
浙江理工大学

Zhejiang Sci-Tech University

本科毕业设计

Bachelor' S THESIS



论文题目: 椭圆齿轮-曲柄摇杆打纬机构的分析与设计

专业班级: 09 机械四班

姓名学号: 单嘉岱 B09300406

指导教师: 赵雄

递交日期: 2013 年 5 月 19 号

浙 江 理 工 大 学

机械与自动控制学院

毕业论文诚信声明

我谨在此保证：本人所写的毕业论文，凡引用他人的研究成果均已在参考文献或注释中列出。论文主体均由本人独立完成，没有抄袭、剽窃他人已经发表或未发表的研究成果行为。如出现以上违反知识产权的情况，本人愿意承担相应的责任。

声明人（签名）：

年 月 日

摘要

目前在织机中有三种类型：分别是剑杆织机、喷水织机和喷气织机，剑杆织机因结构简单，成本低而应用广泛。我国是一个纺织大国，但由于我国在现代剑杆织机研究不足，当今剑杆织机机构的知识产权不在我国，就不可能将企业做大、做出品牌。要改变中高级剑杆织机生产设备主要依靠进口的局面，必须走自主创新的道路，需要从剑杆织机核心机构开始做基础性研究工作。剑杆织机的打纬机构主要有三种：共轭凸轮机构、四连杆机构和六连杆机构。

本文综述了目前国内外织机发展的现状和打纬机构的研究情况，提出了一种新的打纬机构：椭圆齿轮-曲柄摇杆打纬机构。为分析该机构的打纬性能，建立了机构的运动学数学模型，列出位移、速度和加速度方程。采用 Visual Basic 6.0 软件编写了辅助分析软件，得到打纬机构的运动学特性曲线。

了解和分析机构参数对运动规律的影响，通过对机构运动目标的确定，来优化打纬机构的各参数，本文采用基于 VB6.0 编写的可视化软件进行人机交互对话优化方法，结合实际设计时的结构限制，取得了一组最佳参数。

关键字：打纬机构；椭圆齿轮；曲柄摇杆；运动学分析；参数分析

Abstract

At present, there are three types looms, namely the rapier, water and air-jet looms, rapier has broad application because of its simple structure and low cost. China is a big textile country, but because lacking research in modern rapier, rapier in today's intellectual property is not in our country, which restricted the domestic enterprises become strong and make famous brand, to change the situation that high product equipment of rapier mainly depends on imports, must take the road of independent innovation and should start do basic research from core component of the rapier. Rapier of the beating—up mechanism has three main types: conjugate cam, four-bar linkage and six—bar linkage.

This paper reviewed the current development of looms boom domestic and foreign and also the situation of the beating-up mechanism study, present a new type beating-up mechanism: elliptical gear—crank-rocker beating—up mechanism, and then establish the kinematics mathematical model of beating—up mechanism, and the equation of displacement, velocity and acceleration will be list, for analysis the performance of beating—up mechanism, kinematics analysis of the new beating-up mechanism was made with Visual Basic 6.0 software, output beating-up mechanism's kinematics curve.

Understand and analyses the effect of parameters on law of motion, by exterminating the target of mechanism motion, based on the visualization software of VB6.0 for interactive dialogue optimization methods, obtained a set of best Parameters with the structure restrictions while doing actual design.

Key words: beating--up mechanism; elliptic gear; crank-rocker; kinematics analysis; parameter analysis ;

目 录

摘 要

Abstract

第一章 绪论.....	1
1.1 引言.....	1
1.2 几种典型的打纬机构.....	2
1.2.1 概述.....	2
1.2.2 四连杆打纬机构.....	2
1.2.3 六连杆打纬机构.....	5
1.2.4 共轭凸轮打纬机构.....	6
1.3 打纬机构国内外研究现状.....	7
第二章 椭圆齿轮-曲柄摇杆打纬机构运动学建模.....	8
2.1 椭圆齿轮一曲柄摇杆打纬机构简介.....	8
2.2 机构运动学目标.....	8
2.3 椭圆齿轮一曲柄摇杆的打纬机构运动学模型的建立.....	9
2.3.1 从动椭圆齿轮角位移、角速度和角加速度数学模型建立.....	9
2.3.2 摇杆的角位移、角速度和角加速度数学模型建立.....	11
2.3.3 打纬点的角位移、角速度和角加速度数学模型建立.....	12
第三章 辅助分析软件的功能及其使用方法.....	14
3.1 打纬机构运动学辅助分析初始界面.....	14
3.2 打纬机构运动学辅助分析运行界面.....	15
3.3 打纬机构运动学辅助分析模拟界面.....	15
3.4 进步界面.....	16
第四章 机构参数对运动规律的影响.....	18
4.1 椭圆偏心率 k 的影响.....	18
4.2 初始安装角 δ 的影响.....	18
4.3 曲柄、连杆长度的影响.....	19
4.4 摇杆运动性能分析.....	20
第五章 机构的结构设计.....	22

5.1 箱体的设计.....	22
5.1.1 箱体的结构约束.....	22
5.1.2 新机构参数的选择.....	23
5.1.3 箱体的结构设计.....	23
5.2 椭圆齿轮的三维模型建立.....	24
5.3 曲柄的设计和图纸.....	25
5.4 摇杆的设计和图纸.....	26
5.5 轴的设计和图纸.....	27
5.5.1 轴的材料选择.....	27
5.5.2 轴的结构设计.....	27
5.5.3 提高轴的强度措施.....	28
5.5.4 轴的强度校核.....	29
5.6 三维装配图.....	29
第六章 总结.....	31
参考文献.....	32
致 谢.....	33

第一章 绪论

1.1 引言

我国是纺织大国，纺织品的出口量位居世界第一，同时也是纺织机械进口大国，据我国海关统计，2011 年 1-11 月我国纺织机械进出口总额为 53.83 亿美元，同比增长 59.56%。其中进口金额为 38.1 亿美元，纺织机械出口金额为 15.73 亿美元^[1]。在 1:3 的纺织机械中，织机位居第二，为 5.29 亿美元，占 18.14%，同比增长 17.86%，主要是喷气织机、剑杆织机和片梭织机。2008 年上半年我国纺织机械及其零附件出口额 8.10 亿美元，同比增长 6.60%，6 月出口额为 1.28 亿美元。2010 年 1-11 月我国纺织机械进出口额为 38.10 亿美元，同比增长 65.69%。

我国有不少织机生产厂家，但其产品大多是中低档水平，且没有形成世界知名品牌。虽然有一些厂家开始生产高档织机，如中国纺织机械集团有限公司和经纬纺织机械股份有限公司，但其产品在可靠性和耐久性方面却远远不如进口产品，特别是不能长时间高速运转（在演示和展销期间可以高速运转），究其原因，除了关键零部件的材质和热处理不过关外，对核心工作部件的工作机理没有进行深入的研究，造成运动构件之间受力不良也主要原因之一。因此虽国内机织在价格上具有优势（如国产剑杆织机价格平均在 12 万元/台，而 2010 年进口的剑杆织机平均价格为 5.45 万美元），但很多企业还是青睐进口产品。

出现这种状况的原因是，国内织机厂家自主创新能力差。到 2004 年 4 月，在我国申请有关剑杆织机机构的相关专利共 35 件，其中国外在华侨申请 11 件，且这 11 件已经进入实用和推广。国内企业对核心机构（如打纬和引纬机构）的研究还停留在测绘和仿制阶段，这不仅带来侵权法律问题，不可能将企业做大、做出品牌，同时也由于没有从理论上进行深入研究，对其中的核心技术没有完全掌握，就仿制不了预想的性能和可靠性。可见织机的研究必须走自主创新的道路，必须从核心执行机构创新开始，运用计算机分析软件获得最佳参数，取得自主知识产权，然后再研究其工作机理、优化性能和提高可靠性，才能创自己的品牌和名牌产品。

1.2 几种典型的打纬机构

1.2.1 概述

打纬机构是织机的主要机构之一，作用是将织机主轴的匀速旋转运动转化为摇轴的非匀速摆动，把新引入的纬纱推向织口形成织物，要求钢扣在后心位置要有停顿时间或“近似停顿”时间，以便有充分的时间完成打纬运动。

为了实现理想的打纬运动，并使打纬机构符合织造工艺要求，达到最佳经济效益，对打纬机构的工艺要求如下：

(1) 有利于打紧纬纱

钢筘将引入梭口的纬纱打向织口，打纬机构的打纬力必须要适应所织织物的要求，如：紧密厚重的织物要求打纬力坚实有力；轻薄织物要求打纬柔和。同时在经纱方向要求钢筘必须具有足够的刚度，方可打紧纬纱。

(2) 尽可能减小打纬动程

打纬动程：筘座从后止点摆动到前止点，钢筘上的打纬点在织机前后方向上的水平位移量。打纬动程越大，筘座运动的加速度也越大，不利于高速织造。

(2) 筘座的转动惯量和筘座运动的最大加速度

在保证打紧纬纱的前提下，应尽量减少筘座的转动惯量及最大加速度，以减小织机的振动和动力消耗。

(3) 筘座运动应尽可能与开口、引纬相配合

在满足打纬条件下，尽可能提供大引纬角，以保证引纬顺利进行。扩大引纬角，织机主轴一回转中引纬的时间增长，有利于增大织机幅宽，提高车速，降低梭子飞行速度及减少机物料消耗。

