

编号：_____



桂林电子科技大学
GUILIN UNIVERSITY OF ELECTRONIC TECHNOLOGY

毕业设计（论文）说明书

题 目： 发动机配件生产线

自动上料系统设计

院（系）： 机电工程学院

专 业： 机械设计制造及其自动化

学生姓名： 谭志同

学 号： 1000110127

指导教师单位： 机电工程学院

姓 名： 唐 焱

职 称： 副教授

题目类型： 理论研究 实验研究 工程设计 工程技术研究 软件开发

2014 年 5 月 26 日

摘 要

在汽车零配件加工生产的过程中，如果使用人工上下料，则其不仅劳动强度大，而且效率低，工作环境也较差，有诸多不足。而使用自动上下料装置，则具有传送快速、定位精度高以及可以长时间连续作业，大大提高了生产效率。

本文拟设计一个适合于发动机配件生产线自动上料系统，该系统主要包括链传动系统和偏置曲柄滑块推杆机构两个部分。

在链传动系统中，选用合适的三相异步电机和与之匹配的减速器，再选择合适的间歇分割器，实现间歇传动，再通过一组链传动，从而实现预定减速。链传送带上的链条选择带翼的 08B 链条，翼上可以安装托盘，托盘上放置运输件，当链条转动时可以实现运输上料，链传送带上有张装置，可以保证从动链轮与主动轮在同一水平线上，且能保证链条的张紧。

在偏置曲柄滑块推杆结构中，在推杆位置末端放置接近开关传感器，当输送件到达指定位置时，接近开关感应输出信号给予步进电机信号，步进电机转动，带动设计的偏置曲柄滑块机构实现直线运动，完成推杆动作。设计的链传动与推杆形成配合完成自动上料系统。

关键词：发动机配件；自动上料；间歇；链传动；偏置曲柄滑块机构；

Abstract

In the process of automotive parts production , If you use the manual loading,then it is not only a Labor-intensive,but also inefficiencies,and the working environment is poor , there are many deficiencies.However, the use of automatic loading and unloading devices, with transfer speed, high precision and long-time continuous operation, greatly improving production efficiency.

This paper intends to design a suitable engine parts production line automatic feeding systems. The system consists of two parts chain drive and the putt of offset crank slider mechanism.

In the chain of transmission system,, choice the appropriate of three-phase asynchronous motors and matching reducer. Then select the appropriate intermittent segmentation to achieve intermittent drive, and then achieve a predetermined deceleration through a set of chain drive. Chain links on the conveyor belt will select the chain links of winged 08B, the wing may be mounted the tray. The tray is placed on the transport pieces. When the chain rotating , transporting the material can be achieved. There tensioning device on the conveyor of chain can ensure driven sprocket and active wheel at the same level, and can ensure that the chain tension .

In the the putt of offset crank slider mechanism,at the end of the push rod position, the sensor is placed close to the switch. When transporting pieces arrived at the designated location, proximity switch sensor output signal that is given to the stepper motor, the stepper motor rotating, and offset slider-crank mechanism drives by the design of linear motion. Then pushing rod action is completed . The chain drive and putting of designed form with the completion of automatic feeding systems.

Keywords:Engine parts: Automatic feeding; Intermittent: Chain drive; Bias slider-crank mechanism;putter

目 录

目 录.....	III
1 引言.....	1
1.1 自动送料机构的背景与发展前景.....	1
2 总体方案设计.....	3
2.1 课题设计方案对比.....	3
2.1.1 方案一.....	3
2.1.2 方案二.....	4
2.1.3 方案三.....	5
2.2 总方案结构设计思路.....	6
3. 机械元件的选择与设计计算.....	7
3.1 链传动系统设计.....	7
3.1.1 链条的选择.....	7
3.1.2 链轮的设计与计算.....	10
3.1.3 链轮的连接与装配.....	14
3.1.4 轴的校核.....	15
3.1.5 链轮张紧装置的设计.....	16
3.1.6 链传送带框架设计.....	16
3.1.7 托盘设计.....	17
3.1.8 顶梁杆设计.....	18
3.1.9 调节杆设计.....	18
3.1.10 支撑钢板设计.....	19
3.1.11 臂板设计.....	20
3.2 推杆的设计与计算.....	20
3.2.1 推杆行程计算.....	21
3.2.2 曲柄连杆的设计.....	21
3.2.3 垫片设计.....	22
3.2.4 转盘以及固定钢板设计.....	22
3.2.5 直线轴承的设计选择.....	23
3.2.6 推杆末端组合件设计.....	24
4 电气元件的选择计算.....	26
4.1 用于链传动的电动机的计算与选择.....	26
4.1.1 链传动台的摩擦力的计算.....	26
4.1.2 扭矩、功率、减速比的计算以及电机的选择.....	27

4.2 推杆的电动机的计算与选择.....	28
5 总结.....	30
谢 辞.....	31
参考文献.....	33

1 引言

1.1 自动送料机构的背景与发展前景

送料机构是一种与冲床配套的空气自动送料机构,有一个主体,主体连接导柱的一头,导柱的另一头连接进料组件,主体中制有送料机构、固定夹料机构、控制机构和传递机构,传递机构与冲床凸轮或模具相配合,导柱上安装活动夹料机构,活动夹料机构与送料机构相连。自动送料机构可送金属片、非金属片及线材、管材等,送料误差小、速度高,不需人工直接用手送料操作,有效地保护生产安全和减轻劳动强度,减少工资支出。

上料机是我国机械行业的一大特色,我国上料机机械设备的生产迄今已有几十年的历史。随着国产化技术水平的提高和引进先进的机械制造设备和加工工艺,上料机设备工业近20年来得到了飞速的发展。

机械制造自动化 这是送料机构、电气化与自动控制相结合的结果,处理的对象是离散工件。早期的机械制造自动化是采用机械或电气部件的单机自动化或是简单的自动生产线。20世纪60年代以后,由于电子计算机的应用,出现了数控送料机构、加工中心、机器人、计算机辅助设计、计算机辅助制造、自动化仓库等。研制出适应多品种、小批量生产型式的柔性制造系统(FMS)。以柔性制造系统为基础的自动化车间,加上信息管理、生产管理自动化,出现了采用计算机集成制造系统(CIMS)的工厂自动化。

在经济全球化、企业生产专业化和信息网络技术的传播背景下,必将促进中国上料机机械工业的革命性发展,也给上料机机械零部件制造商带来了良好机遇。我国上料机机械的研发是从自力更生入手,借鉴国外先进技术实现提高。改革开放以来,从单项技术引进扩大到成套设备技术引进,再通过消化吸收实现国产化,继而形成系列化,并开始走向东南亚和欧洲等地。目前,我国的上料机机械产品重头产业类别基本齐全,品种多种多样,产品技术高中低档并存。新工艺、新技术和新设备在实际生产中都得到了用户的好评。一方面紧锣密鼓发展成套设备。

1.2 自动上料系统的研究意义

送料机构专门用于粒料,粉料,片状料的输送,产品应用也十分广泛!在当今社会,越来越多的行业将采用机械化输送.这种自动送料机构有较高的精确度,而且又环保,又省时,还大大减少了劳动强度.真正的做到了低成本,高回报.在今飞速发展的年代,这种自动化产品会受到越来越多厂家的青睐与喜欢!

自动化是新的技术革命的一个重要方面。自动化技术的研究、应用和推广,对人类的生产、生活等方式将产生深远影响。生产过程自动化和办公室自动化可极大地提高社会生产率和工作效率,节约能源和原材料消耗,保证产品质量,改善劳动条件,改进生产工艺和管理体制,加速社会的产业结构的变革和社会信息化的进程。

国内一些上料机机械设备龙头企业一方面积极开发新型皮带上料机机、提升机等，成功研制出一批具有国内先进水平的物流上料机系统基础件，为我国上料机机械工业的发展奠定了可靠的物质技术基础。

智能化是上料机业的重要发展方向，是抢占装备发展制高点的重点，它将引领上料机发展的新潮流，装备的数字化和智能化是两化融合最重要的着力点。这个上料机是具有感知，首先有传感器，具有识别、分析、推理、决议计划、控制功能的制造装备。智力化是提高前辈制造技术、信息技术和智能技术的基层和深度结合，上料机工业是正在培育和处于成长初期的工业，技术上有重大突破，市场有巨大的成长潜力，具有战略性新兴产业的基本特征。海内上料机所出产的国产设备，除了少数高档设备海内缺乏自主立异能力，一时还难以知足之外，大部门是海内技术和能力能够知足，却由于上料机未正视上料机行业这一块市场和对上料机加工一些特殊要求缺乏当真分析研究所致。上料机就要求有更高的速度，但因为切削力小，为降低本钱，上料机可采用轻型结构；试模用的研配压机则不要求其高效快速，但要求有反滚动能以便修模；某些简朴工序的大量重复加工可用专机等等。

本次毕业设计方向对于自动上料的发展有着重大作用，希望本次设计能对自动上料的设计能有所帮助。

2 总体方案设计

2.1 课题设计方案对比

2.1.1 方案一

选用伺服电机,通过减速器减速,皮带轮输入轴与减速器输出轴连接,带动传送带运动,实现送料。选用推杆凸轮机构实现往复直线运动,检算出推杆行程,通过上料周期和工艺时间要求,设计的推杆与送料形成配合,形成自动上料系统。

结构简图如图 2-1。

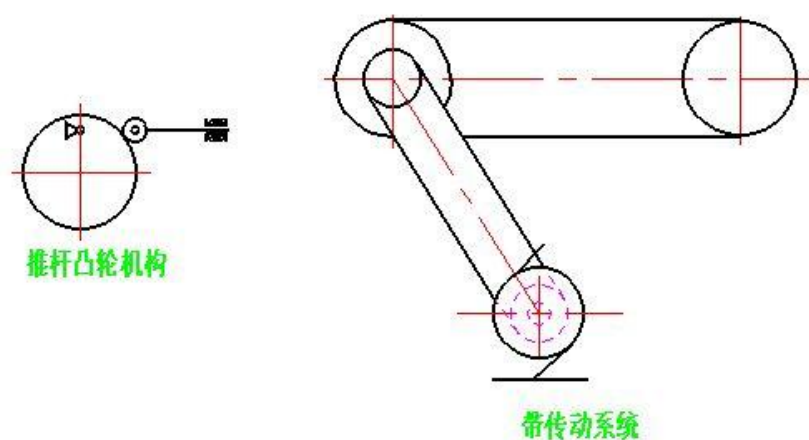


图 2-1 方案 1 结构简图

采用带传动优缺点:

优点:

- (1)、可用于两轴中心距离较大的传动;
- (2)、带具有弹性,可缓和冲击和振动载荷,运转平稳,无噪声;
- (3)、当过载时,带即在轮上打滑,可防止其他零件损坏;
- (4)、结构简单,设备费低,维护方便

缺点:

- (1)、传动的外廓尺寸较大;
- (2)、由于带的弹性滑动,不能保证固定不变的传动比;
- (3)、轴及轴承上受力较大;
- (4)、效率较低;
- (5)、带的寿命较短,约为 3000 到 5000h;
- (6)、不宜用于易燃易爆的场合.

