

第一章 绪论

1.1 全自动冲孔机的国内外研究现状及发展趋势

日新月异的高新技术，带动新材料、新设计、新工艺不断推陈出新，作为现代化机械中的冲孔机，也以不断创新的先进技术和全新的面貌出现在用户面前。目前两大品类（有孔、无孔）的冲孔机中，都采用了现代电子技术，如票据自动冲孔机采用的票据打孔设备是采用 PLC 控制伺服系统进行票据自动定位，具有定位精度高、生产效率高的特点^[15]。全自动打孔冲孔机中的自动调整、打孔、成型、灯光指示、自动报警、自动排屑等，构成了手动、半自动、自动化产品系统；为了服务于不同用户的需要，小到个人用的经济型订书机，大至机关、企事业单位用的全自动专业冲孔机，都配套完备；面对不同用途，金属、铁圈、胶圈、螺旋圈（金属、塑料），或圆钮、打孔、无孔热熔等各种冲孔机应有尽有；对不同行业、不同业务、不同场合乃至不同零件及其厚度的需要，有专门设计的轻巧型的、办公室用的、专业用的、票据用的、工厂用的产品等，各种冲孔机种类齐全；对于刻意追求形象美观、色泽鲜艳、设计独具个性的用户，现代冲孔机也一改过去的老面孔，出现了各种颜色、多种造型、创意新颖、功能“二合一”、材料多样的装饰型冲孔机。总之，适应时代潮流，适应市场需要，适应用户“上帝”的意愿，冲孔机正向着产品多样化、系列化、功能化、操作简单化、自动化、价位多元化方向发展。

目前，我国冲孔机市场也在向国际市场接轨，世界知名的办公及工厂设备厂商如法国宝、彪马、亚大力、美连、意必高、利宝等公司产品相继进入我国市场，欧美的、日本的及我国大陆、香港特别行政区、澳门特别行政区、台湾省产的冲孔机，各式各样品种不断推陈出新并展示于中国市场，使广大用户大开眼界，领略各种新潮风格的产品。

在日常生产和生活中，冲孔工作随处可见，这样的设备也多种多样，但集送料和冲孔功能于一身的联合冲孔，迄今为止在相关文献发表还不多见。基于此种情况，我这次设计的全自动冲孔机将送料和冲孔功能集于一身，很好的解决了以前的人工送料问题，使结构流程得到很好的简化及缩短，提高了生产效率及工作环境的安全性能，力求做到环保及节省资源的效果，使得冲孔的效率大大的提高。

1.2 课题的来源、研究的目的及意义

随着市场经济的繁荣,商业活动的效率越来越高,机械日趋成为重要的行业,而机械行业中的零部件如保险管帽孔的冲孔又变得非常重要,但由于传统的保险管帽孔的冲制是:由工人将工件一件一件放置在冲孔模具上,然后冲压机动作完成冲孔,工人再取出工件。该法结构简单,但效率低,成本高,易发生事故^[12]。正是基于上序情况,本课题根据社会的需求将设计出新型的全自动冲孔机。此设计的目的和意义主要是解决传统的的人工上料、取料问题,采用传输装置全自动送料,减少人工压紧工件、劳动强度大、安全可靠差及模具容易损坏等问题,避免工伤事故;其次是在满足冲孔精度的条件下节省原材料及成本。

1.3 本设计的主要工作

在一台现代化的机器中,常会包含着机械、电气、液压、润滑、冷却、信号、控制、检测等系统的部分或全部,但是机器的主体,仍然是它的机械系统。无论分解哪一台机器,它的机械系统总是由一些机构组成;每个机构又是由许多零件组成。所以,机器的基本组成要素是机械零件。

本次设计的主要工作是在认真分析目前已经得到广泛运用的几种冲孔机的优缺点之后,结合我国目前的保险管帽孔的生产状况,设计出了一台比较先进的全自动冲孔机。要求设计的为保险管帽上冲孔的全自动冲孔机,结构简单,该机要求能在外径为 3.59mm ,壁厚为 0.2mm 的保险管帽(如图1-1)上自动冲出直径为 0.8mm 的小孔,孔对零件中心的偏差不能超过 $\pm 0.01\text{mm}$,且每秒冲3件。

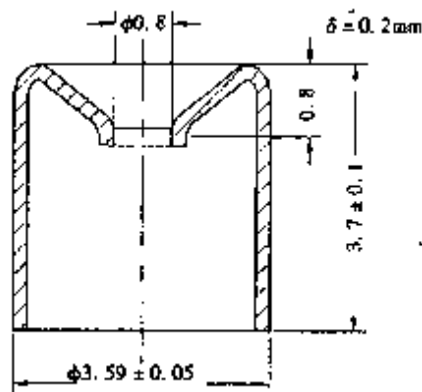


图1-1 保险管帽

针对设计的要求，决定该冲孔机的设计思路为：采用振动料斗自动送料的机构，从料斗出来的加工零件进入分度盘，而分度盘由不完全齿轮带动，分度盘的旋转使加工零件准确的进入凹模部位等待加工；送料的同时由电动机带动偏心轮轴旋转，偏心轮带动滚动轴承及上模座运动，而上模座的运动使凸模的冲头完成冲孔任务，偏心轮轴的另外一端装锥齿轮，锥齿轮之间的传动带动不完全齿轮轴运动，不完全齿轮带动分度盘运动，如此循环。