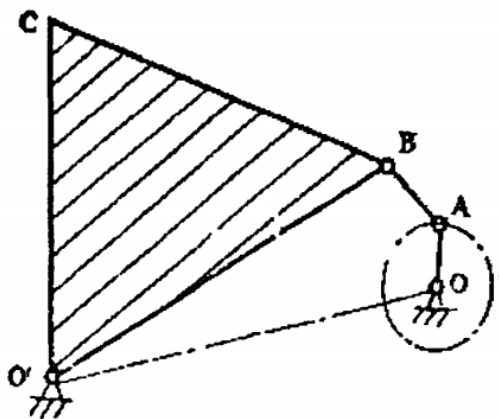
(5) 打纬机构应力求结构简单坚固，操作安全装配方便。

目前织机上常用的打纬机构有连杆打纬机构和共轭凸轮打纬机构。连杆打纬机构基本是四连杆非分离筘座式和六连杆式；共轭凸轮打纬机构则基本是分离筘座式^[2]。

1.2.2 四连杆打纬机构

TP500(意大利 SMIT 公司)型剑杆织机采用四连杆打纬机构，该结构简单，制

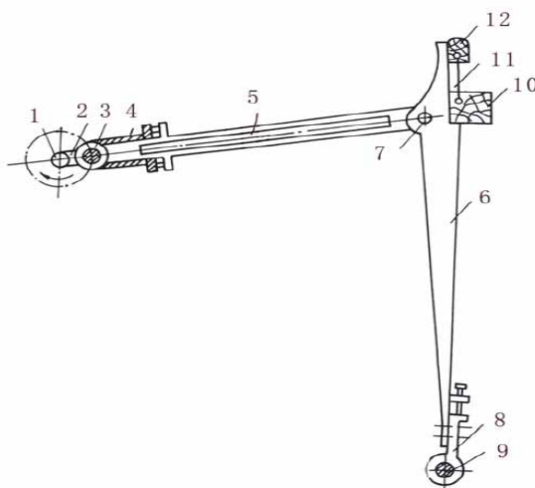
造容易，但在曲柄后止点附近时，箱座无静止时间，如果允许 5mm 左右的打纬位移，能实现 65° 左右的“近似停顿”时间，性能比共轭凸轮打纬机构差，它主要用于非分离式箱座。



OA—曲柄;AB—连杆;OC—打纬杆

图 1-1 TP500 型号剑杆打纬机构简图

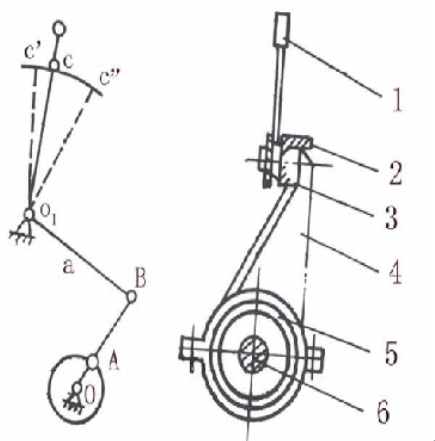
图 1-2 为 K251 型有梭丝织机的四连杆打纬机构。主轴 1 上的曲柄 2，其颈上包有轴承 3，经钢片夹 4 与牵手 5 相连接。牵手 5 的另一端活套在箱座脚 6 的牵手栓 7 上。两只箱座脚 6 则借托脚 8 固装在摇轴 9 上。当主轴转动时，通过曲柄 2、牵手 5 及牵手栓 7 使箱座脚 6 绕摇轴 9 的中心摆动，从而使固装在箱座脚上的箱座 10、钢筘 11 随之前后摆动，实现将纬丝推向织口。



1—主轴;2—曲柄;3—轴承;4—钢片夹;5—牵手;6—箱座脚;
7—牵手栓;8—托脚;9—摇轴;10—箱座;11—钢筘;12—箱帽

图 1-2 有梭丝织机四连杆打纬机构

图 1-3 为应用于喷水织机中的四连杆打纬机构，这种打纬机构称为内藏式四连杆打纬机构。Zh205 型喷水织机和 ZW 型喷水织机都采用了这类打纬机构，这些机构都采用短牵手和短箱座脚。为适应高速，其曲柄、牵手和箱座脚等密封在机架箱形墙板中，以油浴润滑。



1—钢箱; 2—箱座; 3—夹片; 4—辅助箱座脚; 5—钢管; 6—曲柄

图 1-3 喷水织机四连杆打纬机构

图 1-4 中 A 为曲轴中心，D 为摇轴中心，C 为牵手栓中心，AB 为曲柄半径，BC 为牵手，CD 为箱座脚^[3]。牵手的长短是以牵手长度 BC 与曲柄半径 AB 的比值大小来表示的。当 $BC/AB < 3$ 时，就称为短手打纬机构。牵手越短，箱座在后死心附近的运动就越慢，慢到一定程度就可以看成是静止不动。但是牵手缩短后，机构的压力角 θ 增大，机构的传力情况恶化，因此，近似静止时间与压力角是一对相互牵制的矛盾。

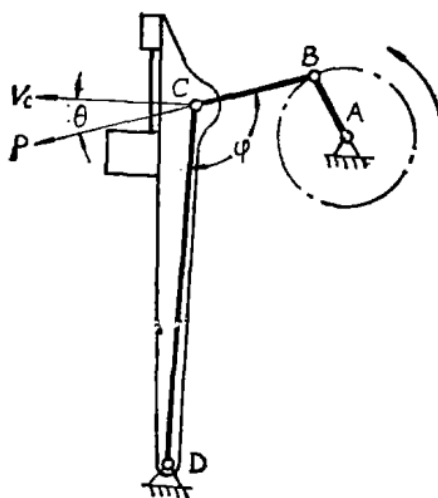
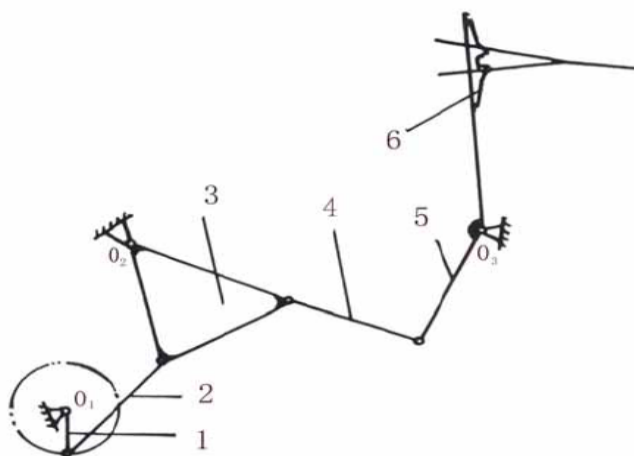


图 1-4 短牵手打纬机构示意简图

1.2.3 六连杆打纬机构

随着织机幅宽的增加及车速的提高，对摇轴的相对静止时间及停歇质量提出了更高的要求，因此，在许多的织机中选用了六连杆的打纬机构，这类机构停歇时间更长，停歇质量明显提高，例如，毕加诺 PAT-W 型喷气织机的六连杆打纬机构在后心附近相对静止角为 180° ，筘座摆角相对误差为 8.3% ^[4]。而且筘幅大于 230cm 的宽幅织机，一般也采用六连杆打纬机构，该打纬机构能在较高的车速下提供足够长的引纬时间，以满足宽幅织物的引纬需要^[5]。

图 1-5 为 PAT 型喷气织机六连杆打纬机构原理图。该机构由曲柄摇杆机构和双摇杆机构组成。主轴回转中心 O_1 、曲柄 1、第一连杆 2、第一摇杆 3、摇杆中心 O_2 为曲柄摇杆（四连杆）机构。而摇杆中心 O_2 、第一摇杆 3、第二摇杆 5 和第二连杆 4 为双摇杆机构。 O_3 为摇轴中心，带动筘座和异形筘摆动。这种机构允许 5mm 左右的打纬位移，能实现 120° 左右的“近似停顿”时间，其性能优于四连杆打纬机构，但比共轭凸轮打纬机构差，另外该机构铰链点较多，累计误差大，因此加工精度要求比四连杆打纬机构高^[6]。



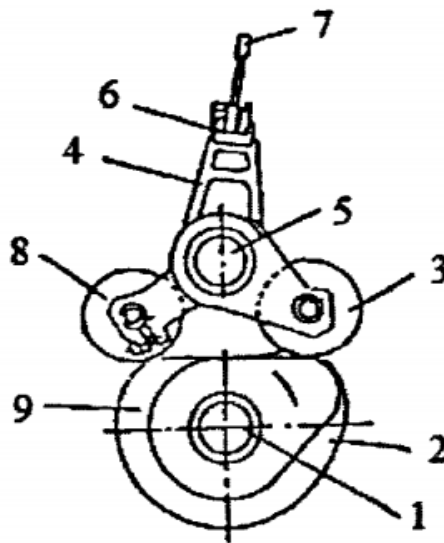
1—主轴; 2—第一连杆; 3—第一摇杆; 4—第二连杆; 5—第二摇杆; 6—异形筘;

O_1 —主轴回转中心; O_2 —摇杆中心; O_3 —摇轴中心

图 1-5 PAT 型喷气织机六连杆打纬机构原理图

1.2.4 共轭凸轮打纬机构

无论是四连杆还是六连杆打纬机构，其筘座在后心处无绝对静止时间，只有相对静止时间。虽然六连杆打纬机构的筘座在后心的相对静止时间比四连杆打纬机构有所延长，但还是不能满足那些引纬机构固定在机架上的织机，如片梭织机和大多数剑杆织机的引纬要求。但是共轭凸轮打纬机构就很容易满足打纬要求的运动规律，能实现 240° 左右的完全停顿时间，如 SM93(意大利 SOMET 公司)、TT—96(浙江泰坦)和 GA731(杭纺机)等就采用该类型机构，不过凸轮廓线加工精度要求相当高，如存在误差就产生冲击，机构振动大，使织物产生“开车稀密路”疵点，反而限制了车速的提高。目前，国内的凸轮制造技术水平与国外相比还有一定差距，国内企业一般还没有真正设计意义上的凸轮产品，通常是通过反复测绘反求而进行制造，不知其机理，因此加工出来的凸轮产品性能差，关键技术掌握在一些专业的凸轮制造厂家和科研机构中，无法通过技术引进来提高我国的制造水平。



1—主轴;2—主凸轮;3、8—转子;4—筘座脚;

5—摇轴;6—筘座;7—钢筘;9—副凸轮

图 1-7 TT96 型剑杆织机上的共轭凸轮打纬机构

图 1-7 打纬机构，主要由主轴、主凸轮、副凸轮、转子、筘座脚、摇轴、筘座和钢筘等组成。当主轴 1 转动时，主凸轮 2 通过转子 3 带动筘座脚 4 以摇轴 5 为中心按逆时针方向摆向机前，通过筘座 6 上的钢筘 7 进行打纬。此时，转子 8 紧贴副凸轮 9。打纬结束后，副凸轮变成主动，推动转子 8，使筘座脚按顺时针方向向机后摆动。此时转子 3 互共轭完成。又紧贴主凸轮。筘座运动由主副两凸轮相互共轭完成。