采用伺服电机优缺点:

优点: (1)、精度高; (2)、高速性能好; (3)、适应性好: 抗过载能力强; (4)、稳定: 低速运行平稳; (5)、噪音小。

缺点: (1)、价格昂贵; (2)、不是标准件, 通用性差。

方案 1 总结: 总体结构可行, 但是考虑到实际情况, 由于需要使推杆与传送带实现完整配合, 带传送是利用摩擦力使发动加配件配件运动, 由于发动机配件为圆柱形, 使得配件紧贴, 使得配件定位困难, 且由于摩擦力过大, 易使送料时发动机配件被推倒。伺服电机虽然性能很好, 但是若是要传动带与推杆形成配合, 则单单使用减速箱减速, 很难实现完美配合, 且价格昂贵。所以方案 1 还需改进。

2.1.2 方案二

选用步进电机, 步进电机输出轴与间歇分割器连接, 间歇分割器输出轴通过皮带与链轮输入轴连接, 链条选择有翼链条, 链条上可以装有托盘, 从而使得上料的发动机配件可以稳定传送, 且可以实现间歇传动, 易与推杆形成配合, 实现自动上料。

方案二结构简图如图 2-2

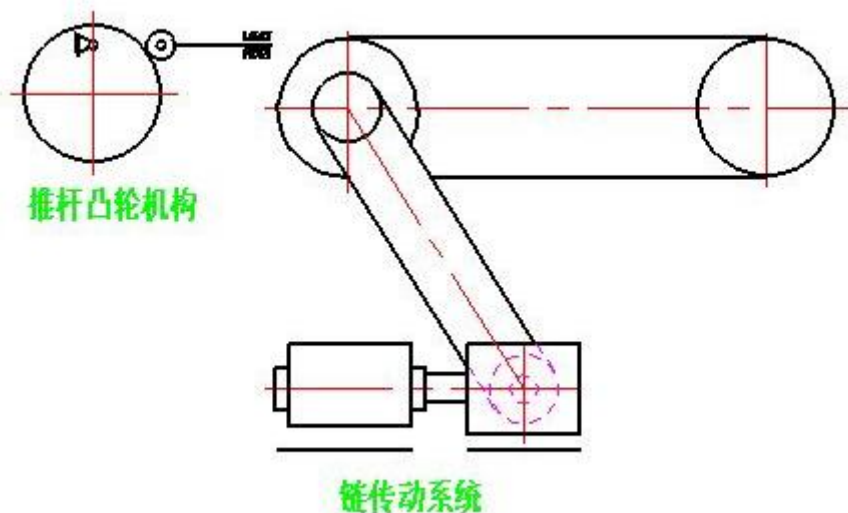


图 2-2 方案二结构简图

步进电机优缺点:

优点:

- (1)、电机旋转的角度正比于脉冲数;
- (2)、电机停转的时候具有最大的转矩 (当绕组激磁时);
- (3)、由于每步的精度在百分之三到百分之五, 而且不会将一步的误差积累到下一步因而有较好的位置精度和运动的重复性;
- (4)、优秀的起停和反转响应;
- (5)、由于没有电刷, 可靠性较高, 因此电机的寿命仅仅取决于轴承的寿命;

(6)、电机的响应仅由数字输入脉冲确定,因而可以采用开环控制,这使得电机的结构可以比较简单而且控制成本;

(7)、仅仅将负载直接连接到电机的转轴上也可以极低速的同步旋转;

(8)、由于速度正比于脉冲频率,因而有比较宽的转速范围。

缺点:

(1)、如果控制不当容易产生共振;

(2)、难以运转到较高的转速;

(3)、难以获得较大的转矩;

(4)、在体积重量方面没有优势,能源利用率低;

(5)、超过负载时会破坏同步,高速工作时会发出振动和噪声。

链传动的优缺点:

优点: (1)、承载能力高; (2)、适用于恶劣的工作环境; (3)、效率高; (4)、作用于轴上的力小。

缺点: (1)、工作时有噪声; (2)、存在冲击、振动; (3)、对安装精度要求高。

方案二总结: 由于运用到步进电机,使得链传动实现了间歇运动,而链传动使得发动机配件的定位精确和传送平稳,通过周期,计算出传送速率,设计出推杆凸轮机构形成配合,形成自动上料系统。但是在运用推杆凸轮机构时,考虑设计要求,往复周期较长,而推杆凸轮机构周期较短,当改进成周期较长时,则推力太小,不易把发动机配件推送到指定位置。方案二总体结构设计合理,一些细节方面还可以改进处理。

2.1.3 方案三

用使用三相异步电动机,三相异步电机输出轴与间歇分割器连接,间歇分割器输出轴通过皮带与链轮输入轴连接,链条选择有翼链条,链条上可以装有托盘,从而使得上料的发动机配件可以稳定传送,且可以实现间歇传动,易与推杆形成配合。推杆使用偏置曲柄滑块机构,通过小型步进电机带动,使用直线轴承与其配合实现直线往返运动以及定位,同时在推送位置安装接近开关传感器,当发动机配件运送至指定位置时,传感器发送信号至带动偏置曲柄滑块机构实现往返运动,推送发动机配件至指定位置,实现自动上料。

方案三结构简图如图 2-3 所示。

方案三为方案二的改进版,在推杆上选用偏置曲柄滑块机构代替推杆凸轮机构,并通过接近装置传感器,从而使得推杆与链传动的配合更加紧密,而且可以防错。

方案三总结: 步进电机与间歇分割器的配合,使得链传动实现间歇传动,偏置曲柄滑块机构和直线轴承配合实现直线往返运动形成推杆,链传动和推杆通过接近装置传感

器统一配合，形成自动上料系统。

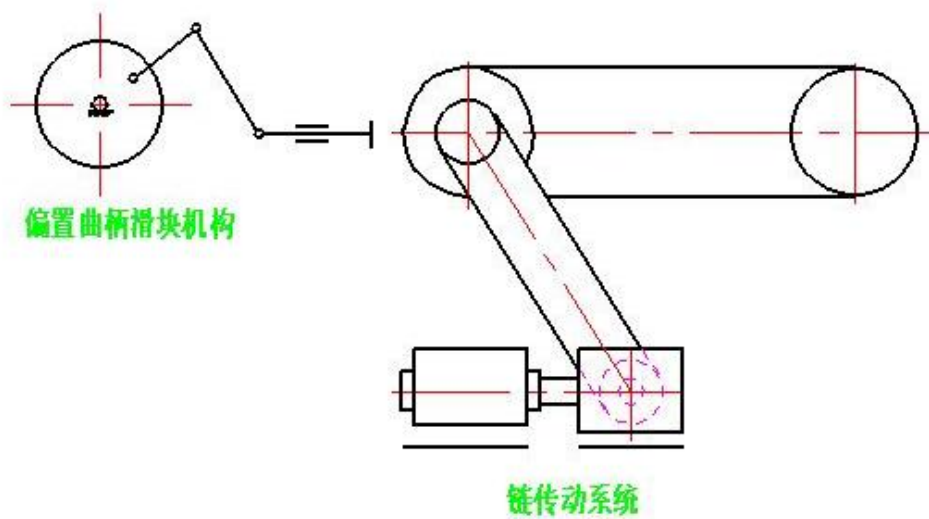


图 2-3 方案三结构简图

综合以上三种方案的对比，分析各方案优缺点，结合实际与设计要求，选择方案三为本次毕业设计方案。

2.2 总方案结构设计思路

链传动结构设计思路：三相异步电机通过减速器减速，再与间歇分割器连接配合形成间歇转动，间歇分割器输出轴与减速用链轮连接，实现再次减速，减速所用链轮与传动链轮通过轴连接，从而带动链传动。链轮两侧通过臂板固定，臂板上打用螺孔，中间接上顶梁杆，顶梁杆上打有螺孔，通过螺孔连接，使得钢板放置于顶梁杆上，用于支撑，顶梁杆与钢板上可以通过调节轴支撑与调节，钢板上固定放置方钢，可以使链条滚子在方钢上滚动。链条两侧设有翼，翼上通过平角螺钉固定装上托盘，托盘两侧设有挡板。链传动带动托盘移动，发动机配件置于托盘上跟随移动，载有发动机配件的托盘到达指定位置时，链传动停止，推杆将发动机配件推至指定位置，推杆返回后，链传动继续进行。

偏置曲柄滑块机构设计思路：当载有发动机配件的托盘到达指定位置时，通过接近装置传感器发出信号给步进电机，步进电机转动，带动偏置曲柄滑块机构运动，推杆运动上装有直线轴承，直线轴承通过杆架固定，从而实现定位准确的直线往复运动，同时推杆末端为组合件，可以调节宽度，从而可以调节行程。