根据设计思路，本次设计主要要完成的工作为：

- 1、系统总体方案的设计；
- 2、电动机的选择；
- 3、偏心轮机构的设计；
- 4、不完全齿轮机构的设计；
- 5、锥齿轮的设计；
- 6、轴与零部件的设计；
- 7、模具的设计；

第二章 系统总体方案的设计

2.1 总体方案的确定

由于保险管帽的冲的孔径较小，要求精度高。又由于传统的冲孔是工人将工件一件一件的放置在冲孔模具上，然后冲压机动作完成冲孔，工人再取出工件，该法结构简单，但效率低，成本高，易发生事故。所以本次设计的任务是设计出一台全新的全自动冲孔机，要求自动送料、冲孔与一体。

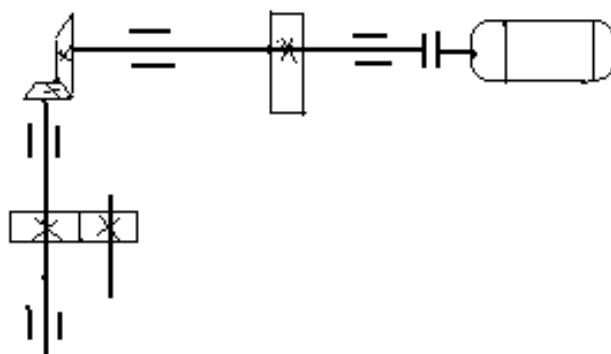
近些年来，国内一些工厂和研究单位在开发冲孔机械上做了许多工作，也取得了一定的进展。从控制方式上来分大体可总结为 PLC（可编程控制器）+伺服系统+步进电机或不完全齿轮系统+弹性阻尼装置+异步电动机。

PLC（可编程控制器）+伺服系统+步进电机控制具有定位精度高、生产效率高的特点。此控制设计出来的全自动冲孔机能够实现全自动操作的功能，生产效率同普通人工送料机相比增加了 90%，节约人力资源 50%。但是此机设计出来占用较大的空间，且要求操作严格及维修费用制造费用较高，不太适合小型企业的使用及制造，耗电较大^[18]。

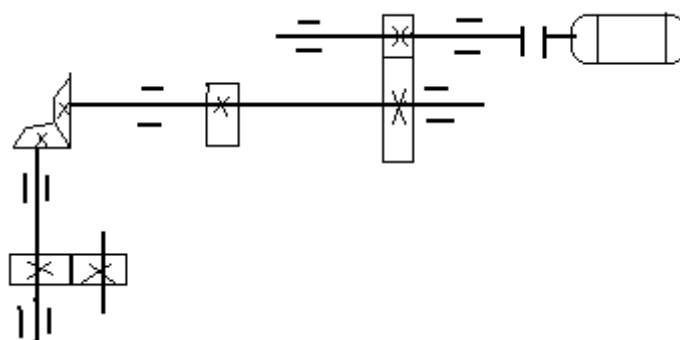
不完全齿轮系统+弹性阻尼装置+异步电动机控制的全自动冲孔机具有结构较简单，外形美观大方，结构合理，占地面积少，能精确的完成自动冲孔任务，要求人员操作的技术水平较低且操作便捷，整台机器耗电量少，价格相对比较便宜，劳动生产率相对普通的人工送料机提高 2 倍左右。但是此机器加工的产品效率较低，使用年限较短，适合小型企业制造及使用^[16]。

综上所述，结合所需公司的特点和借鉴其他全自动冲孔机的优缺点，通过对二种冲孔机控制方案的反复论证，确定本冲孔机的控制采用不完全齿轮系统+弹性阻尼装置控制，以三相电动机为动力，模具冲头为工作执行部件，振动料斗为送料部件。利用电动机带动主轴及偏心轮而实现冲孔的总体设计方案。

确定传动方案，方案简图如下（图 2-1 所示）：



(a)



(b)

图 2-1 方案简图

比较 2 种传动方案，方案 (a) 采用无级变速电动机带动主轴旋转进行冲孔，方案 (b) 采用 Y 型电动机带动，采用齿轮减速器减速来达到冲孔的额定转速。

比较方案 (a) 跟 (b)，显然方案 (a) 简单方便，占地面积少，结构紧凑、传动效率高、使用维护方便、工艺及经济合理，使用于轴受力较小的传动。方案 (b) 采用 Y 型电动机，因为 Y 型电动机的转速都比较高，而要求的电动机转速比较小，且采用齿轮减速，增加了成本以及使机构不紧凑，不方便安装加工，占地面积较方案 (a) 大，适合轴传动受力较大的机构。