1.3 打纬机构国内外研究现状

国外对打纬机构的研究叙述如下：Mrazek, Jiri 用拉格朗日第二类方程建立了四连杆打纬机构动力学数学模型，提出了一种考虑构件之间间隙存在前提下机构各参数对其动力学特性影响的快速分析方法^[7]，Anirban Guha, C 等对有梭织机的六连杆打纬机构进行刚体运动学建模，并进行参数优化，得到筘座在后心位置停留 95° 的良好效果^[8]。Gu, Huang 分析了两种用组合曲线来设计打纬共轭凸轮轮廓曲线方法，并分析这两种方法设计的凸轮打纬时的加速度、筘座反力和凸轮压力角^[9]。Dao-D、Bullerwell-A 和 Mohamed-M 在考虑弹性变形的基础上对打纬过程进行动力学分析^[10]。

国内陈静、冯志华考虑刚弹耦合的影响采用柔性多体系统建模方法建立了喷气织机四连杆打纬机构的微分一代数动力学控制方程组，并将其转化为常微分方程组。王亚平、吴小平等利用机械系统仿真软件 Adams 建立 GJ600 剑杆织机的凸轮打纬机构的仿真模型，分析了不同转速、不同滚子与凸轮之间的接触刚度和接触预紧力下钢筘最大角加速度和轴承处的受力^[11]。

国内还有马小利、沈丹峰、徐卫英、梁海顺、程军红等学者对四连杆打纬机构进行运动特性分析；张春林、于晓红、袁丽清、牛建设、郇剑等对共轭凸轮打纬机构进行运动分析或对凸轮轮廓曲线进行研究；马世平、王光华、王浩程、曹清林、袁守华等对六连杆打纬的运动特性进行分析。

本章主要介绍了选题的背景和意义，以及几种典型的打纬机构和各自的优缺点，论述了打纬机构目前国内外发展和研究状况。

第二章 椭圆齿轮-曲柄摇杆打纬机构运动学建模

打纬机构是剑杆织机的五大核心机构之一，它将纬纱引入梭口的纬纱打紧，其作用是形成织物所需的纹理。打纬机构的设计必须保证在后心位置有充足的引纬时间；而且打纬机构应简单、坚固、操作安全。

2.1 椭圆齿轮一曲柄摇杆打纬机构简介

如图 2-1，主动椭圆齿轮 1 装在织机主轴 0 上，其旋转中心为椭圆齿轮的一个焦点。通过椭圆齿轮 1 和 2 的传动，将运动和动力传到轴 A 上，A 为从动椭圆齿轮 2 的一个焦点；然后通过曲柄摇杆机构 ABCD，将运动转化为摇杆 CDE 的非匀速往复摆动(曲柄 AB 与从动椭圆齿轮 2 固结)，A 点为椭圆齿轮 2 的转动中心，打纬杆处于前心初始位置时 C 在 BA 的延长线上^[12]。

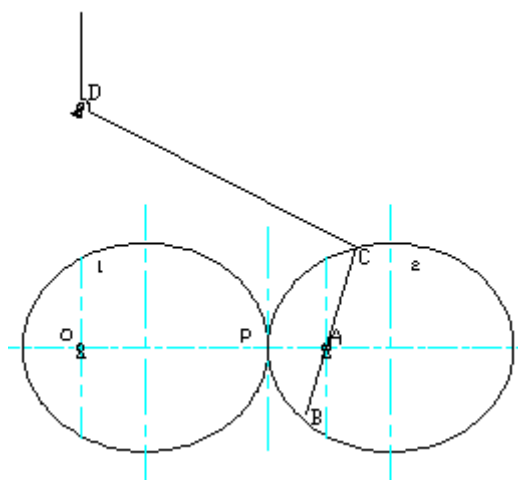


图 2-1 椭圆齿轮——曲柄摇杆打纬机构及其初始位置

2.2 机构运动学目标

要求箱座在后心位置有较长的停留时间以保证纬纱在梭口内有足够的运动时间。所谓近似停顿 时间，是指在此时间内箱的摆动很小，约在 5mm 左右。此机构所能达到箱座停顿时间为 200° 以上^[13]，打纬终了能提供最大的打纬力。

2.3 椭圆齿轮一曲柄摇杆的打纬机构运动学模型的建立

为方便计算，将相关参数列于如表 2-1 所示。

表 2-1 相关参数表

符号	意义	符号	意义
a	椭圆齿轮长半轴	φ_1	主动轮 1 的角位移
b	椭圆齿轮短半轴	φ_2	主动轮 2 的角位移
k	偏心率, $k=b/a$	c	椭圆齿轮半焦距
r_1	轴心 O 到啮合点 P 的距离	r_2	轴心 A 到啮合点 P 的距离
$\dot{\varphi}_1$	主动轮 1 的角速度（均顺）	$\dot{\varphi}_2$	从动轮 2 的角速度
$\ddot{\varphi}_2$	从动轮 2 的角加速度	l_1	曲柄 AB 的长度
l_2	连杆 BC 的长度	l_3	摇杆 CD 的长度
l_4	支座 AD 的长度	j_1	曲柄 AB 与 x 轴的夹角
j_2	连杆 BC 与 X 轴的夹角	j_3	摇杆 CD 与 X 轴的夹角
L_{2B}	连杆 BC 质心到 B 点距离	L_{1A}	曲柄 AB 质心到 A 点距离
j_4	BD 连线与 X 轴的夹角	L_{3D}	摇杆 CD 质心到 D 点距离

2.3.1 从动椭圆齿轮角位移、角速度和角加速度数学模型建立

两椭圆齿轮在任意位置啮合时，啮合点 P 都处于 OA 的连线上，而且既不会分离也不会切入，所以达到传动平稳的条件，也是椭圆齿轮实现非匀速传动的最大优点。

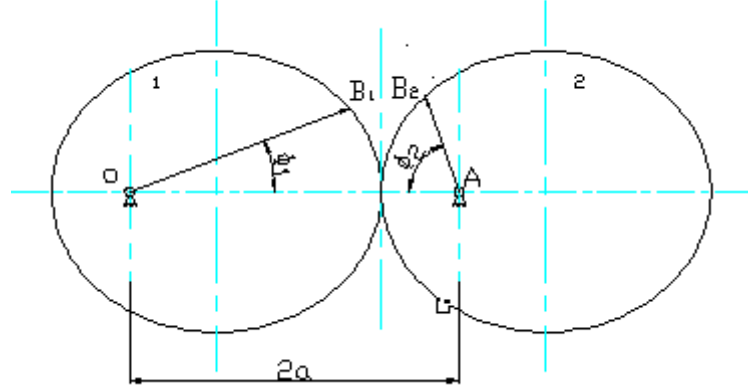


图 2-2 椭圆齿轮啮合初始位置

如图 2-2，主动轮 1 匀速逆时针转动时，从动轮 2 作顺时针变速转动。设主动轮 1 转过角 φ_1 ，从动轮 2 转过角 φ_2 ，这时两椭圆瞬心线在卧岛接触(重合)。经推导得：

$$r_1 = b^2 / (a + c \cdot \cos \varphi_1) \quad (2-1)$$

$$r_2 = b^2 / (a + c \cdot \cos \varphi_2) \quad (2-2)$$

(φ_1 在 $0 \sim 2\pi$ 之间变化， φ_2 在 $0 \sim -2\pi$ 之间变化)

又由椭圆齿轮的传动特性得：

$$r_1 = 2a - r_2 \quad (2-3)$$

可以得出：

$$\cos \varphi_2 = \frac{(a + c \cdot \cos \varphi_1) b^2}{(2a^2 + 2ac \cdot \cos \varphi_1 - b^2)c} - \frac{a}{c} \quad (2-4)$$

由式 (2-1) 到 (2-4) 可得出 φ_1 和 φ_2 之间的关系：

$$\dot{\varphi}_2 = \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot r_1}{r_2} \quad (2-5)$$

对 (2-5) 求导得：

$$\ddot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_1 \cdot \frac{\dot{r}_1 r_2 - r_1 \dot{r}_2}{r_2^2} = \frac{-2a \dot{r}_2}{r_2^2} \cdot \dot{\varphi}_1 \quad (2-6)$$

式 (2-6) 中：

$$\dot{r}_2 = -\frac{b^2 \cdot c \cdot \sin \varphi_1}{(a + c \cdot \cos \varphi_1)^2} \cdot \dot{\varphi}_1 \quad (2-7)$$

2.3.2 摇杆的角位移、角速度和角加速度数学模型建立

曲柄与从动椭圆齿轮固结，故曲柄的角速度和角加速度和从动椭圆齿轮一样， $\dot{j}_1 = \dot{\varphi}_2$ 、 $\ddot{j}_1 = \ddot{\varphi}_2$ 。曲柄摇杆机构如图 2-3：

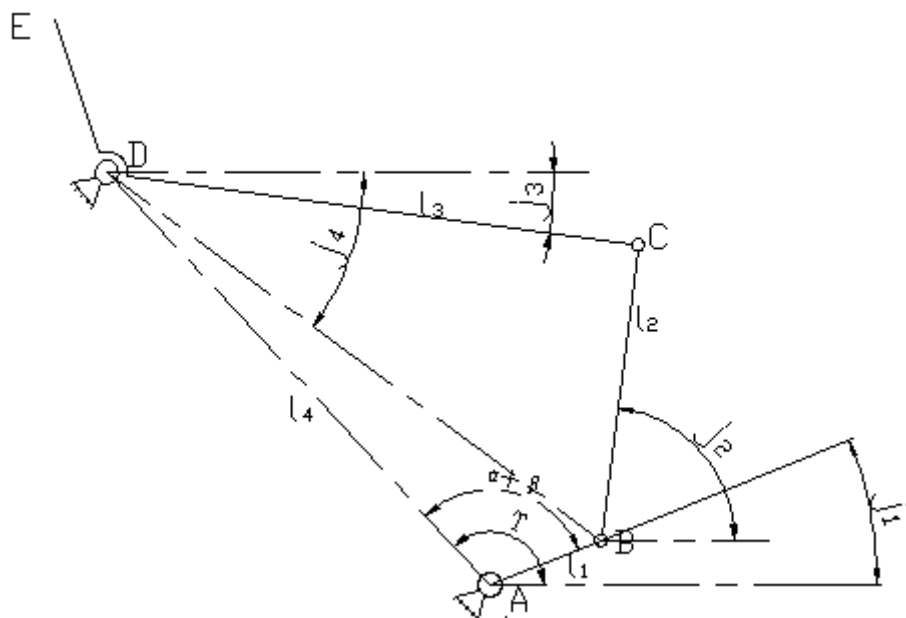


图 2-3 曲柄摇杆机构简图

由图 2-3, 可列出方程:

$$\begin{cases} x_B = l_1 \cos j_1 \\ y_B = l_1 \sin j_1 \end{cases} \quad (2-8)$$