通过链传送带与推杆配合形成自动上料系统。

3. 机械元件的选择与设计计算

本设计中机械元件包括：链条、链轮、连接轴、张紧装置、偏置曲柄滑块机构等。

3.1 链传动系统设计

3.1.1 链条的选择

链传动是通过链条将具有特殊齿形的主动链轮的运动和动力传递到具有特殊齿形的从动链轮的一种传动方式。链传动有许多优点，与带传动相比，无弹性滑动和打滑现象，平均传动比准确，工作可靠，效率高；传递功率大，过载能力强，相同工况下的传动尺寸小；所需张紧力小，作用于轴上的压力小；能在高温、潮湿、多尘、有污染等恶劣环境中工作。链传动的缺点主要有：仅能用于两平行轴间的传动；成本高，易磨损，易伸长，传动平稳性差，运转时会产生附加动载荷、振动、冲击和噪声，不宜用在急速反向的传动中。

链传动按照用途的不同可以分为输送链、起重链、传动链。输送链和起重链一般用在运输和起重机械中。而传动链常用于一般的机械传动。

传动链又可以分为两种：短节距精密滚子链（简称滚子链）和齿形链。在传动系统低速级时常用滚子链（一般的传递功率在 100kW 以下），链速不高于 15m/s

已知发动机配件为圆柱形，其直径取 50，高取 60，重量 100g 左右，上料物件体积不大，重量较轻，传送距离在 1.2 米左右，考虑上料物件速度不大，功率不高，则可以选择滚子链进行传送。

滚子链有两种型式，一种是闭式，一种为开式。闭环式滚子链底座上有软道，托板上面为承载索，托板之间用销轴相连构成链状，两端各有一轨道轮可沿轨道运行。由于不锈钢链板是闭合的，故不存在下滑的危险。这种滚子链的优点是轨道轮容易检修更换，检查容易。不怕打滑。缺点是链很长。制造费用较高；轨道磨损后更换困难。开式滚子链没有轨道。

用滚轮固定在滚轮架内作轨道，托板沿滚轮运行。

托板链是开式的，比较短。这种滚子链优点是滚轮直径较大，承载能力强。不锈钢链板短。制造费用较低。缺点是滚轮在架内损坏后取出更换较困难，滚轮易跑偏磨损壁板。托板链易下滑。

通过比较选取型号为 08B 的链条，链条两侧带翼，单排型。

08B 链条基本参数如下表 3-1

表 3-1 08B-1 滚子链基本参数和尺寸

SO 链 号	I 节 距 P	滚 子 直 径 d	内 节 宽 b	轴 销 直 径 d	内 链 板 高 度 h	排 距 p	内 链 节 外 宽 b	内 板 厚 T	轴 销 全 宽(单 排)	拉 伸 载 荷(单 排)
		1 max	1 min	2 max	2 max	t	2 max			
0 8B	1 2.7	7 .75	7 .75	4 .45	1 1.81	1 3.92	1 1.3	1 .5	1 7	1 7.8

08B 链条结构示意图如图 3-1 所示

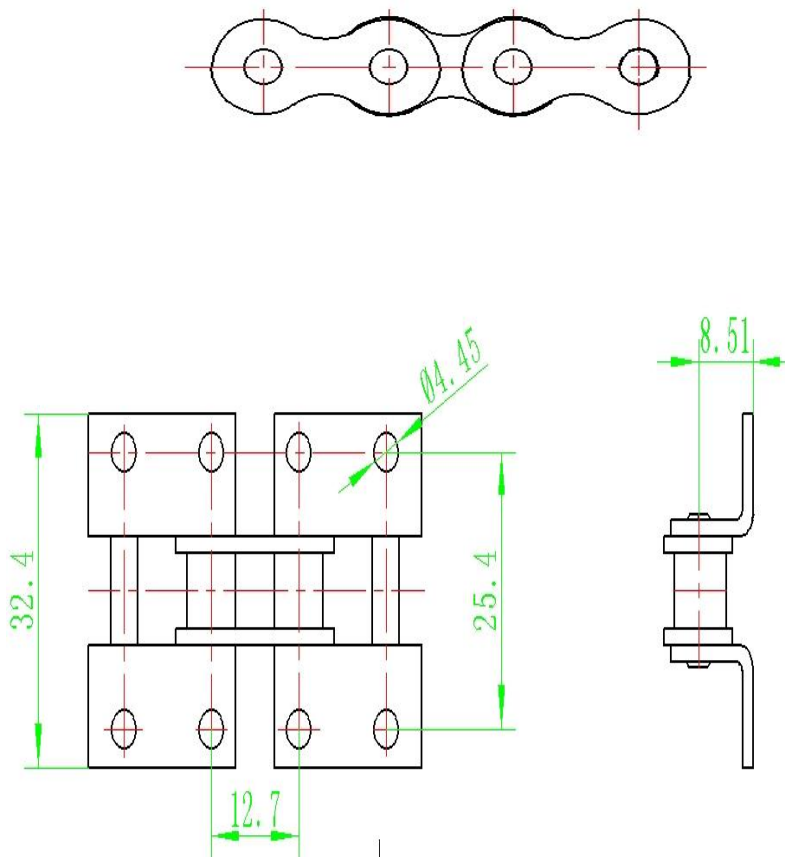


图 3-1 08B-1 链条结构示意图

链条在加工好的方钢上转动，方钢通过加工符合链条的内节宽度，链条的翼上装上托盘，托盘通过沉头螺钉固定，其结构如图 3-2 所示：

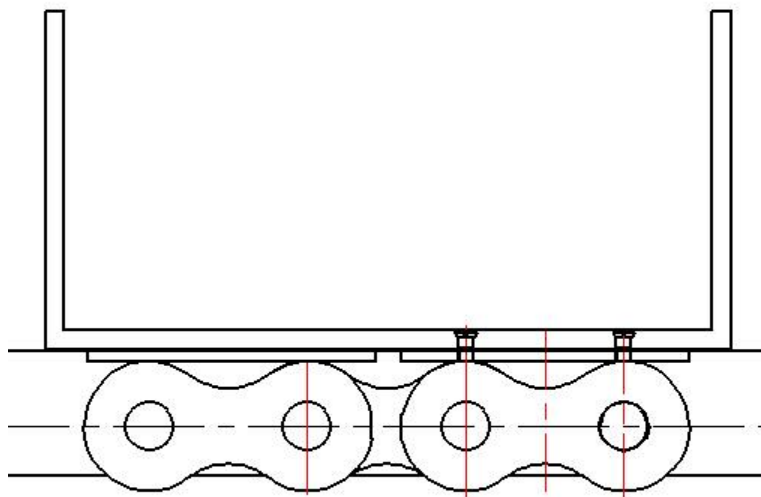


图 3-2 链条与托盘组合

带翼链条实物图如图 3-3 所示：



图 3-3 08B 带翼链条实物图

3.1.2 链轮的设计与计算

链轮由轮齿、轮缘、轮辐和轮毂组成。链轮的设计主要是确定链轮的结构和尺寸、材料的选择和它的热处理方法等。

滚子链与链轮的啮合属于非共轭啮合，链轮齿形的设计非常灵活，在国家标准 GB/T1243-1997 中也没有规定具体的链轮齿形，只是规定了最小和最大的齿槽形状及其极限的参数。实际的齿槽形状取决于加工齿轮的刀具和它的加工方法，在设计时要使其位于最小和最大的齿槽形状之间。

链轮的基本参数是配合链条的节距 p ，套筒的最大外径 d_1 ，排距 pt 和齿数 z 。

已知选取的链条型号为 08B-1，其基本参数如表 3-1。

结合设计需要，链传动上料为水平方向，所以连个链轮大小相等。取链轮齿数为 24 齿。则各参数如表 3-2 所示：

表 3-2 08B 链条参数

齿数 z	节距 P	滚子 直径 dr max	内节 内宽 b_1 min	轴销 直径 d_2 max	内链 板高 度 h_2 max	排距 pt	内链 节外 宽 b_2 max	板厚 T	轴销 全宽 (单 排)	拉伸 载荷 (单 排)
24 齿	12.7 mm	8.51 mm	7.75 mm	4.45 mm	11.81 mm	13.92 mm	11.3 mm	1.5 mm	17 mm	17.8 kN

则主链轮主要的尺寸计算如下：

(1)、分度圆直径 d

$$d = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}$$

$$= \frac{12.7}{\sin\left(\frac{180^\circ}{24}\right)} = 97.30$$

(2)、齿顶圆直径 d_a

$$\begin{aligned}
 d_{a \max} &= d + 1.25p - d_r \\
 &= 97.30 + 1.25 \times 12.7 - 8.51 \\
 &= 104.665 \approx 104
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 d_{a \min} &= d + \left(1 - \frac{1.6}{z}\right)p - d_r \\
 &= 97.30 + \left(1 - \frac{1.6}{2.4}\right) \times 12.7 - 8.51 \\
 &= 100.64 \approx 100
 \end{aligned}$$

$$d_{a \text{平均}} = \frac{d_{a \min} + d_{a \max}}{2} = 102$$

(3)、齿根圆直径 d_f

$$\begin{aligned}
 d_f &= d - d_r \\
 &= 97.3 - 8.51 = 88.79
 \end{aligned}$$

(4)、分度圆弦齿高 h_a

$$\begin{aligned}
 h_{a \max} &= \left(0.625 + \frac{1.8}{z}\right)p - 0.5d_r \\
 &= \left(0.625 + \frac{0.8}{24}\right) \times 12.7 - 0.5 \times 8.51 \\
 &= 4.10 \\
 h_{a \min} &= 0.5(p - d_r) = 0.5 \times (12.7 - 8.51) \\
 &= 2.095
 \end{aligned}$$

$$h_{a \text{平均}} = \frac{h_{a \max} + h_{a \min}}{2} = 3.0975$$

(5)、最大齿根距离（偶数齿） L_x

$$L_x = d_f = 88.79$$

(6)、齿侧凸缘直径 d_g

$$\begin{aligned}
 d_g &\leq p \cot \frac{180^\circ}{z} - 1.04h_2 - 0.76 \\
 &= 12.7 \cot \frac{180}{24} - 1.04 \times 11.81 - 0.76 \\
 &= 83.42
 \end{aligned}$$

