，无功损耗且发热少
- 5) 液压系统中承受了变量泵，流量可以适应负载的实际需要，有利于系统节约能量，同时又可以降低工作的温度，延长液压油和密封圈的使用寿命，在系统中可以使用较小的油箱。

## 第三章 主要参数确实定和元件的选择

通过前面的分析和论证，依据液压系统的课题要求，初步确定了系统方案和液压系统图。本章主要依据设计任务书中所给出的主要设计参数来对液压系统进展性能参数确实定。

### 3.1 液压执行元件的设计计算

前面系统方案论证中已经确定本系统的执行元件为双作用单杆活塞式液压缸，通过它在液压油的作用下的左右移动来实现工作台的快进、工进、快退等运动，通过对执行元件的受力分析和计算可以确定液压缸的尺寸和液压系统的其它重要性能参数。

#### 3.1.1 设计任务书给定的技术参数

切断钢管最大直径： $\phi 160\text{mm}$

最大切削负载：6500N

运动部件总重量：1600N

快进展程：100mm

快进展程速度：50mm/s

工进展程：180mm

工进速度：1.8 mm/s

夹紧力：1600N

#### 3.1.2 液压缸的设计计算

##### 1 根本参数确实定

##### 1) 工作负载与液压缸的推力

液压缸的工作负载  $F_R$  是指工作机构在满负载的状况下，以肯定速度起动时对液压缸产生的总阻力，即  $F = F_1 + F_f + F_g$

式中  $F_1$  ——工作机构的负载，自重等对液压缸产生的作用力；

$F_f$  ——工作机构在满足负载下运动时的静摩擦力；

$F_g$  ——工作机构满足负载起动时的惯性力。

计算外负载阻力

$$F_1 = 6500\text{N}$$

摩擦力：

运动部件对滑轨的重量压力为  $F_n = 1600\text{N}$ ，

取静摩擦力系数  $f_s = 0.2$  动摩擦力系数  $f_d = 0.1$

则：静摩擦力  $F_f = F_n \cdot f_s = 1600 \times 0.2 = 320\text{N}$

f s n s

$$F_{fd} = F_n \cdot f_d = 1600 \times 0.1 = 160N$$

i. 惯性力

由牛顿其次定律知切削部位起动或减速时的惯性力

$$F = ma = (F_n / g) \cdot (\Delta v / \Delta t)$$

其中  $\Delta t$ ——起动时间,  $\Delta t$  一般在 0.1~0.5s 之间, 数值与运动部件质量大小成正比。

$\Delta v$ ——速度变化值

取  $\Delta t = 0.2s$ ,  $\Delta v = 0.05m/s$

$$F = (1600/9.8) \times (0.05/0.2) = 40.82N$$

a. 液压缸在运动循环各阶段推力如下:

启动时:  $F = F_{fs} = 320N$

加速时:  $F = F_{fs} + F_g = 40.82N + 160N = 200.82N$

快进时:  $F = F_{fd} = 160N$

工进时:  $F = F_{fd} + F_g = 6500N + 160N = 6660N$

反向启动:  $F = F_{fs} = 320N$

快退:  $F = F_{fs} = 160N$

制动:  $F = F_{fd} - F_g = 160N - 40.82N = 119.18N$

b. 运动速度

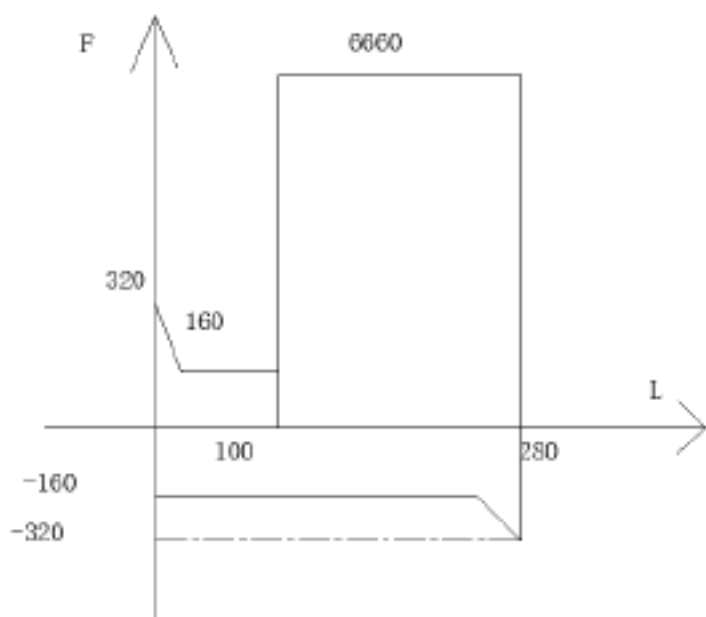
液压缸的运动速度与其输入流量和活塞、活塞杆的面积有关, 本设计任务书中给定:

快进速度为 50mm/s,

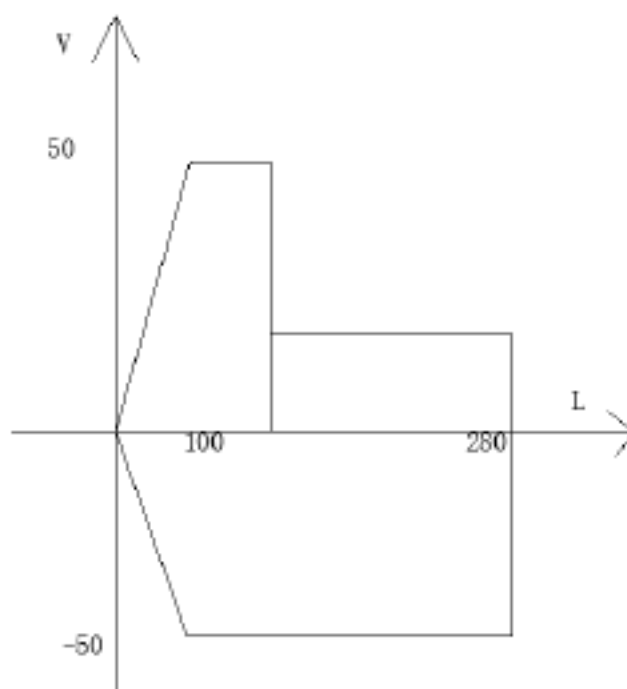
工进速度 1.8mm/s,

快退速度 50mm/s。

2) 依据计算结果绘制液压缸的 F-L 图, V-L 图。



3-1 图 (F-L 图),



3-2 图 (V-L 图)

3) 缸筒内径

缸筒内径即活塞外径，为液压缸的主要参数，可依据以下原则确定

$$F = F_R = P A_m \eta_m \quad (3.1)$$

式中  $P$ ——为液压流量给定的工作压力

$A$ ——为液压缸的有效工作面积

由于本系统设备属于组合机床，本系统承受中低压系统，取工作压力为  $P_1 = 3.0 \text{MPa}$ ；  
回油路带有挨次阀和背压阀，取  $P_2 = 1.0 \text{MPa}$ 。

油路承受差动连接，则  $A_1 = 2A_2$ ，取  $\eta_m = 0.95$ 。

$$A_2 = F / (2p_1 - p_2) \cdot \eta_m = 6500 / 0.95 \times (2 \times 3 - 1) = 1.37 \times 10^{-3} \text{m}^2$$

$$A_1 = 2A_2 = 2.74 \times 10^{-3} \text{m}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4A_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 2.74 \times 10^{-3}}{3.14}} = 0.0591 \text{m} = 59.1 \text{mm}$$

查表可取标准值 63 mm

$$\text{工作腔面积 } A_1 = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3.14 \times 0.063^2}{4} = 31.16 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

#### 4) 活塞杆直径确实定

确定活塞直径  $d$  时，通常应先满足液压缸速度或者速比的要求，然后再校核其结构张度和稳定性，由于液压缸差动连接并要求速度一样时，应取  $d = 0.7D$ ，故  $d = 0.7D = 0.0441$  取  $d = 45 \text{mm}$ 。

$$\text{活塞杆面: } A_2 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3.14 \times 0.045^2}{4} = 15.90 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

$$\text{有效工作面积: } A = A_1 - A_2 = 31.16 - 15.90 = 15.26 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

则液压缸的实际工作压力为：

$$P = \left( \frac{F}{\eta_m} + P_2 A_2 \right) / A = \left( \frac{6500}{0.95} + 1.0 \times 10^6 \times 15.26 \times 10^{-4} \right) / 31.16 \times 10^{-4} = 2.69 \text{MPa}$$

#### 5) 最小导向长度确实定

当活塞杆全部外伸时，从活塞支撑面中点到导向套滑动面中点的距离称为最小导向长度  $H$ 。假设导向长度过短，将使缸因协作间隙引起的初始绕度增大，影响液压缸的工作性能和稳定性。因此，设计必需保证缸有肯定的最小导向长度，一般缸的最小导向长度满足：

$$H \geq \frac{L}{4} + \frac{D}{2}$$

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：  
<https://d.book118.com/335213311200011241>