其中

$$j_1 = \gamma - \beta - \alpha \quad (2-9)$$

$$\begin{cases} x_C = x_B + l_2 \cos j_2 = x_D + l_3 \cos j_3 \\ y_C = y_B + l_2 \sin j_2 = y_D + l_3 \sin j_3 \end{cases} \quad (2-10)$$

由 (10) 得:

$$(x_D - x_B)^2 + (y_D - y_B)^2 + l_3^2 - l_2^2 + 2 \cdot l_3 [(y_D - y_B) \sin j_3 + (x_D - x_B) \cos j_3] = 0$$

其中 $x_D = l_4 \cdot \cos \gamma$, $y_D = l_4 \cdot \sin \gamma$

在 $\triangle BDC$ 中, 根据余弦定理有:

$$\cos(j_3 - j_4) = \frac{l_3^2 + (x_D - x_B)^2 + (y_D - y_B)^2 - l_2^2}{2l_3 \sqrt{(x_D - x_B)^2 + (y_D - y_B)^2}} \quad (2-11)$$

$$\tan j_4 = \frac{y_B - y_D}{x_B - x_D} \quad (2-12)$$

根据 (2-11)、(2-12) 两式可求得 j_3 和 j_4 ，则 x_C 和 y_C 已知。

$$\tan j_2 = \frac{y_C - y_B}{x_C - x_B} \quad (2-13)$$

建立速度及加速度方程：

$$V_{xB} = -\dot{\phi}_2 \cdot l_1 \cdot \sin j_1 \quad (2-14)$$

$$V_{yB} = \dot{\phi}_2 \cdot l_1 \cdot \cos j_1 \quad (2-15)$$

$$\dot{j}_2 = \frac{V_{xB} \cdot \cos j_3 + V_{yB} \cdot \sin j_3}{l_2 \cdot \sin(j_2 - j_3)} \quad (2-16)$$

$$\dot{j}_3 = \frac{V_{xB} \cdot \cos j_2 + V_{yB} \cdot \sin j_2}{l_3 \cdot \sin(j_2 - j_3)} \quad (2-17)$$

$$a_{xB} = -l_1(\ddot{\phi}_2 \cdot \sin j_1 + \dot{\phi}_2^2 \cdot \cos j_1) \quad (2-18)$$

$$a_{yB} = l_1(\ddot{\phi}_2 \cdot \cos j_1 - \dot{\phi}_2^2 \cdot \sin j_1) \quad (2-19)$$

$$\ddot{j}_2 = \frac{c_1 \cdot \cos j_3 + c_2 \cdot \sin j_3}{l_2 \cdot \sin(j_2 - j_3)} \quad (2-20)$$

$$\ddot{j}_3 = \frac{c_1 \cdot \cos j_2 + c_2 \cdot \sin j_2}{l_3 \cdot \sin(j_2 - j_3)} \quad (2-21)$$

式 (2-20) 和 (2-21) 中：

$$c_1 = a_{xB} + l_3 \cdot \dot{j}_3^2 \cdot \cos j_3 - l_2 \cdot \dot{j}_2^2 \cdot \cos j_2$$

$$c_2 = a_{yB} + l_3 \cdot \dot{j}_3^2 \cdot \sin j_3 - l_2 \cdot \dot{j}_2^2 \cdot \sin j_2$$

2.3.3 打纬点的角位移、角速度和角加速度数学模型建立

由于打纬杆和杆 CD 固接，因此打纬杆上 E 点位移、速度和加速度为：

$$s = \rho \cdot (j_3 - j_{3初}) \quad (2-22)$$

上式中 $j_{3初}$ 为初始时刻摇杆的角位移。

$$v = \rho \cdot \dot{j}_3 \quad (2-23)$$

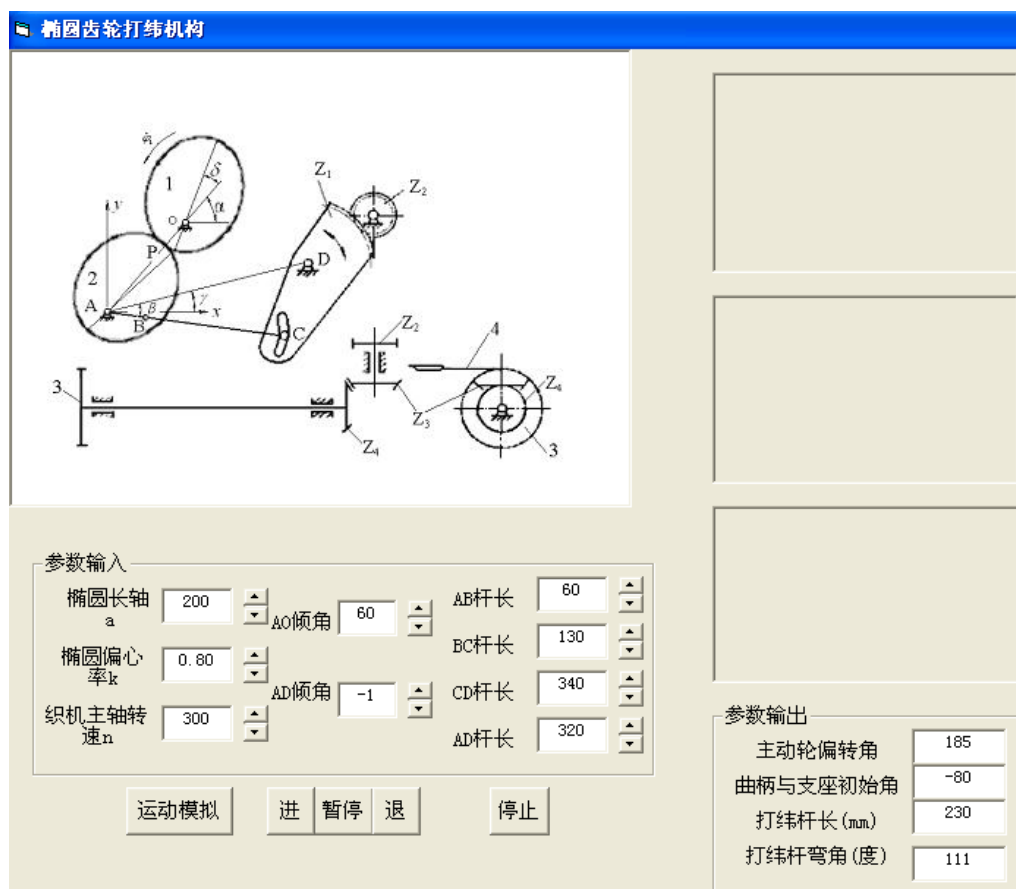
$$a = \rho \cdot \ddot{j}_3 \quad (2-24)$$

第三章 辅助分析软件的功能及其使用方法

利用 VB 软件编制了可视化的椭圆齿轮一曲柄摇杆打纬机构辅助分析软件, 该打纬机构包含多级传动, 第一级由两个椭圆齿轮组成, 第二级为曲柄摇杆机构。该机构有一个输入构件, 即主动椭圆齿轮(织机主轴)的转动。该机构通过椭圆齿轮传动和曲柄摇杆机构实现将织机主轴的匀速转动转化为钢筘的往复摆动。由该软件可以分析打纬点的位移、速度和加速度, 并可输出该机构满足打纬要求的初始安装位置。通过人机对话, 可优化出满足打纬要求的椭圆齿轮一曲柄摇杆打纬机构结构参数。

3.1 打纬机构运动学辅助分析初始界面

程序一运行就进入软件的起始界面如图 3-1 所示。该软件的输入参数为 a 、 k , 主动轮转速 n 、 l_1 、 l_2 、 l_3 和 l_4 。



3-1 打纬机构运动学辅助分析起始界面

软件界面分布有命令按钮、上下三角按钮、文本框、图片框和框架，左上方的空白区域作为第一个图形显示窗口，在没点击任何命令按钮和垂直滚动条时显示打纬机构的机构简图。

3.2 打纬机构运动学辅助分析运行界面

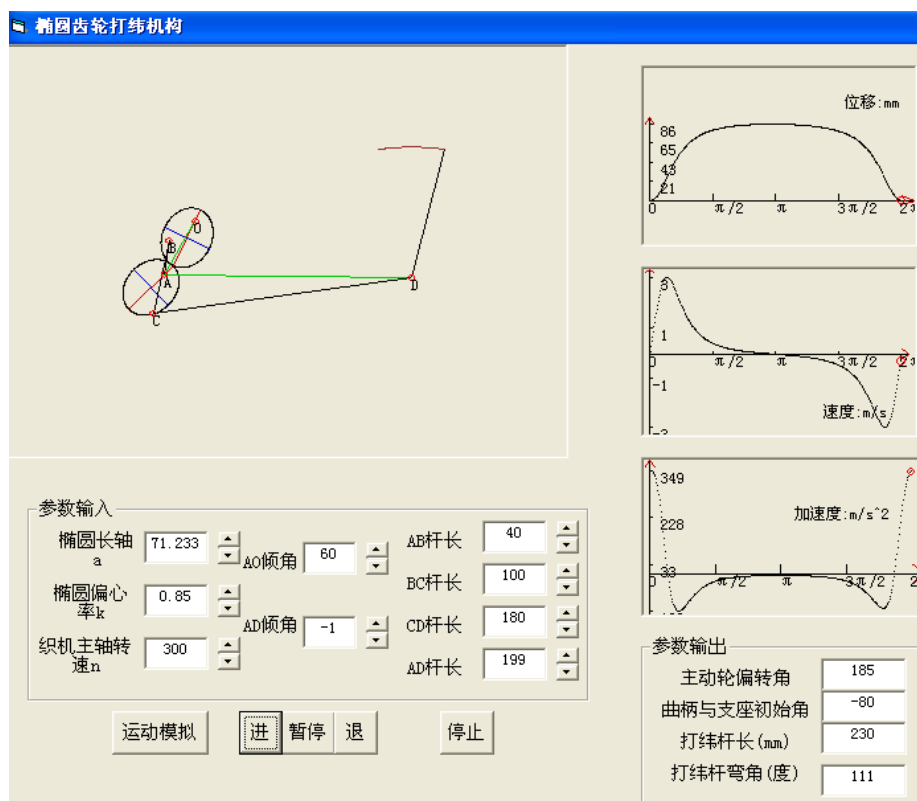


图 3-2 打纬机构运动学辅助分析运行界面

软件右边分布 3 个图片框，用来输出打纬杆位移、速度和加速度曲线。对参数输入框中输入参数，或单击输入框中任何一个上下三角按钮，机构的参数产生变化，此时几个图片框中输出的内容如图 3-2 所示。左边图片框输出的是初始位置，为打纬机构初始安装图。右边自上至下分布了打纬点位移、速度和加速度曲线图。右下方的参数输出框实时输出此参数下打纬机构的初始安装位置参数。