(7)、齿面圆弧半径 r_e

$$\begin{aligned}
 r_{e\max} &= 0.008d_r(z^2 + 180) \\
 &= 0.008 \times 8.51 \times (24 \times 24 + 180) \\
 &= 51.47
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 r_{e\min} &= 0.12d_r(z + 2) \\
 &= 0.12 \times 8.51 \times (24 + 2) \\
 &= 26.55
 \end{aligned}$$

$$r_{e\text{平均}} = \frac{r_{e\max} + r_{e\min}}{2} = 39$$

(8)、齿沟圆弧 ra

$$\begin{aligned}
 r_{a\max} &= 0.505d_r + 0.069\sqrt[3]{d_r} \\
 &= 0.505 \times 8.51 + 0.069 \times \sqrt[3]{8.51} = 4.44 \\
 r_{a\min} &= 0.505d_r = 0.505 \times 8.51 = 4.30
 \end{aligned}$$

(9)、齿沟角 α

$$\begin{aligned}
 a_{\max} &= 140^\circ - \frac{90^\circ}{z} \\
 &= 140^\circ - \frac{90^\circ}{24} = 136.25^\circ \\
 a_{\min} &= 120^\circ - \frac{90^\circ}{z} \\
 &= 120^\circ - \frac{90^\circ}{24} = 116.25^\circ
 \end{aligned}$$

(10)、齿宽 b_{f1}

$$b_{f1} = 0.93b_1 = 0.93 \times 7.75 = 7.2075$$

(11)、齿侧倒角 b_a

$$b_a = 0.13p = 0.13 \times 12.7 = 1.651$$

由于链传动带水平传送，则在传送带上的从链轮尺寸取和主链轮尺寸相同，主链轮与另外一组链轮组连接，带动主链轮传动，带动链轮的从链轮尺寸取与原来设计的链轮尺寸相同，然后设计主链轮 2:

链传动带 2 用于减速，已知发动机配件传送需要 1.4S 传送 177.8mm,则其速度为

$$V = 177.8 \div 1.4 = 127(\text{mm/s})$$

链轮直径为 97.3，则链轮转速为:

$$\begin{aligned}
 n &= \pi d / v = 3.14 \times 97.3 \div 127 = 2.4(\text{r/s}) \\
 &= 25(\text{r/min})
 \end{aligned}$$

电机转速选取 1450r/min, 减速器减速 25 倍, 则从减速器输出的转速为:

$$n_1 = 1450 \div 25 = 58(r/\text{min})$$

带动链的链条取 08B-1 滚子链, 其节距为 12.7, 则可以计算出小链轮的齿数:

$$\frac{97.3}{d} = \frac{58}{25}$$

$$d = 97.3 \times 25 \div 58 = 41.94$$

则小链轮的齿数为:

$$\frac{P}{\sin \frac{180}{z}} = d = 41.94$$

$$z = 18$$

小链轮齿数为 18, 08B 链条的各参数如表 3-1 所示, 可计算出小链轮的各参数:

(1)、分度圆直径 d

$$d = 41.94$$

(2)、齿顶圆直径 d_a

$$d_a \text{ max} = 66.325$$

$$d_a \text{ min} = 45$$

(3)、齿根圆直径 d_f

$$d_f = 33.43$$

(4)、分度圆弦齿高 h_a

$$h_a \text{ max} = 4.81$$

$$h_a \text{ min} = 2.275$$

(5)、最大齿根距离 (偶数齿) L_x

$$L_x = 33.43$$

(6)、齿侧凸缘直径 d_g

$$d_g = 59.04$$

(7)、齿面圆弧半径 r_e

$$r_e \text{ max} = 34.31$$

$$r_e \text{ min} = 20.424$$

(8)、齿沟圆弧 r_a

$$r_a \text{ max} = 4.44$$

$$r_a \text{ min} = 4.30$$

(9)、齿沟角 α

$$\alpha \text{ max} = 135$$

$$a_{\min}=135$$

(10)、齿宽 bf_1

$$bf_1=7.2075$$

(11)、齿侧倒角 ba

$$ba=1.651$$

在实际的齿槽形状取决于加工齿轮的刀具和它的加工方法，在设计时要使其位于最小和最大的齿槽形状之间，取两者平均值设计。

设计链轮如图 3-4 所示

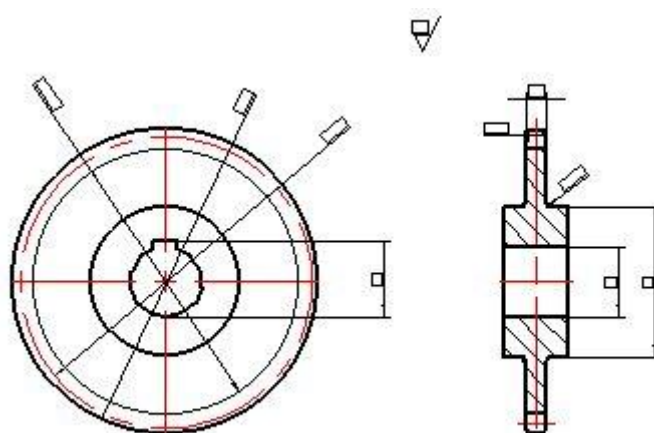


图 3-24 设计链轮

3.1.3 链轮的连接与装配

链轮连接通过轴、滚动轴承，联轴器连接，其装配如图 3-5 所示

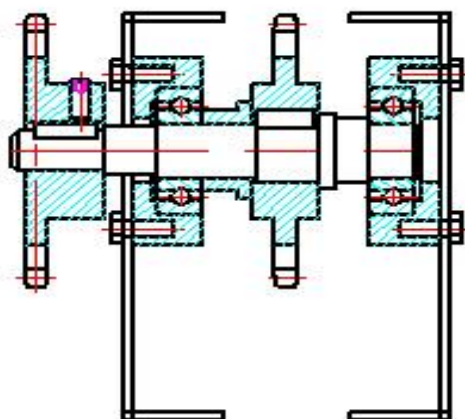


图3-5 主链轮装配图

从左至右, 减速链轮通过小轴连接, 小轴上设有键槽, 可以用沉头螺钉固定, 轴通过轴承连接, 在左右端臂板上, 通过螺栓螺母把轴承座固定在臂板上, 主动链轮上设有键槽, 整体上通过联轴器, 轴承固定装配。

3.1.4 轴的校核

在做轴的结构设计时, 通常按照扭转强度的条件来初步计算轴的强度, 对与不大重要的轴, 可以作为计算结果, 有计算可得链传送带的摩擦力约为15N, 链轮的转速为25r/min.传递功率为2.8W, 则有

$$\tau_r = \frac{T}{W_r} \approx \frac{9550000 \frac{P}{n}}{0.2d^3} \leq [\tau_r]$$

τ_r : 扭转切应力, MPa;

T : 轴所受到的扭矩, N.mm;

n : 轴的转速, r/min;

P : 轴传递的功率, kW;

d : 检算界面处轴的直径, mm;

$[\tau_r]$: 许用扭转切应力, MPa.

已知轴用材料为45号刚, 则 $[\tau_r] = 25 \sim 45 \text{ M/MPa}$

取材料的最小许用扭转切应力, 则可以算出最大的最小轴径

$$\begin{aligned} d &\geq \sqrt[3]{\frac{9550000P}{0.2[\tau_r]n}} = \sqrt[3]{\frac{9550000}{0.2[\tau_r]} \sqrt[3]{\frac{P}{N}}} \\ &= \sqrt[3]{\frac{9550000 \times 2.8 \div 1000}{0.2 \times 25 \times 25}} \\ &\approx 12.88 \end{aligned}$$

最小轴径为12.88, 设计中选择的轴为18~28, 所以轴1的强度都符合要求。

由此可以算出小链轮连接轴的最小轴径

$$\begin{aligned}
 d &\geq \sqrt[3]{\frac{9550000P}{0.2[t_r]n}} = \sqrt[3]{\frac{9550000}{0.2[t_r]}} \sqrt[3]{\frac{P}{N}} \\
 &= \sqrt[3]{\frac{9550000 \times 2.8 \div 1000}{0.2 \times 25 \times 58}} \\
 &\approx 12.48
 \end{aligned}$$

最小轴径为12.48，设计中选择的轴直径为14，所以轴2的强度也符合要求。

3.1.5 链轮张紧装置的设计

张紧装置是用于调节连传送带的的张力，对链传动带起到相应的调节与保护作用，主要是为了避免在链条的松边垂度过大时，产生啮合不良和链条的振动，同时也为了增加链条与链轮的啮合包角，从链轮可以左右自动调节，可以保证主链轮和从链轮保持在同一水平线上。其构件包括，安装架，调整杆，方形块等，调整杆与从链轮的固定轴连接，固定轴两端铣成扁位，调整杆与轴在扁位出通过螺纹连接，则通过调整杆的调节，即可调节链条的张紧，使其保证最佳工作状态。链传动带张紧装置的装配图如图 3-6 所示：