因为此次冲的孔为小孔，轴受力不大，所以经过比较确定方案 (a) 为最终方案。

2.2 工作原理和创新之处

2.2.1 工作原理

全自动冲孔机的机械结构简图（如图 2-2）

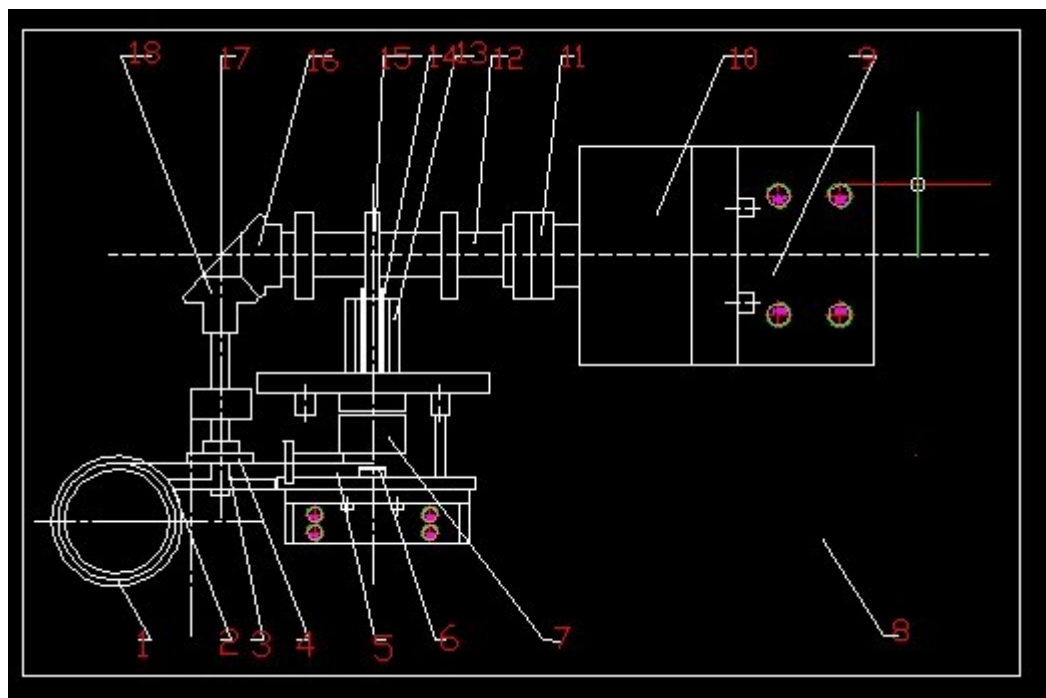
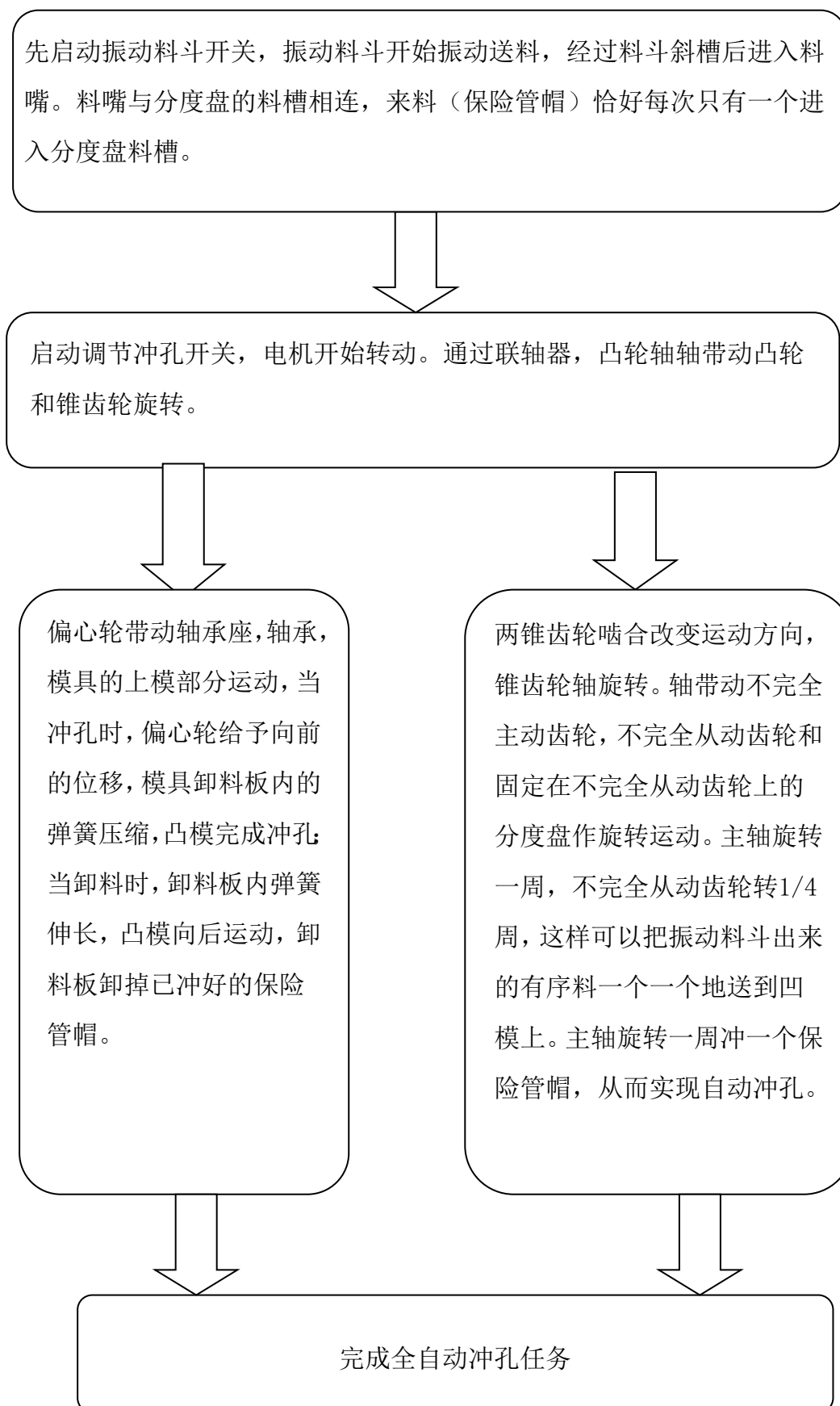