3.3 打纬机构运动学辅助分析模拟界面

单击“运动模拟”命令按钮，能在左方的图片框中动态输出整个运动周期中打纬机构的运动仿真图。如图 3-3 所示：

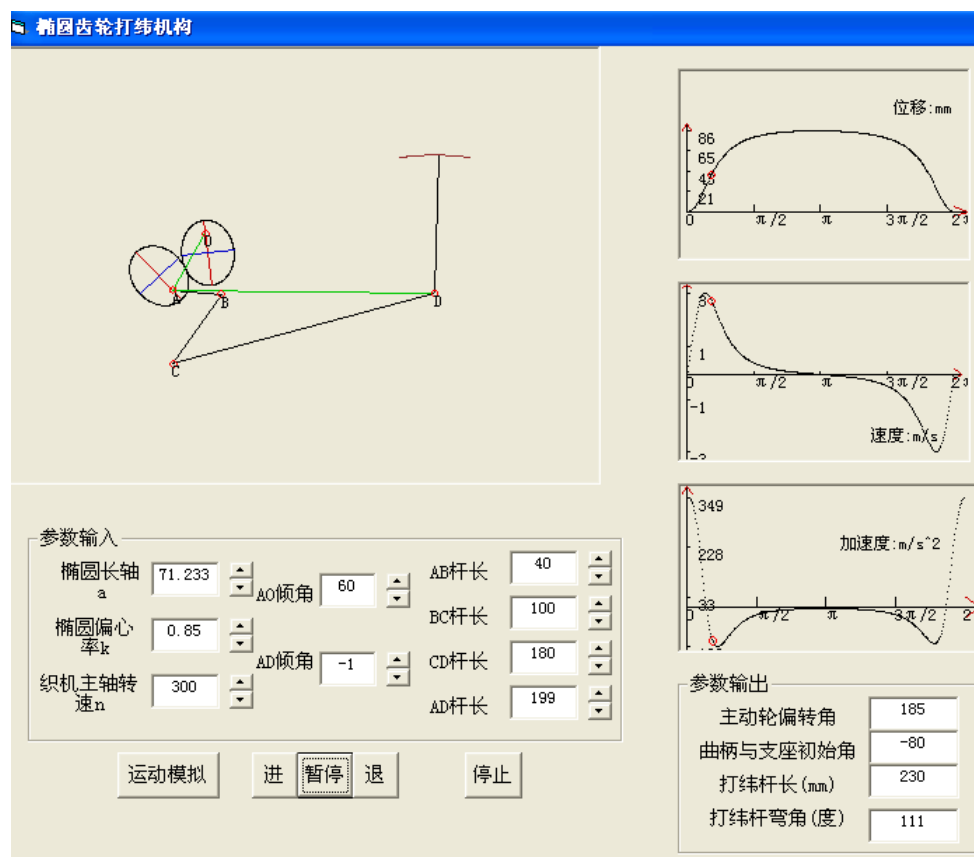


图 3-3 打纬机构运动学辅助分析模拟界面

3.4 进步界面

单击“暂停”按钮会在当前位置停下，并在图片框显示当前位置时打纬杆的位移、速度和加速度：单击“进”或“退”命令按钮能使打纬机构步进或步退，右边的图片框用圆圈标示相应位置时刻剑头运动参数值，如图 3-4 所示：

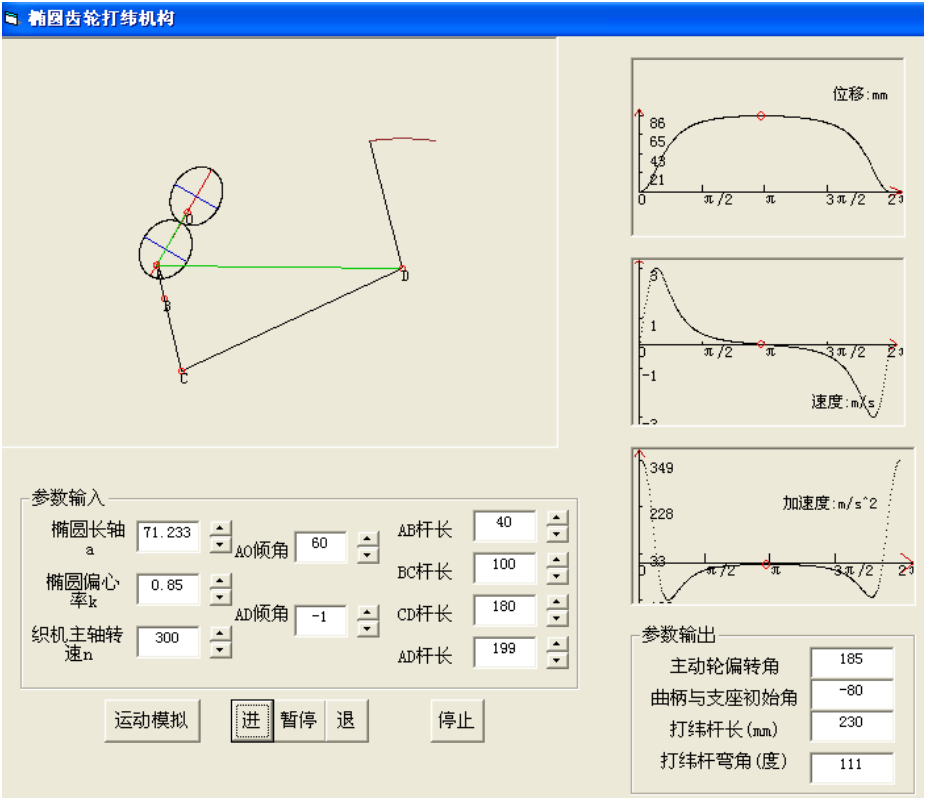


图 3-4 进步界面

单机“停止”关闭此程序。

第四章 机构参数对运动规律的影响

4.1 椭圆偏心率 k 的影响

通过对机构的分析,发现椭圆齿轮偏心率 k 对打纬机构的运动规律影响很大,随着 k 的增大,打纬后心停顿位置角不断下降,从图 4-1 所示规律判断,欲达到类似共轭凸轮的效果, k 的取值应在 0.6~0.8 之间。图 4-2 为文中所给定参数的打纬机构在转速 300r/min、不同 k 值下加速度的仿真图,随着 k 值增大,打纬终了的最大加速度显著下降,同时最小峰值向中心偏移,在织机中速运转的工作条件下, k 值可偏大选取,提高该打纬机构工作的平稳性。

打纬后心停顿时间和打纬最大加速度值对该打纬机构是一对矛盾的目标,不能取得两方面的同时改进,因此,在机构的优化设计中,参数 k 的设计尤其应该重视。

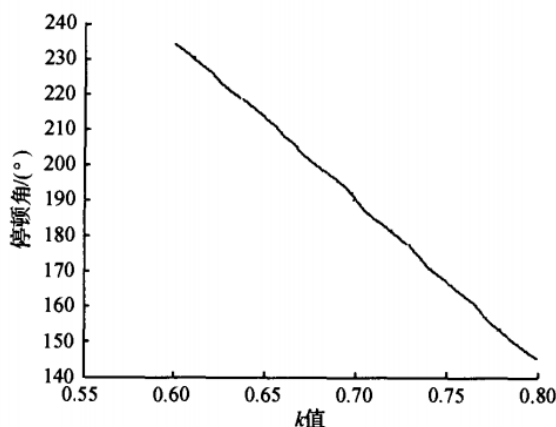


图 4-1 k 值对停顿角的影响

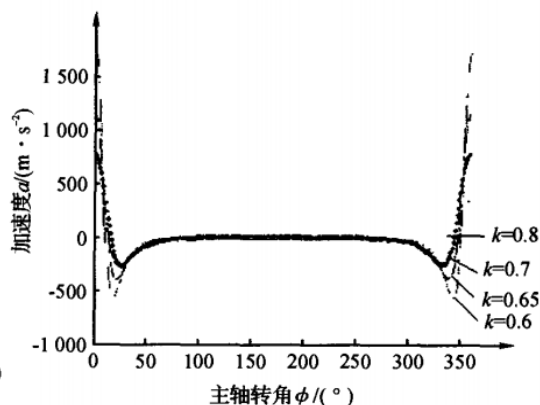


图 4-2 k 值对打纬点加速度的影响

4.2 初始安装角 δ 的影响

δ 为安装是主动椭圆齿轮长轴与 A0 线的夹角,它不是机构的独立参数,要保证打纬后心停顿置角的合适位置,获得理想的打纬规律,初始安装时这个角应合理设定。

打纬运动要求筘座在织机一个转动周期内应从前心位置摆动到后心位置再回到前心位置。椭圆齿轮和曲柄摇杆是两级非匀速传动,需要用 δ 角来达到筘座在后心位置近似停顿时间尽量延长的目的,此时从动椭圆齿轮的转动应处于缓

慢的阶段。曲柄摇杆机构的四杆长决定了其急回特性，因此在设计过程中，希望机构的极位夹 η 尽量取小，同时从动椭圆齿轮在其转角为 $\pi + \eta$ 时变化平缓。在本文所给定的一组机构参数下，单独改变 δ ，得到箱座摆动曲线如图 4-3 所示。