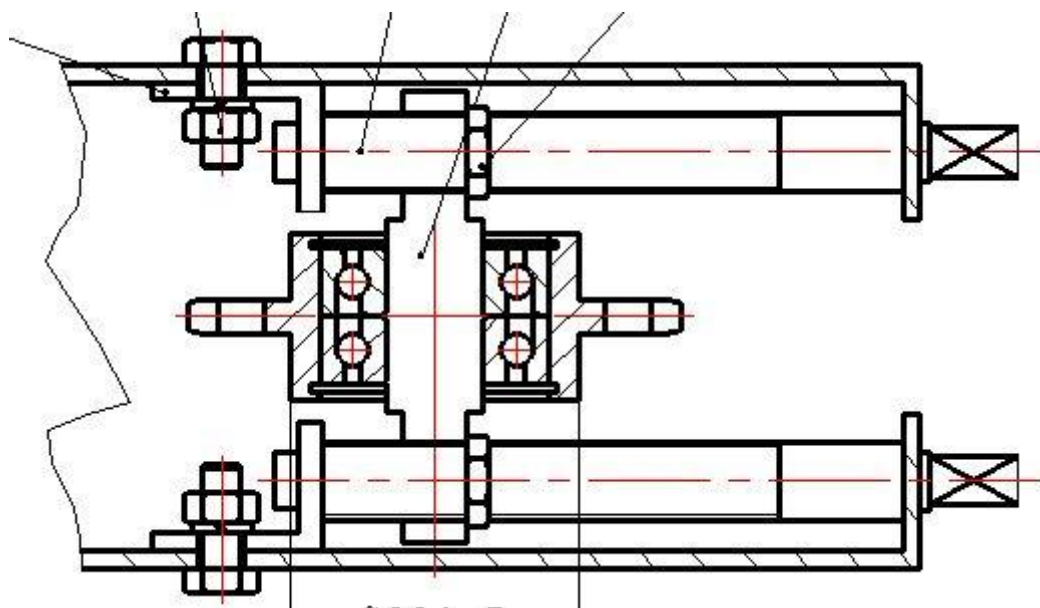


图 3- 6 张紧装置装配图

3.1.6 链传送带框架设计

(1) 链传送带长度计算：

上一小节设计定的链轮分度圆直径为 97.30，08B 链条节距 $p=12.7$ 。则两侧链轮与链条接触长度

$$L_1 = 2 \times \frac{\pi d}{2} = 97.30\pi = 305.52 \approx 12.7 \times 24$$

已知发动机配件直径定为 50，高度定为 60。因为 4 倍节距
 $12.7 \times 4 = 50.8$

其宽度正好与发动机配件直径相近，所以托盘宽度设计为 52x52 的正方形托盘，托
 盘与托盘之间相距 10 倍节距 L_2 ，

$$L_2 = 12.7 \times 10 = 127$$

则一个托盘的最左端到下一个托盘的最左端的距离 L_3 为

$$L_3 = 50.8 + 127 = 177.8$$

在传送带上设计有 16 个托盘，则整个链条长度

$$L_{\text{总}} = 177.8 \times 16 = 2844.8$$

$$= 12.7 \times 224$$

则总的链节数为 224。工作台台面长度

$$L_4 = (L_{\text{总}} - L_1) / 2 = 1270$$

链传动带结构简图如图 3-7

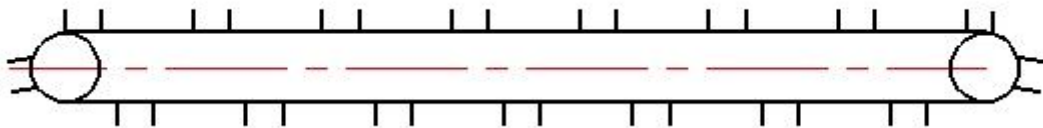


图 3-7 链传动带结构简图

3.1.7 托盘设计

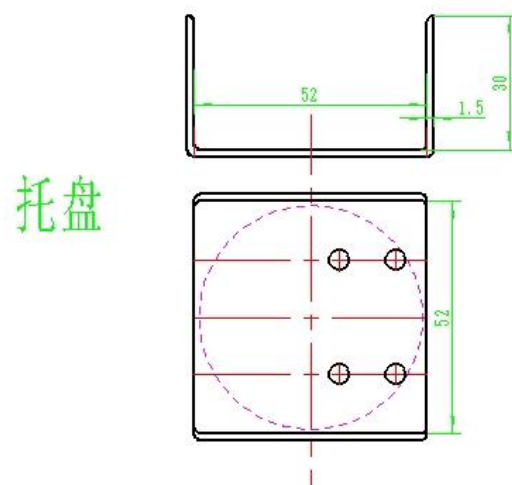


图 3-8 托盘结构示意图

已知发动机配件直径 50，高度 60。则托盘设计为 52x52 板，两侧有挡板，板厚为 1.5，

两侧挡板高度为 30，托盘底部通过沉头螺钉与链条上的双翼固定，沉头螺钉选 M4，托盘材料选择不锈钢。托盘结构示意图如图 3-8 所示。

3.1.8 顶梁杆设计

顶梁杆在链传动上作用是支撑固定作用，顶梁杆穿过左右臂板。顶梁杆直径为 20，两端有 M15 螺纹，通过螺母固定与调整。两根顶梁杆之间相距 209，中心线上方固定 6 用于根，下方中心固定 4 根顶梁杆。顶梁杆长度为 100。在顶梁杆中间位置打 M15 的螺纹孔，固定承接钢板，由于链传动上整体重量不大，支撑力要求不高，所以顶梁杆选用 45 号刚。顶梁杆结构如图 3-9

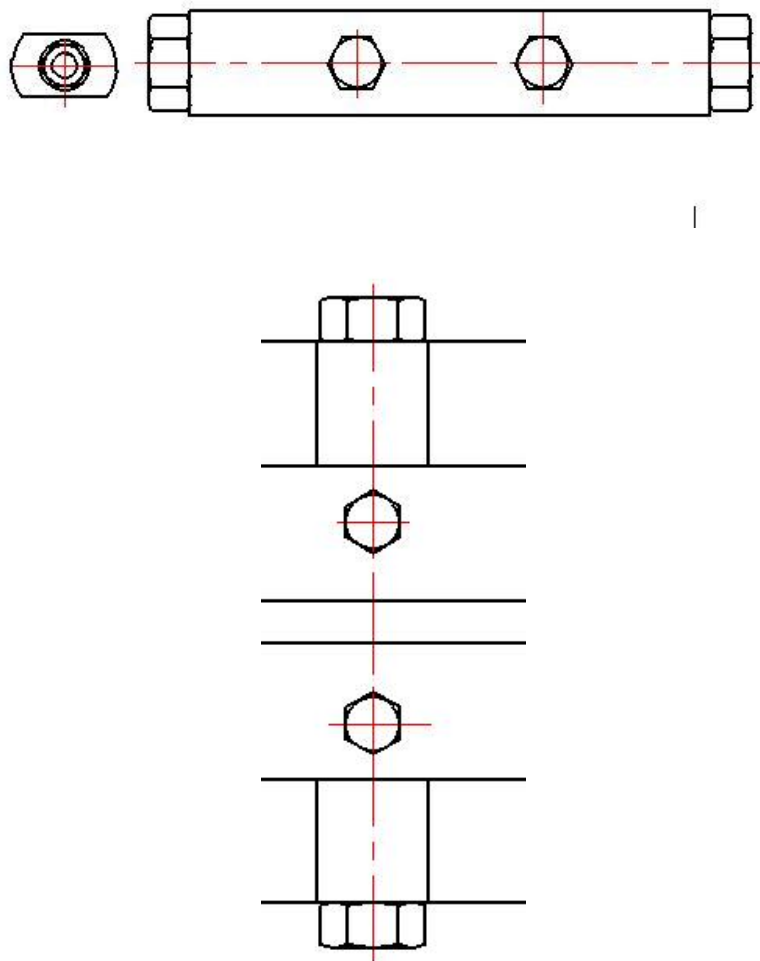


图 3-9 顶梁杆结构示意图

3.1.9 调节杆设计

在顶梁杆与支撑钢板间设计有调节杆，调节杆可以调整支撑钢板高度，使其在装配时能够符合要求水平高度，调节杆结构如图 3-10 所示：

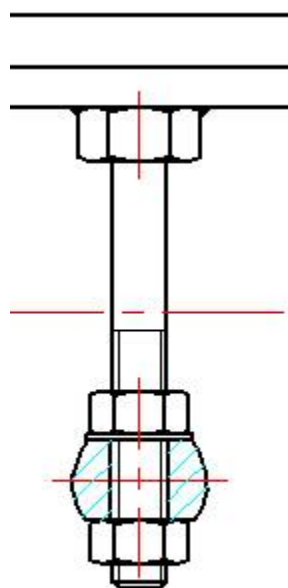


图3-10调节杆结构

调节杆末端上有螺纹，杆通过顶梁杆，通过两个六角螺母固定，通过螺母调节，可以调节其高度，在调节杆顶端的螺母与支撑钢板通过焊接固定，起到支撑与调节作用。

3.1.10 支撑钢板设计

支撑钢板选择长度与链传动工作台水平长度一样，工作台长度为1270，钢板长度也选择1270，宽度取80，在支撑钢板上打有 M6x6沉头螺纹孔，两者相距209，通过螺钉与顶梁杆连接，使其固定与顶梁杆上，用处支撑方钢和链条。

方钢的选取：

已知滚子链内节链款为 7.75，则选取 8x8 方钢，通过加工使其宽度变为 7.5，方钢通过螺栓与支撑钢板固定，滚子链条可以再方钢上滚动。方钢长度与支撑钢板长度相同，长度为 1270.方钢实物图如图 3-11 所示：

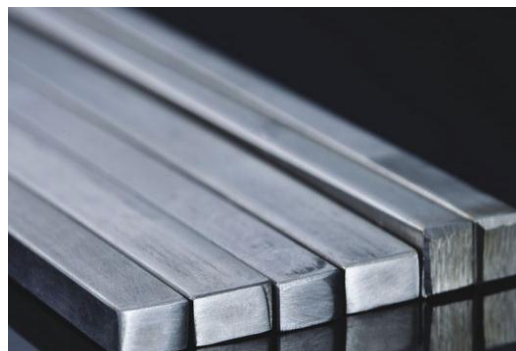


图 3-11 方钢实物图

3.1.11 臂板设计

已知链传动带台面长为 1270，链轮直径为 97.30，

则臂板的总长为台面长加上链轮直径长为 $1270+97.30=1367.3$ ，加上预留空间总长取 1473；

臂板高度选择 120；

臂板选取板厚为 3；

因为有顶梁杆穿过，则在臂板上有直径为 20 的通孔，

链传送带图如图 3-12 所示

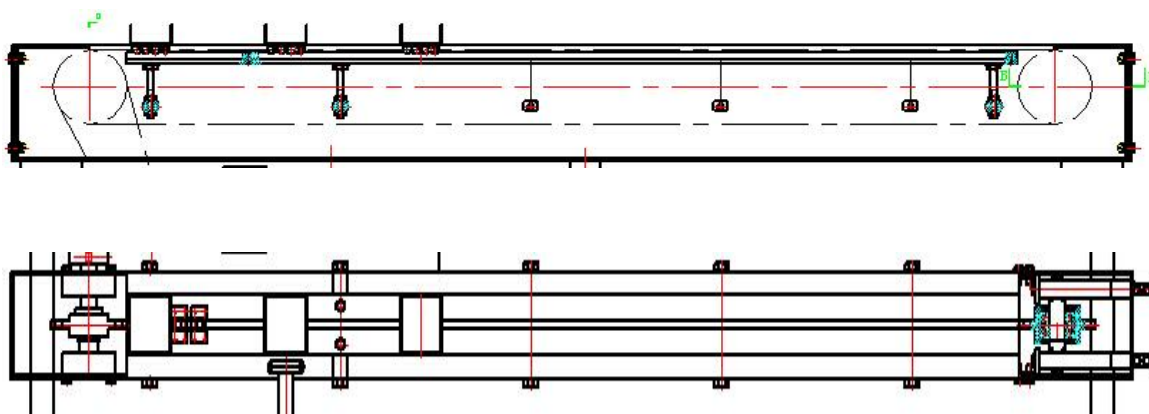


图3-12 链传送带

3.2 推杆的设计与计算

曲柄滑块机构是把旋转运动变换为直线运动的机构，他可以实现急回运动，曲柄滑块机构在机械设备中被广泛应用，例如在冲压机械、惯性筛、自动送料系统、剪床和内燃机等机械设备中。在对曲柄滑块机构设计时，传统的设计方法是按给定滑块的行程速度比系数、滑块的行程等来设计。