图 2-2 机械结构简图

1. 振动料斗 2. 料斗斜槽 3. 不完全主动齿轮 4. 不完全从动齿轮 5. 分度盘 6. 凸模 7. 冲孔模具 8. 工作台 9. 电机固定板 10. 电机 11. 联轴器 12. 主轴 13. 轴承座 14. 轴承 15. 偏心轮 16、18. 锥齿轮 17. 轴

全自动冲孔机的工作原理简述如下：



2.2.2 创新之处

(1) 采用不完全齿轮机构（如图3-2所示）作为间隙运动机构，当主动齿轮1转一周时，从动齿轮2转四分之一周，从动齿轮每转停歇四次。当从动齿轮停歇时，主动齿轮上的锁止弧与从动齿轮上的锁止弧互相配合锁住，以保证从动齿轮停歇在锁定位置。当电机高速旋转不完全齿轮机构（如图2-3所示）时，主动齿轮角速度增大，从动齿轮的角速度亦增大，运转中惯性力增大，此时容易发生齿轮间卡死。为此我们在系统中增加了弹性阻尼系统（如图2-4所示）。

通过调节弹簧弹力大小来克服齿轮的惯性力。如需在高速下运行，齿轮的惯性力较大，则弹簧的弹力应加大，反之，则弹力应减小。从而保证不完全齿轮能够在高速中正常运行。

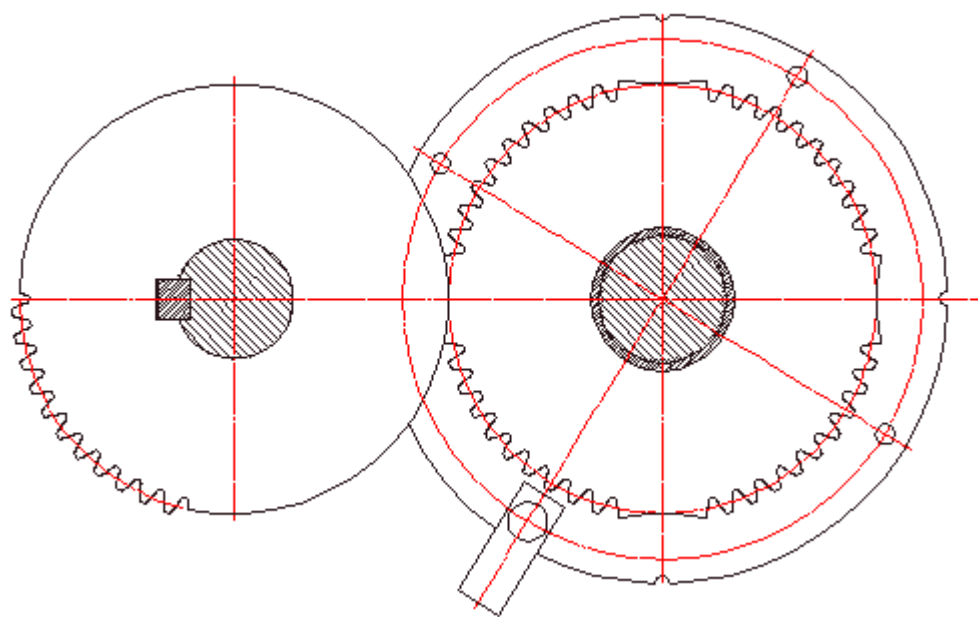


图2-3 不完全齿轮机构

(2) 此机构利用冲孔模具的导向作用，省去了冲床的滑块机构；因冲裁力较小，省去了冲床的飞轮机构，因而整个机构得到简化，加工方便。

(3) 模具通常垂直安装在冲床上完成冲压任务。而本机构利用现有模架，并且考虑到从振动料斗出来的保险管帽是水平的，应而将冲孔模具水平放置即水平方向完成冲孔任务。

(4) 此机构自身就是一部小冲床和送料机构，解决了占用其它冲床的矛盾。

(5) 通过采用不完全齿轮和分度盘及弹性阻尼装置在同一变速电机的驱动下与冲孔实现时间上的精准配合使该冲孔机实现了真正的全自动冲孔,不再是以往生产的半自动手工送料,安全省力且提高了送料精度。

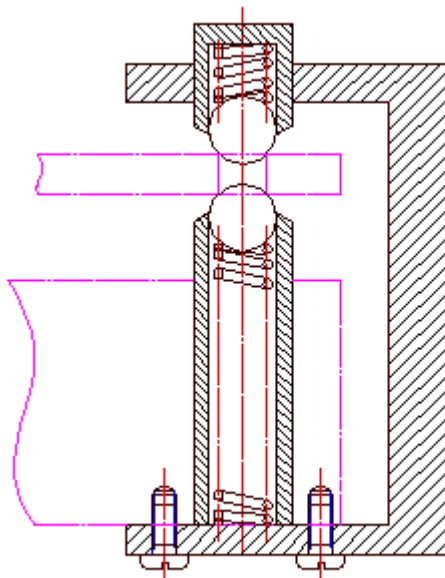


图2-4 弹性阻尼系统

(6) 以往采用的冲床功率较大,生产中耗电量大,成本较高。本机构消耗功率500W,大大节省能源,降低成本。

(7) 本设计采用无级电机变速代替以前复杂的传动及变速装置,它可以任意调节冲孔速度并减少了大量的传动和变速装置使机构结构紧凑、占地面积小且传动效率高、使用维护方便、工艺及经济合理,以往采用的冲床功率较大,采用且对于生产中耗电量大,成本较高的问题,本机构消耗功率500W,大大节省能源,降低成本。