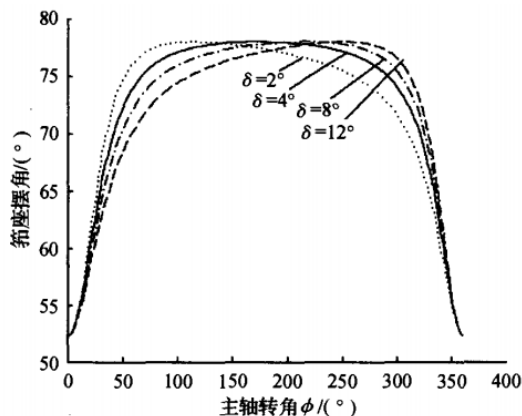


图 4-3 δ 角对箱座摆角影响

4.3 曲柄、连杆长度的影响

图 4-4 为文中所给定参数的打纬机构在转速 300r/min，在机构其它参数不变的情况下，不同曲柄长度打纬点最大加速度的影响曲线，从图中可看出曲柄的长度不能取得过小，也不能取得过大，一般曲柄长度可取在 40mm—65mm 之间比较合适。

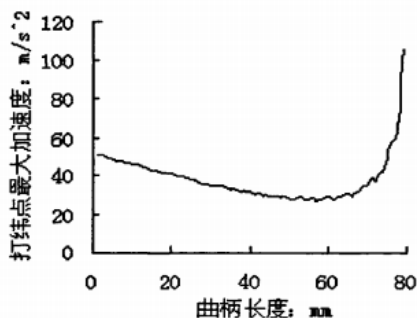


图 4-4 曲柄长度对打纬点最大加速度影响

图 4-5 为文中所给定参数的打纬机构在转速 300r/min，在机构其它参数不变的情况下，不同连杆长度对打纬点最大加速度的影响曲线，从图中可看出，连杆长度较短时，箱座在后心的停顿时间较长，随着连杆长度的增加，停顿时间不断减少，到连杆长度增加到 28mm 后，其曲线变的很平坦，证明连杆的长度变化对箱座停顿时间已没有多大影响，其停顿角始终在接近 220° 左右。并且在连杆

长度变化的整个区间内，停顿时间的变化并不怎么显著，停顿角的区间在 $220^{\circ} \sim 230^{\circ}$ 。

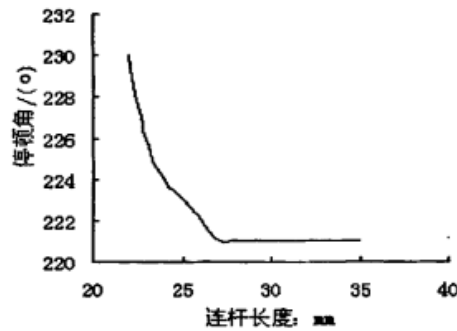


图 4-5 连杆长度对打纬点最大加速度的影响

4.4 摇杆运动性能分析

当曲柄位于前死心附近时，摇杆角加速度的绝对值较大。图 4-6 表示打纬机构摇杆的角位移，角速度和角加速度曲线，横坐标为曲柄转角，纵坐标为摇杆的角位移，角速度和角加速度。

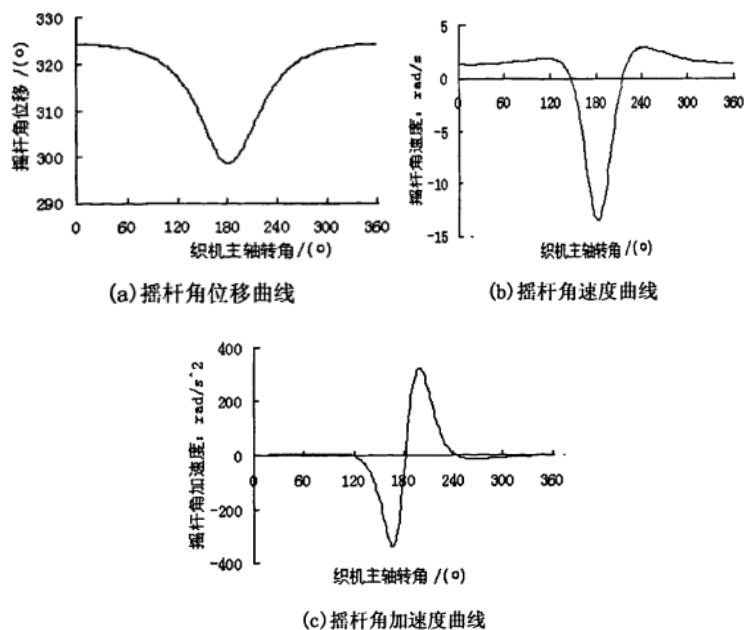


图 4-6 摇杆角位移，角速度和角加速度曲线

由图 4-6(a) 可见，摇杆角位移在主轴转到 180° 的时候处于最小值，此时摇杆位于最后心位置，刚好利于引纬，并且从 4-6(c) 中可以看出此时摇杆角加速度几乎为 0，因此在引纬的过程中可以避免对机器的冲击，而在两端的角加速度

很平坦,刚好是打纬的时刻,几乎为 0 的角加速度可以保证打纬工作的顺利进行。

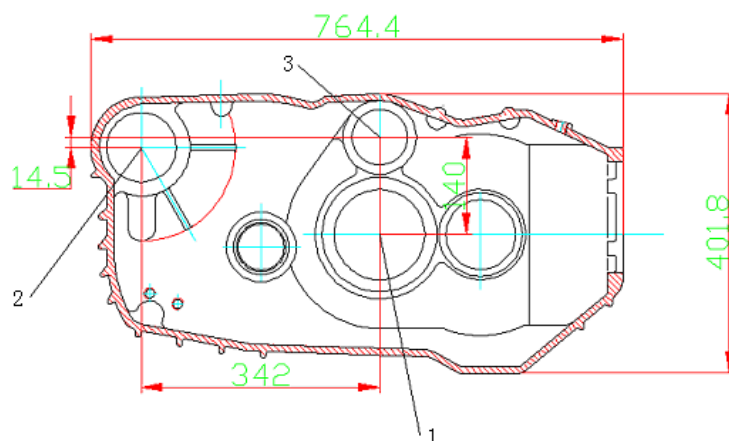
第五章 机构的结构设计

目前国内外剑杆织机上使用较为普遍的是共轭引纬凸轮和共轭打纬凸轮。单纯的一套椭圆齿轮——曲柄摇杆引纬机构只能完成引纬动作，我国剑杆织机核心部件产权不具备的现实并不能得到改变。通过研究发现，椭圆齿轮——曲柄摇杆机构通过改变椭圆齿轮初始啮合角与曲柄摇杆机构搭配，理论上也能达到共轭凸轮打纬机构所具有的后心停顿角长、打纬惯性力大等特征，在此基础上设计新型引纬打纬机构，使之满足现有共轭凸轮结构上的限制，达到类似共轭凸轮引纬和打纬效果。

5.1 箱体的设计

5.1.1 箱体的结构约束

如图 5-1 所示为剑杆织机共轭凸轮箱的结构图。箱体内部织机主轴上安装两个共轭凸轮，一个传动给引纬部分，一个传动到打纬部分，通过设计两对共轭凸轮的轮廓曲线来协调织机上引纬和打纬两个主运动。其外部尺寸为 764.4×401.8 ，新箱体结构尺寸应该与其接近，并且不干涉剑杆织机上其他部件。在箱体内部织机主轴、引纬主轴和打纬主轴三者相对位置应保持不变，这样新型箱体才能适用现有剑杆织机。



1—织机主轴中心位置;2—引纬轴中心位置;3—打纬轴中心位置

图 5-1 共轭凸轮箱剖面图

5.1.2 新机构参数的选择

按照图 5-1 所示结构约束，对椭圆齿轮的传动特性分析表明，打纬机构的椭圆齿轮长短轴比不宜大于 0.85，保证打纬轴能够获得一定的后心停顿时间和打纬惯性力。根据机构外部和内部尺寸约束条件最后打纬机构的整体分布如图 5-2 所示：

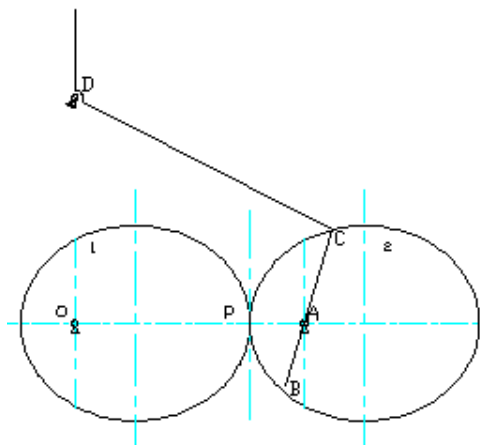


图 5-2 机构位置布局图

图 5-2 中 O 为织机主轴，打纬主动椭圆齿轮安装在其上，D 为打纬输出轴，打纬箱座安装在其上，轴 D 的运动规律满足打纬工艺要求。轴 O 与轴 D 水平垂直方向相对距离 140 mm，这与剑杆织机共轭凸轮箱箱体内部约束保持一致，便于新的箱体应用于原有机型。打纬机构的参数设定为 $\alpha = 0^\circ$ 、 $k_2 = 0.85$ 、 $\gamma = 135^\circ$ 、 $a = 71.233\text{mm}$ 、 $ab = 40\text{mm}$ 、 $bc = 100\text{mm}$ 、 $cd = 180\text{mm}$ 、 $ad = 199\text{mm}$ 。