本次设计的偏置曲柄滑块示意图如图 3-13 所示

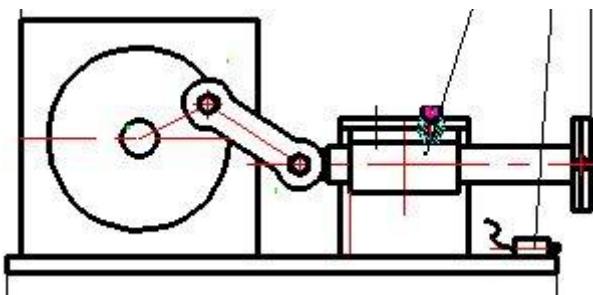


图 3-13 偏执曲柄滑块示意图

3.2.1 推杆行程计算

推杆上 C 点的向右的极限位置度量的位移 s 为

$$s = \sqrt{(AB + BC)^2 - a^2} - ABC \cos \alpha - BC \sqrt{1 - \left(\frac{AB \sin \alpha \pm a}{BC}\right)^2}$$

式子中, α 为 AB 杆与水平方向所成的角度, a 为偏距。

C 点速度可以由以下式子确定:

$$v_c = v_B \left[\sin \alpha + \frac{\cos \alpha (AB \sin \alpha \pm a)}{BC \sqrt{1 - \left(\frac{AB \sin \alpha \pm a}{bc}\right)^2}} \right]$$

式子中 v_B 为曲柄 AB 上 B 点的速度; α 为曲柄 2 的转角;

则偏置曲柄滑块的形成 S 为:

$$S = \sqrt{(BC + AB)^2 - a^2} - \sqrt{(BC - AB)^2 - a^2}$$

根据本次设计要求, 将发动机配件推送至工作台机械手上的距离为 100 左右, 则偏置曲柄滑块的行程取 100, 行程微调可以通过推杆末端推板组合件调节, 则课确定连杆长度: $AB=45$; $BC=60$; 偏距 $a=14$; 则有

$$\begin{aligned} S &= \sqrt{(BC + AB)^2 - a^2} - \sqrt{(BC - AB)^2 - a^2} \\ &= \sqrt{(60 + 45)^2 - 14^2} - \sqrt{(60 - 45)^2 - 14^2} \\ &= 98.68 \end{aligned}$$

则次偏置曲柄滑块机构行程为 98.68, 剩余的 1.32 推杆距离则通过对推杆末端的组合件调节即可。

3.2.2 曲柄连杆的设计

AB 杆长度为 45, 连杆两端通过螺栓连接, 螺栓为 M10. 一端连接于转盘上, 另一端 BC 杆连接,

BC 杆长度为 65, 连杆两端通过螺栓连接,; 螺栓为 M10, 一端连接 AB 杆, 另一端与推杆连接,

AB、BC 杆的宽度取 20, 板厚取 5. 杆两端的连接圆直径取 27. AB BC 杆结构示意图图下 3-14 所示:

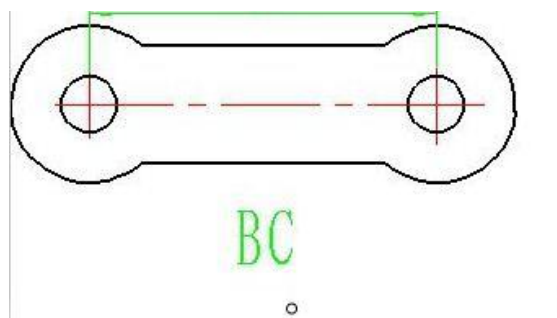


图3-14 BC 杆示意图

3.2.3 垫片设计

由于 AB 杆与 BC 杆、BC 杆和推杆之间有相对运动，为了减少摩擦，消除应力，则应

该在它们之间加上垫片，垫片材料选择黄铜，可以润滑，为了和连杆之间完美配合，垫片规则选取直径 27，中间有 10 直径圆孔的圆铜片，垫片厚度取其结构如图 3-15 所示

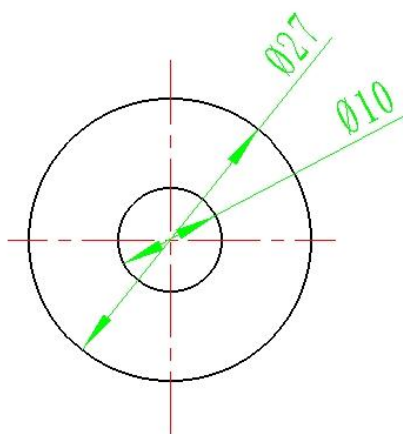


图3-15 黄铜垫片

3.2.4 转盘以及固定钢板设计

已知连杆大小以及长度，则设计转盘的直径为 100，中间打有 M10 螺孔，通过螺栓与固定钢板连接，钢板上四角有螺栓，可以固定置于背面的小型步进电机，步进电机输出轴通过钢板与转盘连接，带动转盘转动。转盘和固定钢板结构简图如 3-16:

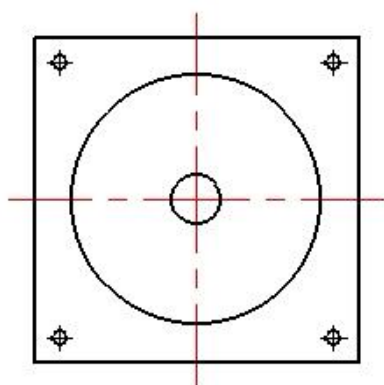


图 3-16 转盘与固定钢板简图

3.2.5 直线轴承的设计选择

金属直线轴承是一种以低成本生产的直线运动系统，用于无限行程与圆柱轴配合使用。直线轴承被越来越广泛的运用到电子设备、食品机械、包装机械、医疗机械、印刷机械、纺织机械、机械、仪器、机器人、工具机械、数控机床、汽车及数字化三维坐标测量设备等精密设备或特殊机械行业之中。

在直线轴承上由于承载球与轴呈点接触，故使用载荷小。钢球以极小的摩擦阻力旋转，从而能获得高精度的平稳运动。金属直线轴承是滚动摩擦，轴承与圆柱轴之间是点接触。

在本次自动系统设计，速度不高，但是冲击频繁，所以选择金属直线轴承。选择的推杆为直径 20 的圆棒，所以直线轴承中圆孔也选择直径 20。

只要在进行载荷时直线系统在做往复运动，就会产生不断作用于直线系统的应力，由于材料疲劳，便会在滚动体和滚道之间产生剥落。直至第一次产生剥落时直线系统的移动距离称为系统的寿命。即使在相同的条件下使用同样尺寸、结构、材料、热处理方式、加工方法的系统，其寿命也不尽相同。但是由于本次设计对直线轴承的寿命要求不是特别高，所以其寿命不在重点设计计算，只做简单介绍。

本次选用的直线轴承基本结构与参数如图 3-17 所示，直线轴承上方有螺孔，用于直线轴承与固定支架的固定。

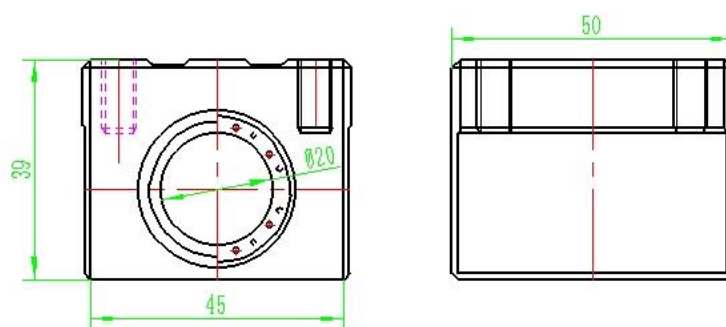
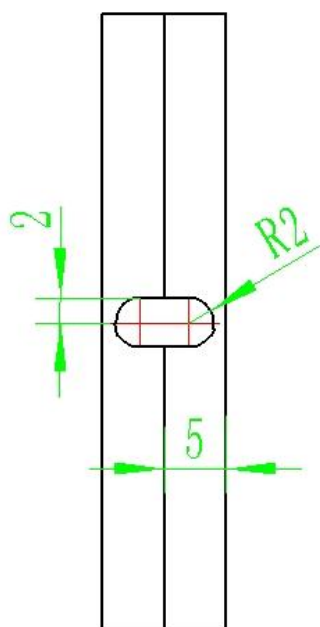


图3-17 直线轴承基本结构与参数

3.2.6 推杆末端组合件设计

该组合件的作用是微调推杆长度，弥补曲柄滑块的行程不足。该组合件又两块可以相互套嵌的钢板组成，板的高度为50，宽度也为50，板厚为5，在钢板中有槽，槽宽度为4，长度为8，通过螺母可以调节。其基本结构示意图如图3-18 所示：