第三章 电动机的选择

3.1 电动机的类型

经查阅相关资料，得到无极变速电动机的类型主要有冶金及起重用变频调速三相异步电动机、电磁调速三相异步电动机、变频调速三相异步电动机等。其主要特点和应用场合如下（表 3-1）：

表 3-1^[4]

名称	特点和应用场合
YTSZ 冶金及起重用变频调速三相异步电动机	冶金及起重用变频调速三相异步电动机，是在 YTSP 系列变频调速三相异步电动机的基础上，根据冶金及起重用三相异步电动机的使用特点而开发的系列产品。开发中综合了生产冶金及起重用直流电动机和交流电梯电机的丰富经验，以及对交流变频调速的研究成果，电机的电磁设计、结构设计和绝缘系统设计既考虑了对变频电源供电和宽范围变频调速的适应能力，又体现了冶金及起重用三相异步电动机过载能力大、机械强度高的特点。与变频调速良好的起、制动功能相结合，特别适用于采用变频调速、短时或断续周期运行、频繁起动和制动的场合。电机基本技术条件符合 IEC60034-1 和 GB755 国际和国家标准的規定，安装尺寸符合 IEC72 国际标准
YCT 电磁调速三相异步电动机	

	<p>YCT 电磁调速电动机是机械工业部组织设计的 Y 系列异步电动机的主要派生系列。电磁调速电动机由拖动电机(Y 系列电动机)。电磁转差离合器和控制器三部份组成, 可用于恒转矩负载场合, 特别适宜在递减转矩负载中使用(例如离心式水泵和风机)、有较明显的节能效果。YCT 系列电磁调速电机能在规定的调速范围内均匀地、连续地无级调速、并能输出额定转矩, 电机在运行中当负载转矩变动时可通过控制器的速度负反馈系统自动调节离合器的励磁电流, 使输出转速基本上保持不变。本系列电机有全国统一的技术条件, 并且外形安装尺寸, 拖动电机及其它易损件全国生产厂均匀统一, 可以互换。</p> <p>YCT 系列电机的特点:</p> <ol style="list-style-type: none">1、无失控区2、调速范围广, 速度调节平3、具有速度负反馈自动调节系统, 转速变化率小4、起动力矩大, 起动平衡5、结构简单、可靠、使用维护方便6、控制功率小, 并能实现多种方式控制应用范围 <p>YCT 系列电磁调速电机, 可用于油漆流水线, 装配流水线的传输带, 注塑机、印染机、印刷机、水泵、鼓风机、回转炉、拉线机、卷纸机、卷纸机、卷板机、压延机、空调设备、输送设备等</p>
--	---

YVP 变频调速三相异步电动机	<p>YVP 系列变频电机是一种交流、高效、节能型调速电动机，专为匹配变频调速设计制造，是机电一体化的调速节能新产品。与其他调速方式相比，变频调速系统特点有：</p> <ol style="list-style-type: none">1、效率高、节能显著；2、调速平滑，能在 5-100HZ 范围内无极调速3、低频起动时对负载冲击小；4、体积小、重量轻、安装尺寸和 Y 系列基本相同；5、起加起动设备；6、应用范围广，在 50HZ 以下可作动电流小不用附恒转矩运行，在 50HZ 以上可作恒功率运行；7、比电磁调速电机结构简单，使用可靠，维修方便。 <p>YVP 变频调速三相异步电动机能够保证电机长时间低速或高速运行，是目前交流调速方案中最先进的系统之一。广泛应用于数控机床的主轴传动、纺织、化工、冶金、塑胶、轻工、造纸等行业的恒转矩、恒功率调速以及风机水泵等场合的节能调速。</p>
-----------------	--

3.2 电动机的选择

1. 电动机输出功率的确定

$$(1). \text{不完全齿轮机构所需功率: } P_{w1} = \frac{Tn'}{9550\eta_w} \times 1000$$

式中: T -不完全齿轮惯性力矩为 $1.8N \cdot m$

n' -不完全齿轮转速为 $180r/min$

η_w -不完全齿轮机构传动效率 0.98

$$\text{所以, } P_{w1} = \frac{1.8 \times 180}{9550 \times 0.98} \times 1000 = 34.6w$$

(2). 冲孔机构所需功率:

弹簧受压力

$$K=(G \times d^4)/(8 \times D_m^3 \times N_c) \text{kgf/mm}$$

式中: G -线材的钢性模数: 不锈钢丝 $G=7300$;

d -线径为 2mm

D_m -中径为 23mm

N -总圈数 8

N_c -有效圈数 $N-2=6$

$$\text{则有 } K=(G \times d^4)/(8 \times D_m^3 \times N_c)=(7300 \times 2^4)/(8 \times 23^3 \times 6)=0.20\text{kgf/mm}$$

$$\text{则弹簧所受力为 } F_1 = KL / 0.102 = 0.20 \times 45 \times 2 / 0.102 = 176.5N$$

式中: L -模具的冲压行程。

冲孔机构所需的功率为:

$$P_{w2} = \frac{Fv}{\eta_w} = \frac{(F_z + F_1 + F_{卸})v}{\eta_w}$$

式中: F_z -总冲裁力为 $133.97N$

F_1 -克服弹簧的作用力 $176.5N$

$F_{卸}$ -卸料力, 初步估算为 $26N$

$$\text{则有: } P_{w2} = \frac{(133.97 + 176.5 + 26) \times 10^{-3} \times 45 \times 2}{0.95} = 32w$$