5.1.3 箱体的结构设计

箱体内部平面展开图如图 5-3 所示：

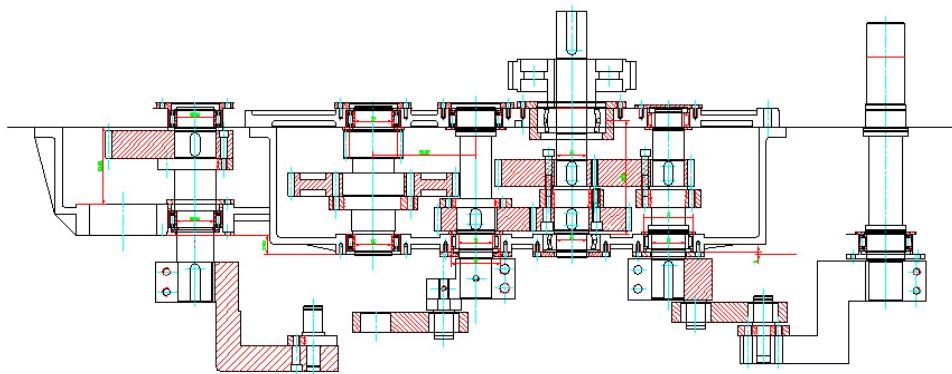


图 5-3 箱体平面展开图

箱体的结构图如图 5-4 所示：

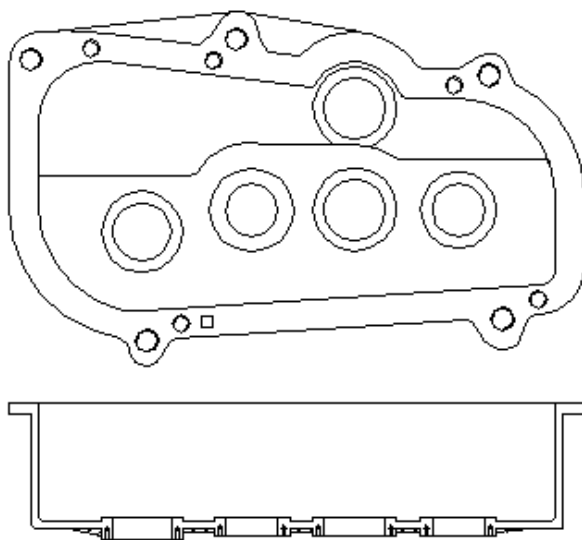


图 5-4 箱体结构图

5.2 椭圆齿轮的三维模型建立

椭圆齿轮的三维特征建模，首先要在草图环境中绘出椭圆齿轮的二维草图，再利用拉伸等命令生成椭圆齿轮的三维特征效果图。在特征创建过程中，关键步骤是草图轮廓的绘制。

在椭圆齿轮节曲线上，节距和齿厚的计算公式同圆柱齿轮的基本公式一样，均为： $p = \pi m$ ， $s = \frac{p}{2} = \frac{\pi m}{2}$ 。由于椭圆齿轮的节曲线是封闭的，所以要保证齿轮在节曲线上均匀分布。若齿轮的齿数为 z ，模数为 m ，则节曲线的总弧长 L ，应恰好是 z 个齿距，即应满足 $L = pz = \pi mz$ 。

设计要求的椭圆齿轮长短轴比 $k = 0.85$ ， a 范围在 70mm 左右， m 为 4。由这确定实际的椭圆齿轮 $a = 71.233\text{mm}$ ， $b = 60.548\text{mm}$ ， $z = 35$ 。利用 CAXA 系列软件作为辅助设计工具，得到椭圆齿轮的节曲线，对它按弧长 35 等分，确定各齿中心位置，查询出个点在椭圆齿轮上的半径 ρ ，根据 ρ 可以计算出在此位置上的当量齿的齿数，利用 ρ 就可以调出所需齿形，根据齿轮点的法线位置将齿放到合适的位置就完成单个齿的绘制，如图 5-5 第一个所示，图 5-5 第二个为绘制好的整个椭圆齿轮二为草图。

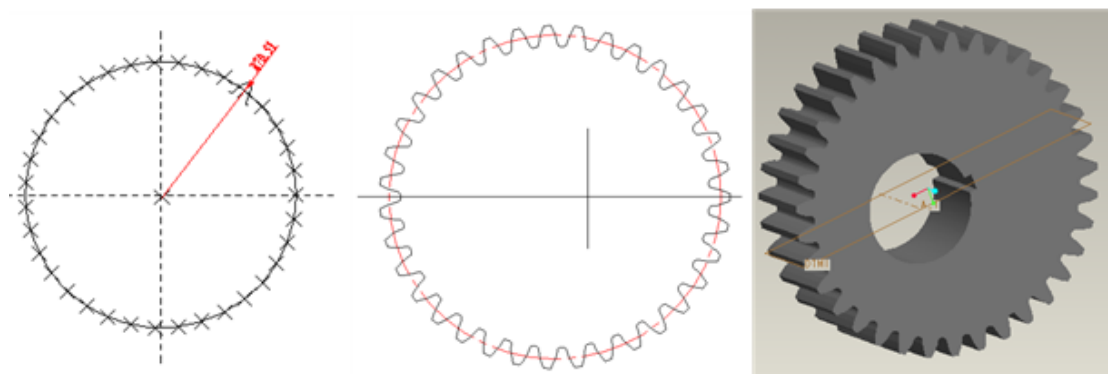


图 5-5 椭圆齿轮的绘制

利用二维草图，对其进行拉伸操作，可以方便的得到椭圆齿轮三维模型。图 5-5 第三个为本椭圆齿轮的三维模型。

5.3 曲柄的设计和图纸

曲柄是整个传动机构的一个重要组成部分，它固定在从动椭圆齿轮上，和连杆连接，设计二维图见图 5-6：

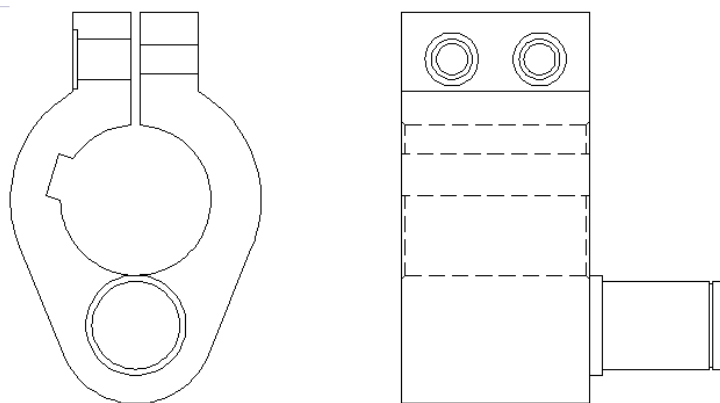


图 5-6 曲柄二维图

三维图如图 5-7 所示。

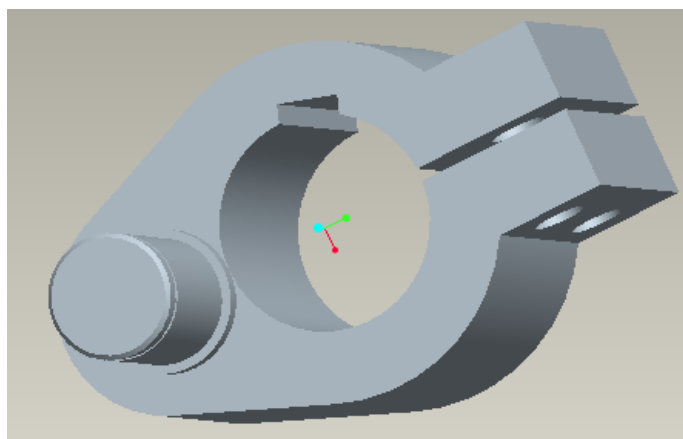


图 5-7 曲柄三维图

5.4 摇杆的设计

摇杆直接连接打纬输出轴，打纬点的速度，加速度完全和摇杆一样，所以直接影响着最后打纬的效果。摇杆二维图见图 5-8：

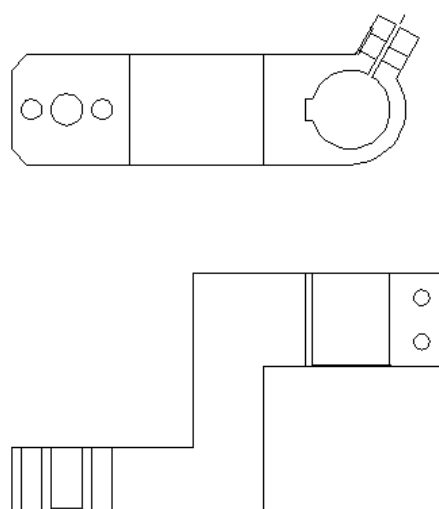


图 5-8 摇杆二维图

摇杆三维图如图 5-9 所示。

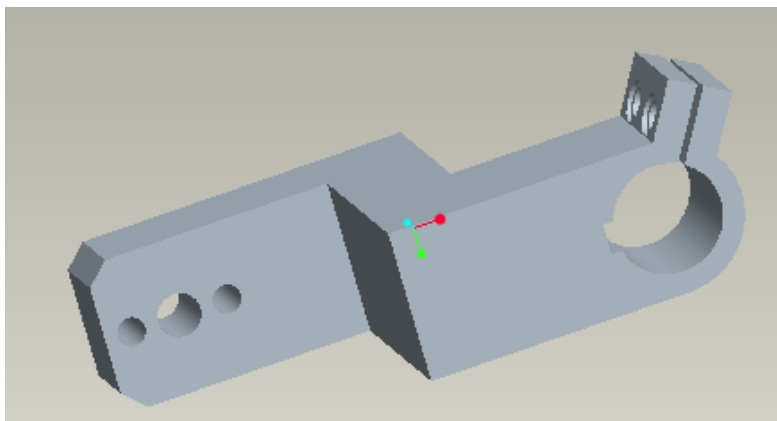


图 5-9 摇杆三维图

5.5 轴的设计和图纸

5.5.1 轴的材料选择

轴的材料主要是碳钢和合金钢。钢轴的毛胚多数用轧制圆钢和锻件，有的则直接用圆钢。由于碳钢比合金钢价格低廉，对应力集中的敏感性较低，同时也可以中热处理或者化学热处理的办法提高其耐磨性和抗疲劳强度，因此，我们这边所选的轴都是用 45 钢（经调质处理）。

5.5.2 轴的结构设计

轴的结构设计是根据轴上的零件的安装、定位以及轴的制造工艺等方面的要求，合理的 确定轴的结构形式和尺寸。轴的结构设计不合理，会影响轴的工作能力和轴上零件的工作可靠性，还会增加轴的制造成本和轴上零件装配的困难等。因此，轴的结构设计是轴设计中的重要内容。

拟定轴上零件的装配方案，所谓的装配方案就是预定出轴上主要零件的装配方向、顺序和相互关系。例如图 5-10 为从动轴结构图，图中左端先安装齿轮，再在 2 安装轴承挡圈，然后在 1 安装轴承，最后安装端盖，右端先安装轴承挡圈，再在 4 安装轴承，最后在 5 安装端盖。这样就对各轴段的粗细顺序做了初步安排。