3-18可调节组合件结构示意图

则偏置曲柄滑块机构推杆的设计图如图3-19 所示

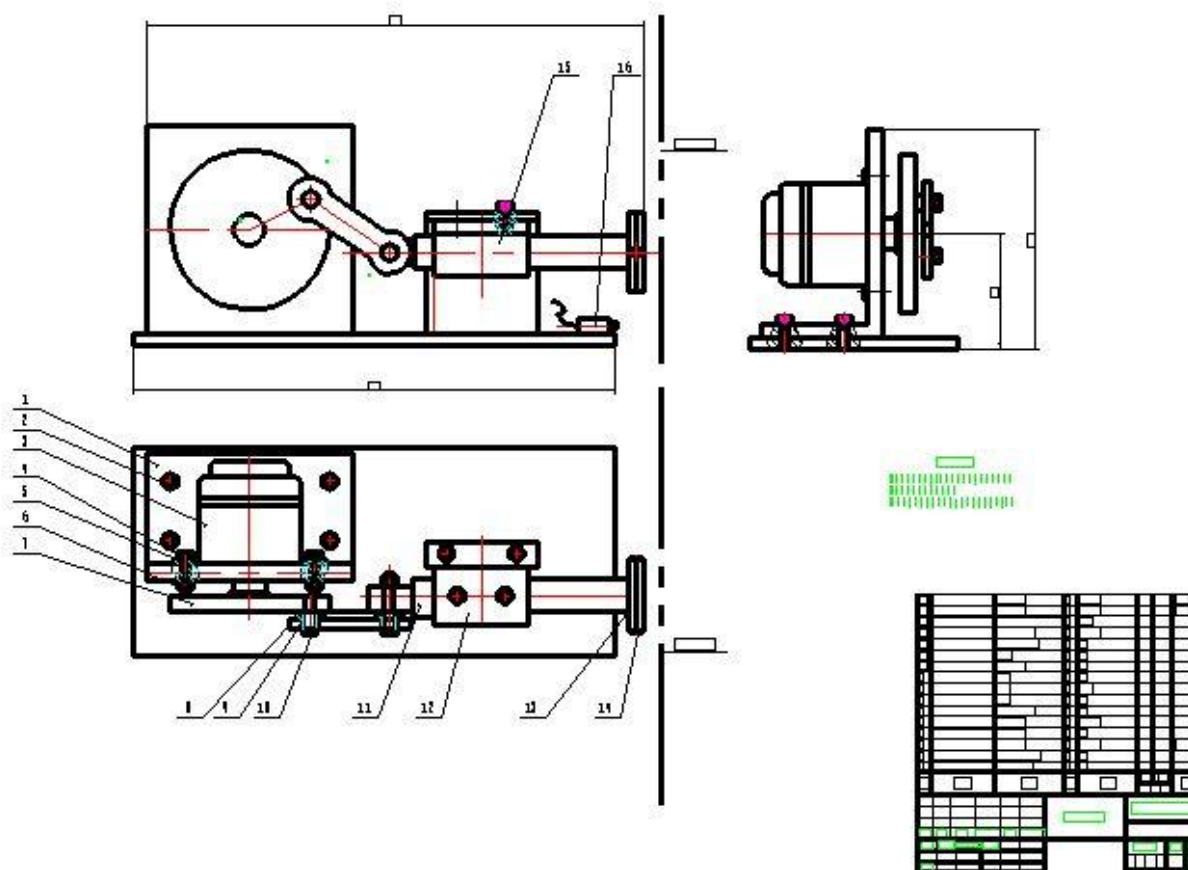


图3-19偏置曲柄滑块机构推杆

4 电气元件的选择计算

本次设计所需的的电气元件有三相异步电机、步进电机、接近开关等。

4.1 用于链传动的电动机的计算与选择

4.1.1 链传动台的摩擦力的计算

(1)、已知工作台面上的链条长度为1270，查表可得，08B-1链条的的密度为0.71kg/m,z则有，链条重：

$$m_1 = (1270 \div 1000) \times 0.71 = 0.9017kg = 901.7(g)$$

(2) 已知托盘长为52.宽度为52，高度为30，板厚为1.5，通过查阅资料可知，不锈钢密度为0.79g/cm³，托盘上有四颗沉头螺钉固定，每颗螺钉质量约为5g,则托盘的总质量为：

$$\begin{aligned} m_2 &= (1.5 \times 30 \times 52 \times 2 + 1.5 \times 52 \times 52) \div 1000 \times 7.9 + 5 \times 4 \\ &= 89(g) \end{aligned}$$

在工作台面最多同时有8组托盘和发动机配件运送，总托盘质量为：

$$m_3 = 89 \times 8 = 712(g)$$

(3)、已知发动机配件质量为100左右，取100g 计算，在工作台面最多同时存在8组托盘和发动机配件运送，则发动机配件的总质量为：

$$m_4 = 100 \times 8 = 800(g)$$

(4)、查阅资料可知，双翼的密度为0.5kg/m,工作台面长度为1270，则双翼的质量为：

$$m_5 = 1270 \div 1000 \times 0.5 = 0.635(kg) = 635(g)$$

(5)、则工作台上的总质约为：

$$\begin{aligned} m_{\text{总}} &= m_1 + m_3 + m_4 + m_5 \\ &= 901.7 + 712 + 800 + 635 \\ &= 3048.7(g) = 3.0487(kg) \end{aligned}$$

查阅资料可知，滚子链与方钢相对的摩擦系数为 $u=0.2$ ，工作台面的链轮摩擦力为：

$$f = m_{\text{总}}gu = 3.0487 \times 10 \times 0.2 = 6.097 \approx 6.01(N)$$

4.1.2 扭矩、功率、减速比的计算以及电机的选择

已计算出链传动带上的摩擦力 $f=6.01\text{N}$ ，链轮的直径 $d=97.30$ ，则摩擦力的扭矩为：

$$T_1 = Fd / 2 = 6.01 \times \left(\frac{97.30}{1000} \div 2 \right) = 0.29(\text{N} \cdot \text{m})$$

由设计要求，上料系统周期为12s,工艺时间为2s,工作台为六工位工作台，则每一工位时间为

$$12 \div 5 = 2.4(\text{S})$$

其中，前1.4用于链传动，后1s 用于推杆的直线运动。在发动机配件运送时，两托盘运送中心相距离为177.8，则其运送速度为：

$$\begin{aligned} v &= \frac{l}{t} = 177.8 \div 1.4 = 127(\text{mm}/\text{s}) \\ &= 0.127(\text{m}/\text{s}) \end{aligned}$$

而在实际运输中，链传动伴随着其他重力压力作用，所以在计算时为确保选择件符合要求，则摩擦力选择15N,则有：

$$P = fv = 15 \times 0.127 = 1.905 \approx 2$$

$$W = pt = 2 \times 1.4 = 2.8(\text{w}/\text{s})$$

在本次设计中，选用普通的三相异步电动机，在电机输出轴端连接减速器进行减速，

减速器输出轴连接间歇分割器，完成间歇传动，间歇分割器输出轴端与皮带轮连接，通过最后一级减速，最后带动链轮转动。则在链传动系统总共有三次减速，减速器二级，带传动一级，以传递功率为0.95算，则有：

$$2 \div 0.95 \div 0.95 \div 0.95 = 2.33$$

$$2.33 \times 15 = 34.95$$

$$34.95 \times 20 = 699$$

减速比计算：

三相异步电机的转速为定1450 r/min，电机输出轴的计算器减速比为25，则速度减为：

$$n_1 = 1450 \div 25 = 58(r/\text{min})$$

通过链轮进一步减速，小链轮直径为41.94，大直径直径为97.30.则转速减为：

$$n_2 = 58 \times \frac{41.94}{97.30} = 25(r/\text{min})$$

用于传动发动机配件的链传动带1.4s 需传送177.8mm，链轮直径为97.30，则链轮的转速为：

$$n_3 = \pi d / v = 25(r/\text{min})$$

设计符合要求，则总传动比为：

$$i = \frac{1450}{25} = 58$$

由于在实际传动时，有其他因素干扰，则为了保证传送，取功率为750W 的三相异步电动机。通过计算数据和查阅资料，本次设计链传动的电机选择为型号为 Y802-4 的三相异步电动机。减速器选择与此三相异步电动机配对的减速器，减速比为25.Y802-4 三相异步电动机实物图如图4- 1所示：