除此之外, 还有导套与导柱的摩擦力, 再加上传动件的功率损失, 须选用 500w 以上的电动机, 其选择方案由如下几种:

(1). YTSZ 冶金及起重用变频调速三相异步电动机

型号	标称功率 Kw	额定电流 A	额定转矩 $N \bullet m$	诸转转矩 额定转矩	转动惯量 $Kg \bullet m^2$	重量 Kg	安装长度 mm
YTSZ90S-4	1.1	3.0	7.0	0.25	0.003	17	500

(2). YCT 电磁调速三相异步电动机

型号	拖动功率 Kw	调速范围 r/min	额定转矩 $N \bullet m$	转速变化率	电源(三相交流)	重量 Kg	安装长度 mm
YCT112-4B	0.75	1250-125	4.9	0.25	50Hz、 380V	53	520

(3). YVP 变频调速三相异步电动机

型号	标称功率 Kw	额定电流 A	额定转矩 $N \bullet m$	诸转转矩 额定转矩	转子转动惯量 $Kg \bullet m^2$	重量 Kg	安装长度 mm
YVP90S6	0.75	2.5	7.9	1.25	0.0029	22	400

综合考虑以上三种特点和应用范围, 结合设计要求, 使结构简单紧凑, 成本较低, 选择第三种方案, 即型号为 YVP90S6 变频调速三相异步电动机。其结构简图(如图 3-1)和相关安装尺寸如下:

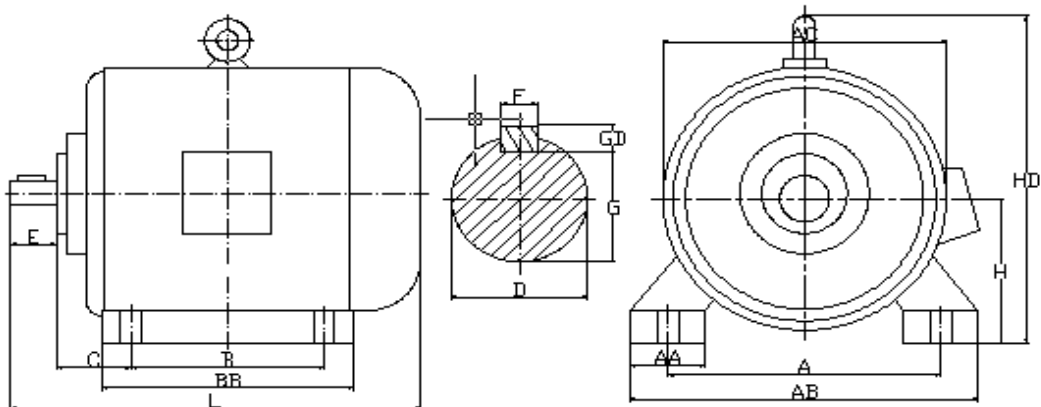


图 3-1 机构简图

安装尺寸

标座号	H	A	B	C	D	E	F×GD	G
90S	$90_{-0.5}^0$	140	100	56	$24_{-0.004}^{+0.009}$	50	8×7	20
K	AB	AC	AD	AA	BB	HD	HA	L
10	180	175	155	36	130	190	12	400

第四章 工作机构的设计

4.1 偏心轮机构的设计

4.1.1 偏心轮机构的总体构思

偏心轮采用滚子从动盘形偏心轮机构，直接用滚动轴承作为滚子（选用深沟球轴承），为了设计的方便采用作图法设计。

先取推程运动角 $\phi = 60^\circ$

远休止角 $\phi_s = 60^\circ$

回程运动角 $\phi^* = 60^\circ$

近休止角 $\phi_s^* = 180^\circ$

4.1.2 偏心轮基圆半径的确定

为了减小偏心轮的尺寸、重量和高速转动时的不平衡，希望有尽可能小的基圆半径。移动滚子从动件盘形偏心轮机构的最小基圆半径，主要受三个条件的限制，即：

- （1） 偏心轮的基圆半径应大于偏心轮的偏心轮轴的半径；
- （2） 保证最大压力角 $\alpha_{\max}$ 不超过许用压力角 $[\alpha]$ ；
- （3） 保证偏心轮实际廓线的最小曲率半径 $\rho_{\alpha \min} = \rho_{\min} - r_r \geq 3-5\text{mm}$ ，以避免运动失真和应力集中。

根据上述情况，初选偏心轮的基圆半径为： $r_b = 26.5\text{mm}$

4.1.3 其他尺寸的确定

因为此次的冲孔的零件高度为 3.7mm，所以设计偏心轮的行程为 10mm，所以偏心轮直径为 74mm，偏心轮宽度为 $b=18\text{mm}$ ，滚子直径为 15mm，其他齿轮根据设计的偏心轮轴及运动规律确定。

4.2 不完全齿轮机构的设计

4.2.1 不完全齿轮机构的介绍

不完全齿轮机构是由普通渐开线齿轮机构演化而成的一种间歇运动机构。它与普通渐开线齿轮机构不同之处是轮齿不布满整个圆周，主动轮的等速连续转动转换为从动轮的间歇运动^[7]。