图4-1 Y802-4三相异步电动机实物图

4.2 推杆的电动机的计算与选择

已知本次偏置曲柄滑块的行程为100，直线往复运动的一个来回周期为1s.则其速度为：

$$v = l / t = (100 \times 2) \div 1 = 200(\text{mm}/\text{s})$$

转盘直径为100.与小型步进电机连接。由于推杆力较小，对于转矩以及功率要求都不高，则通过计算和查阅资料，本次设计的偏置曲柄滑块机构推杆的电机选择步进电机，

其型号为 YK45HB38 的小型两项步进电机。

在传动件到达指定位置时，安装的接近开关传感器会传送信号步进电机，电使机转动。图4-2为接近开关的原理图以及实物图：

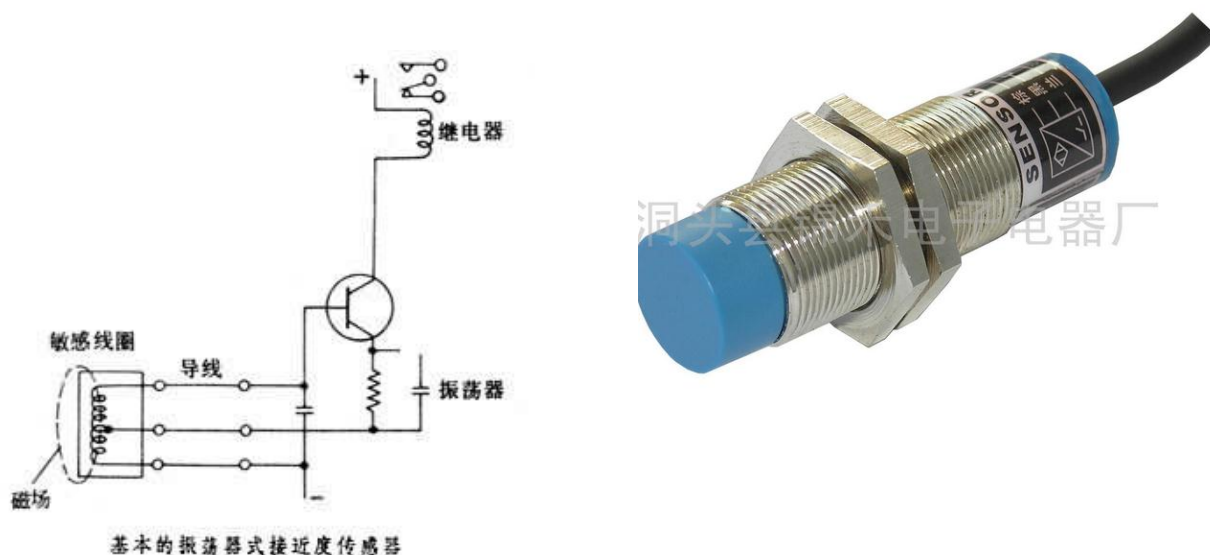


图4-2 接近开关原理图以及实物图

设计完成，自动上料系统的装配图如图4- 3所示：

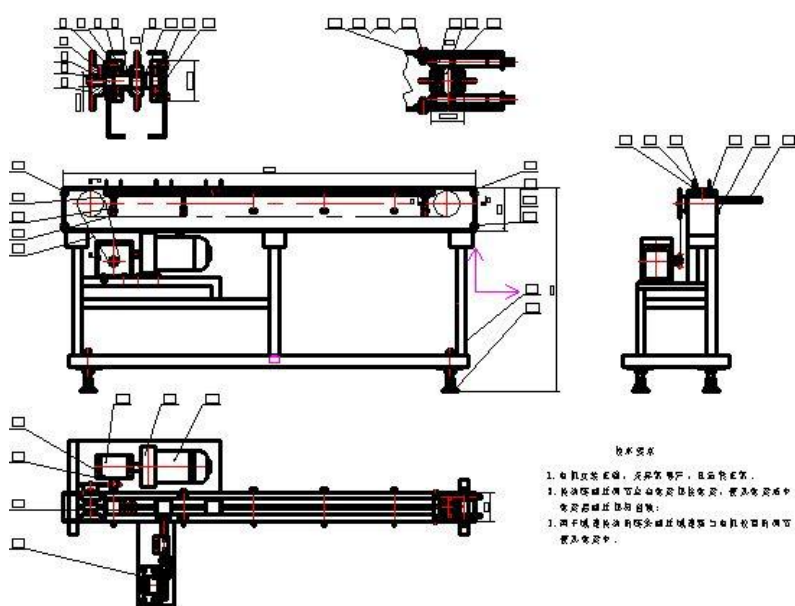


图4-3 装配图

5 总结

有设计在汽车零配件加工生产的过程中,如果使用人工上下料,则其不仅劳动强度大,而且效率低,工作环境也较差,有诸多不足。而使用自动上下料装置,则具有传送快速、定位精度高以及可以长时间连续作业,大大提高了生产效率。

在链传动结构设计时,电机选用三相异步电机,电机输出轴连接减速器,通过减速器减速,电机与减速器为一体固定与支撑板上,减速器输出轴连接间歇分割器形成间歇转动,间歇分割器输出轴与减速用链轮连接,链条 08B 单排链条,从而实现再次减速,减速所用链轮与传动链轮通过轴连接,从而带动链传动。主动链轮通过轴的装配定位固定,链轮两侧通过臂板固定,臂板上打用螺孔,中间接上顶梁杆,顶梁杆上打有螺孔,通过螺孔连接,使得钢板放置于顶梁杆上,用于支撑,顶梁杆与钢板上可以通过调节轴支撑与调节,钢板上固定放置方钢,可以使链条滚子在方钢上滚动。链条两侧设有翼,翼上通过平角螺钉固定装上托盘,托盘两侧设有挡板。链传动带动托盘移动,发动机配件置于托盘上跟随移动,载有发动机配件的托盘到达指定位置时,链传动停止,推杆将发动将配件推至指定位置,推杆返回后,链传动继续进行,在链传送带上设有张紧装置,通过对螺杆的调节,可以使链条张紧。

当载有发动机配件的托盘到达指定位置时,通过接近装置传感器发出信号给步进电机,步进电机转动,带动偏置曲柄滑块机构运动,推杆运动上装有直线轴承,直线轴承通过杆架固定,从而实现定位准确的直线往复运动,同时推杆末端为组合件,可以调节宽度,从而可以调节行程。

机架通过方钢焊接成,机架与第接触安装,地脚螺栓,一方面可以支撑,另一方面在安装时可以调节工作台的高度。

最终实现的功能是,通过链传送带带动托盘在工作台上移动,托盘上放置输送件,当图盘到达指定位置时,链条暂时停止转动,推杆运动把输送件推至指定位置,推杆返回,链条又开始转动。传送时间为 1.4s,停止时间为 1s,这 1s 内为推杆往返运动时间。

本次发动机配件生产线自动上料系统设计到此完成,由于能力有限,本次设计存在很多方面的不足,希望能进一步改进。

谢 辞

2013 年 12 月，我开始了我的毕业论文工作，时至今日，论文基本完成。从最初的茫然，到慢慢的进入状态，再到对思路逐渐的清晰，整个写作过程难以用语言来表达。历经了几个月的奋战，紧张而又充实的毕业设计终于落下了帷幕。回想这段日子的经历和感受，我感慨万千，在这次毕业设计的过程中，我拥有了无数难忘的回忆和收获。

2014 年一月初，在与导师的帮助下我的题目定了下来，是：发动机配件生产线自动上料系统。当选题报告，开题报告定下来的时候，我当时便立刻着手资料的收集工作中，当时面对浩瀚的书海真是有些茫然，不知如何下手。我将这一困难告诉了导师，在导师细心的指导下，终于使我对自己的工作方向和方法有了掌握。

在搜集资料的过程中，我认真记录下重要资料。我在学校图书馆，大工图书馆搜集资料，还在网上查找各类相关资料，将这些宝贵的资料全部记在笔记本上，尽量使我的资料完整、精确、数量多，这有利于论文的撰写。然后我将收集到的资料仔细整理分类，及时拿给导师进行沟通。

4 月初，资料已经查找完毕了，我开始着手论文的写作。在写作过程中遇到困难我就及时和导师联系，并和同学互相交流，请教专业课老师。在大家的帮助下，困难一个一个解决掉，论文也慢慢成型。

4 月底，论文的文字叙述已经完成。5 月开始进行相关图形的绘制工作和自动上料系统的设计工作。在设计自动上料系统初期，由于没有设计经验，觉得无从下手，空有很多设计思想，却不知道应该选哪个，经过导师的指导，我的设计渐渐有了头绪，通过查阅资料，逐渐确立系统方案。方案实现间歇传动的的设计是个比较头疼的问题，在反复推敲，对比的过程中，最终定下了运用链传动上加上托盘，再利用间歇分割器来实现链传动的间歇传动。

这次毕业论文的制作过程是我的一次再学习，再提高的过程。在论文中我充分地运用了大学期间所学到的知识，也更学习到了更多机械设计知识。

我不会忘记这难忘的几个月的时间。毕业论文的制作给了我难忘的回忆。在我徜徉书海查找资料的日子里，面对无数书本的罗列，最难忘的是每次找到资料时的激动和兴奋；亲手设计电路图的时间里，记忆最深的是每一步小小思路实现时那幸福的心情；为了论文我曾赶稿到深夜，但看着亲手打出的一字一句，心里满满的只有喜悦毫无疲惫。这段旅程看似荆棘密布，实则蕴藏着无尽的宝藏。在整个过程中，我学到了新知识，增长了见识。在今后的日子里，我仍然要不断地充实自己，争取在所学领域有所作为。

脚踏实地，认真严谨，实事求是的学习态度，不怕困难、坚持不懈、吃苦耐劳的精神是我在这次设计中最大的收益。我想这是一次意志的磨练，是对我实际能力的一次提升，也会对我未来的学习和工作有很大的帮助。

在此我要感谢我的导师唐焱老师，在毕业设计的过程中，你给了我很多设计思路和改进建议，是您的细心指导和关怀，使我能够顺利的完成毕业设计。同时感谢黄伟老师，给了我很多鼓励和帮助。在我的毕业设计中无不倾注着老师们辛勤的汗水和心血。老师的严谨治学态度、渊博的知识、无私的奉献精神使我深受启迪。从尊敬的导师身上，我不仅学到了扎实、宽广的专业知识，也学到了做人的道理。在此我要向我的导师致以最衷心的感谢和深深的敬意。

参考文献

- [1] 机械设计手册联合编写组.机械设计手册[M].北京: 化学工业出版社 2006.
- [2] 刘会霞, 金属工艺学[M].北京: 中国机械教育协会机械工业出版社, 2011.06
- [3] 陈长生, 机械基础[M].北京: 机械工业出版社, 2010.11
- [4] 周文玲, 互换性与测量技术[M].北京: 机械工业出版社, 2011.06
- [5] 孙靖民, 现代机械设计方法[M].黑龙江: 哈尔滨工业大学出版社, 2013
- [6] 李念奎等, 铝合金材料及热处理技术[M].北京: 冶金工业出版社, 2012.
- [7] 万晓航等, CAXA 制造工程师 2008 实用教程[M].北京: 北京理工大学出版社, 2010.07
- [8] 韩志军等, 工程力学[M].北京: 科学出版社 2011.07
- [9] 郑雪梅等, 机械零部件测绘造型[M].北京: 清华大学出版社 2010.07
- [10] 万苏文等, 典型零件工艺分析与加工[M].北京: 清华大学出版社 2010.08
- [11] David G.Ullman, The Mechanical Design Process[M].北京: 机械工业出版社.2010.04. (原书第四版)
- [12] 吴宗泽, 机械零件设计手册.机械工业出版社.2003.11
- [13] 孟宪源, 现代机构手册.机械工业出版社.1995.3
- [14] 孙桓 陈作模 葛文杰等[M], 机械原理第七版.西北工业大学机械原理及机械零件教研室.2006.5
- [15] 濮良贵 纪名刚等[M], 机械设计第八版.西北工业大学机械原理及机械零件教研室.2006.5
- [16] BRANDES, E.A. Smithells Light Metals Handbook Smithells_Light_Metals_Handbook[M], 2001