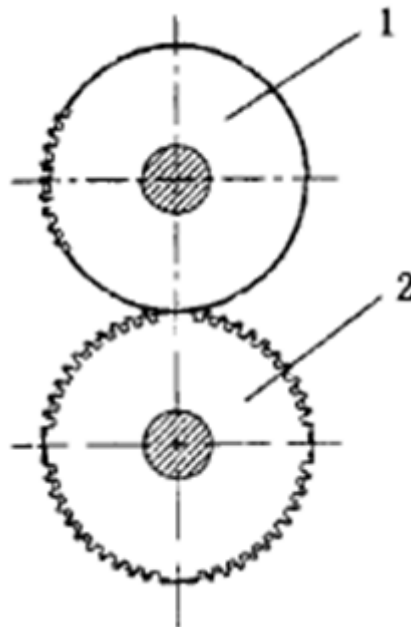


图4-1 不完全齿轮

图4-1所示为一不完全齿轮机构，当主动轮1转一周时，从动轮2转 $1/4$ 周，从动轮每转停歇4次。当从动轮停歇时，1上的锁止弧与2上的锁止弧互相配合锁住，以保证从动轮停歇在锁定位置。不完全齿轮机构应用广泛，与其它间隙机构相比，其动停时间比不受机构结构的限制，结构简单、制造方便，其缺点是从动轮在每次运动始末，速度均有突变，冲击较大，故一般用于低速、轻载的场合。

4.2.2 不完全齿轮的参数设计

不完全齿轮采用 45 钢，主动轮调质处理，从动轮常化处理。根据进料分析，主动轮每转一周，从动轮由四工位，即从动轮得停歇数 $N=4$ ，主从动轮外圆直径相同。假定主动轮的实际齿数 $Z_1=11$ ，中心距 $A=78mm$ ，模数 $m=1.5$ ，压力角 $\alpha=20^\circ$ ，齿顶高系数 $f_1=1$ 。

(1). 按表 15-12，由 $A=m(Z_1'+Z_2')/2$ 可求得

$$Z_1'=Z_2'=A/m=78/1.5=52$$

(2). 从动轮的运动角 $\varphi=360^\circ/4=90^\circ$

(3). 从动轮每一个运动角中所包含的齿数 $Z_2=Z_2'/N=52/4=13$

(4). 从动轮每一个锁止弧所跨越的整周节数 $K=Z_2-Z_1+1=13-11+1=3$ ，

即从动轮相邻两锁止弧间的实际齿数 $Z_2-K=10$ 齿槽数与 Z_1 相同为 11 个

(5). 由图 15-67，按 $Z_1'=Z_2'=52$ 用插齿法求得主动轮首末齿的齿顶高系数 $f_1=0.41$

(6). 主动轮除首、末齿以外的齿顶圆半径

$$R_{a1}=m(Z_1'+2f_1)/2=1.5\times(52+2\times 1)/2=40.5$$

(7). 主动轮首齿齿顶圆半径

$$R_{a1s}'=m(Z_1'+2f_1')/2=1.5\times(52+2\times 0.41)/2=39.615$$

(8). 主动轮末齿齿顶圆半径

$$R_{a1m}'=m(Z_1'+2f_1')/2=1.5\times(52+2\times 0.41)/2=39.615$$

(9). 主动轮的齿根圆半径

$$R_{f1}=m(Z_1'-2f_1-2c^*)/2=1.5\times(52-2\times 1-2\times 0.25)/2=37.125$$

(10). 从动轮的齿顶圆半径

$$R_{a2}=m(Z_2'+2f_2)/2=1.5\times(52+2)/2=40.5$$

(11). 主动轮上首齿与末齿中心线间所夹的圆心角

$$\theta=\frac{Z_1-1}{Z_1'}\times 360^\circ=\frac{11-1}{52}\times 360^\circ=69.23^\circ$$

(12). 从动轮上锁止凹圆弧半径 R_s 按表 15-12 计算得 $R_s = 38.18mm$ R_s 圆心在主动轮轴心上。

(13). 主动轮上锁止凸圆弧直径

$$D1 = 2R_s = 76.36$$

(13). 主动轮首齿工作时重叠系数按表 15-12 计算得

$$\varepsilon = 1.17, \text{ 合格}$$

4.2.3 不完全齿轮阻尼器设计

在全自动打孔机中,我采用不完全齿轮机构实现分度动作,当主动轮转一周时,从动轮转1/4周。然而在最初的安装、调试过程中发现,当电机转速较低时,冲孔机能正常运转,而电机转速提高时,主动齿轮角速度增大,此时很容易发生齿轮间卡死。从不完全从动齿轮的角速度变化曲线(图4-2所示)可看出 $B_2 B_1$ 为中间啮合区,在此区的啮合情况与普通渐开线(完全)齿轮传动相同,为定角速比传动。 AB_2 为开始啮合区, $B_1 B$ 为最后啮合区,在这两区角速度皆有突变。在啮合终止区,角速度从正常速度突变为0,有惯性力矩产生。当电机转速提高时,从动齿轮角速度增大,在啮合终止区角加速度亦增加,惯性力矩随之增大,从而易产生齿轮间卡死。

我的解决办法是:在系统中增加弹性阻尼系统。弹性阻尼系统图如图4-3所示。不完全从动齿轮与分度盘组合体受力分析如下:

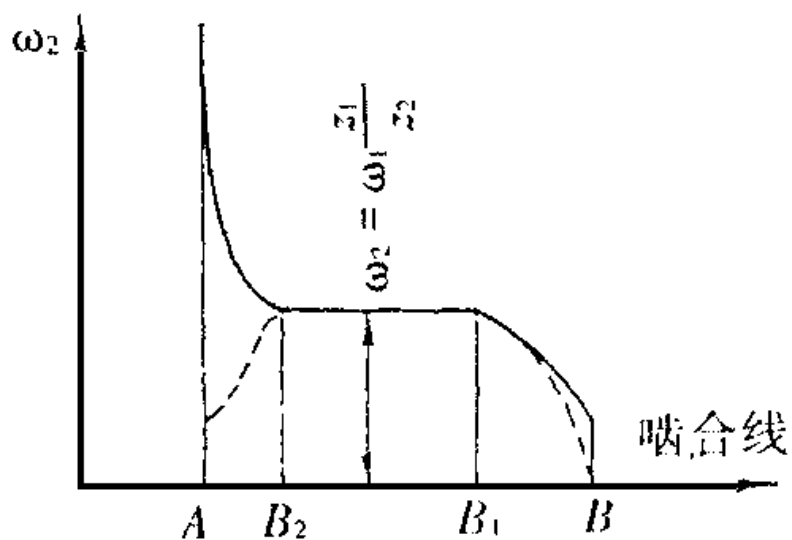


图 4-2 角速度变化曲线

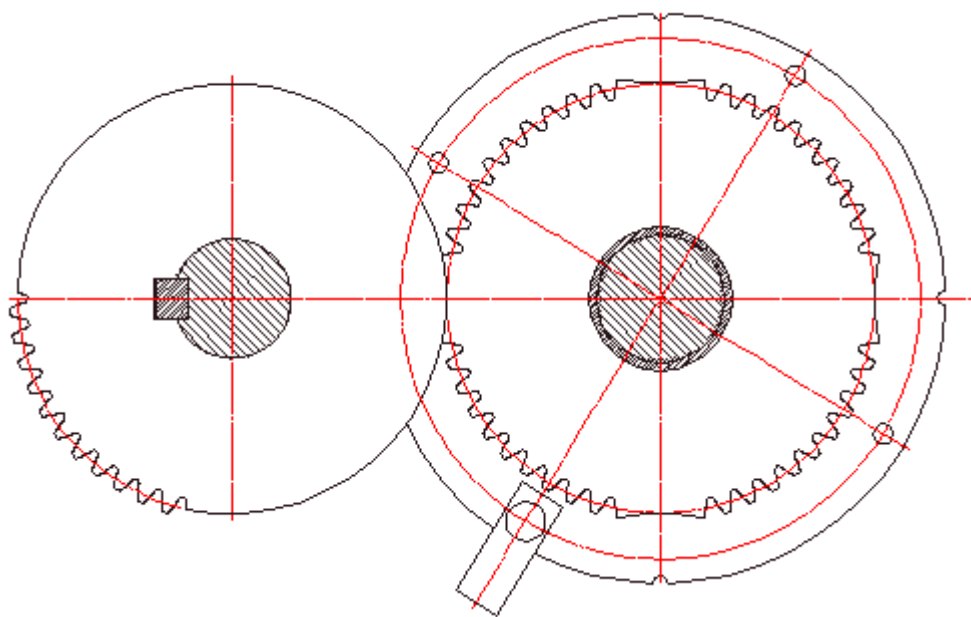


图 4-3

组合体受到惯性力矩和摩擦力矩的联合作用, 受力图如图4-4所示, 则组合体的转动微分方程为:

$$J \frac{d\omega}{dt} = FR = 2fF_N R$$

式中: F ——摩擦力;

F_N ——为弹簧力;

R 为阻尼力到组合体中心的距离。

(1) 组合体转动惯量的计算

从动齿轮在完成一次啮合时,速度从正常转速 180r/min 变化到0,速度有突

变,因而产生惯性力矩,其力矩大小为 $M = -J \frac{d\omega}{dt}$

式中: J 为转惯量; ω 为角速度。

组合体可分成3个简单几何形状的物体(图4-5所示),它们对水平轴的转动惯量分别用 J_1 , J_2 , J_3 表示,则组合体的转动惯量

$$J = J_1 + J_2 + J_3$$

以 $M_i, r_i, h_i (i=1,2,3)$ 分别表示各部分物体的质量、半径和厚度,则上式中

$$J_1 = M_1 r_1^2 / 2 = \pi \rho r_1^4 h_1 / 2$$

$$J_2 = M_2 r_2^2 / 2 = \pi \rho r_2^4 h_2 / 2$$

$$J_3 = M_3 r_3^2 / 2 = \pi \rho r_3^4 h_3 / 2$$

代入数据: $r_1=0.0619\text{mm}$, $r_2=0.039$, $r_3=0.01\text{mm}$,

$h_1=0.1004\text{mm}$, $h_2=0.008\text{mm}$, $h_3=0.012\text{mm}$, $\rho=7800\text{kg/m}^3$, 计算后得:

$$J = 6.14 \times 10^{-4} \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

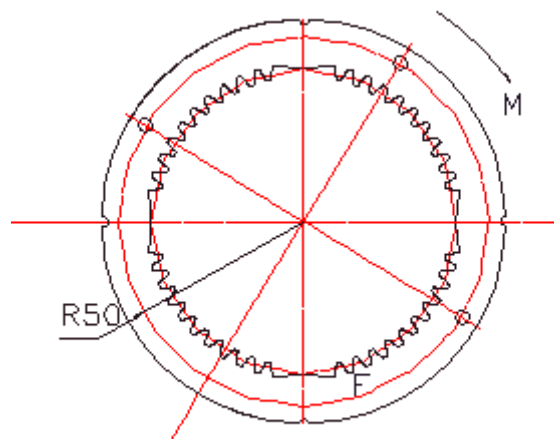


图 4-4 不完全主动齿轮受力图

(2) 平均角加速度的计算

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/088107105042007005>