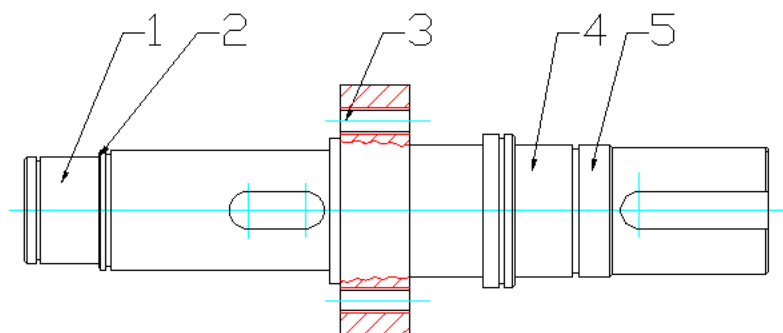


图 5-10 从动轴结构图

5.5.3 提高轴的强度措施

轴和轴上的零件的结构、工艺以及轴上零件的安装布置等对轴的强度有很大的影响，所以应在这些方面进行充分考虑，以利于提高轴的承载能力，减小轴的尺寸和机器的质量，降低织造成本。提高轴强度的措施：

1. 合理安排布置轴上零件一件小轴的载荷

为减小轴所承受的弯矩，传动件应该尽量靠近轴承，并尽量不采用悬臂的支撑方式，力求缩短之撑跨距及悬臂长度等。本文所设计的轴都是齿轮放于靠近中心处。

2. 改进轴上零件的结构以减少轴的载荷

3. 改进轴的结构以减小应力集中的影响

轴通常是在变应力条件下工作的，轴的截面尺寸发生突变出要产生应力集中，轴的疲劳破坏往往发生在此处。为了提高轴的疲劳强度，应尽量减少应力集中源和降低应力集中的程度。轴肩处可用果断倒角或是圆角来降低应力集中，如图 5-11 所示。但是对定位轴肩，还必须保证零件得到可靠定位。



图 5-11 轴肩放大图

4. 改进轴的表面重量以提高轴的疲劳强度

轴的表面越平滑，疲劳强度也就越高，因此，应合理减小轴的表面粗糙度。

5.5.4 轴的强度校核

进行轴的强度校核计算时，应根据轴的具体受载及应力情况，采取相应的计算方法，并恰当的选取应力。这里我们选取扭转强度条件来校核轴的强度。因为我们选取轴的材料为 45 钢，所以轴的许用扭转切应力 $[\tau_T]$ 为 25-45MPa 之间。

以图 5-10 为校核对象，校核 2 段轴强度，利用公式：

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

把 $d=45\text{mm}$ ， $p=3\text{KW}$ ， $n=300\text{r/min}$ 代入，可以得出 τ_T 是小于 $[\tau_T]$ ，所以此段处轴的强度符合要求，其余各段也用同样的方式进行校核，结果都符合要求。

5.6 三维装配图

如图 5-12 所示：通过二维 cad 草绘的尺寸在 proe 中画出三维零件，并进行三维仿真。

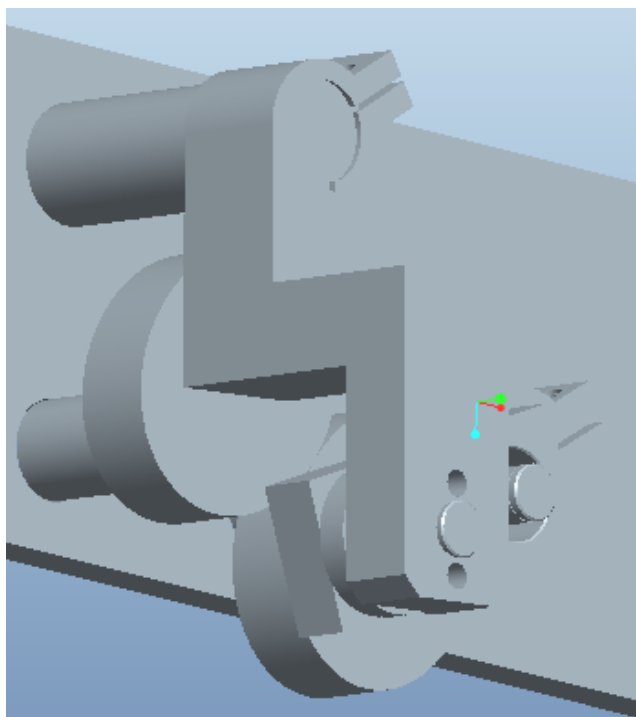
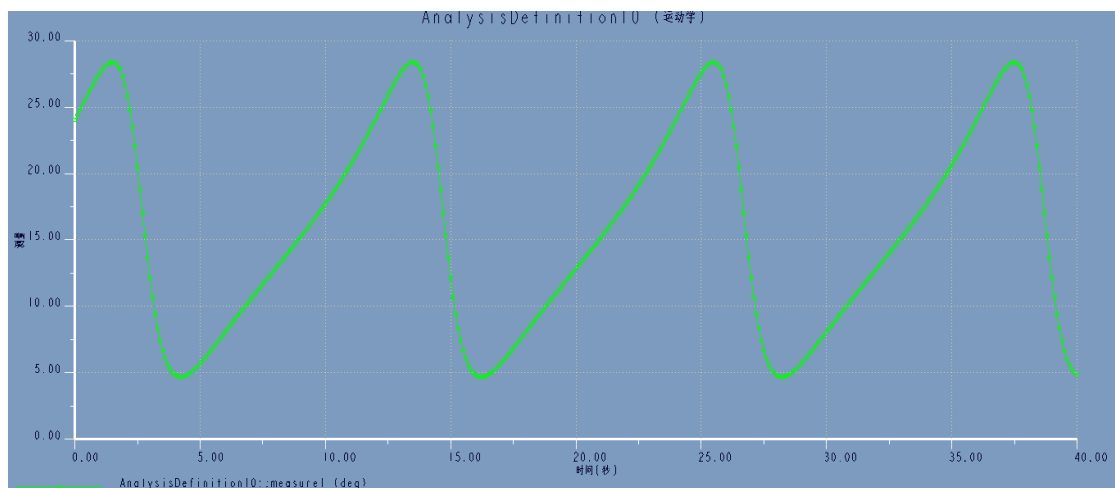
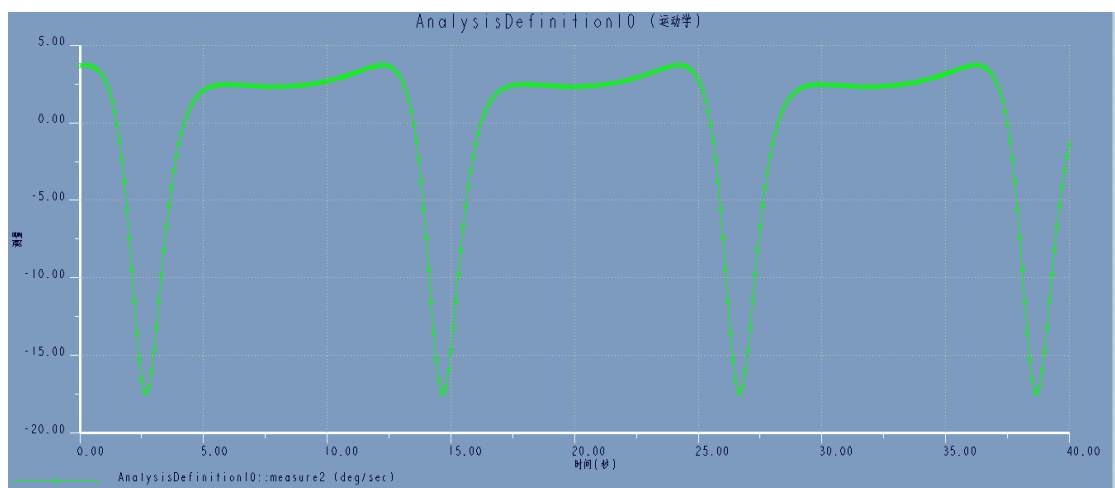


图 5-12 三维装配图

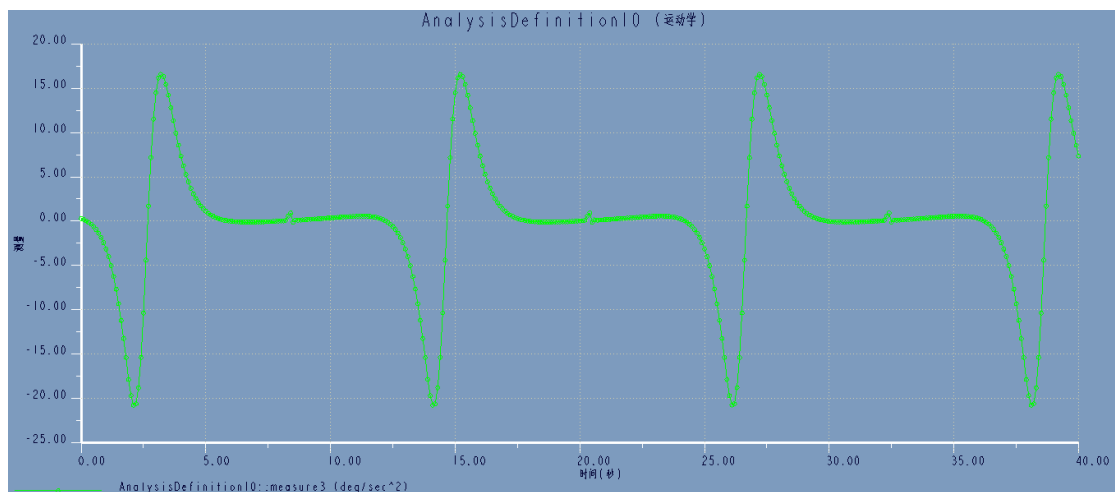
摇杆的位移、速度和加速度曲线图见图 5-13：



a 摇杆角位移曲线



b 摇杆角速度曲线



c 摇杆角加速度曲线

图 5-13 摇杆位移、速度和加速度曲线图

通过对图形的分析，得出输出的曲线和实际所需运动需求相一致。

第六章 总结与展望

毕业设计做到这里已经接近尾声，在整个过程中，完成了很多任务：

1. 查阅资料，了解打纬机构，基本理清各种打纬机构的传动方式和特点，确定了机构设计目的。
2. 建立了机构运动学模型，并且了解了各个参数对运动特性的影响，最后通过辅助软件确定参数。
3. 画出二维、三维图纸，并在 proe 中进行三维仿真，输出仿真曲线图，并进行了分析。

中间也遇到很多困难，比如椭圆齿轮这一级传动的运动特性以及它的二维图和三维图的绘制，还有运动学建模时，各个分析段的建模过程怎么编写等等。

当然本文所写的只是一个开始而且，还有很多不足的地方，比如还需建立机构的动力学分析，并在软件中分析各个力的大小，更加精确和完整的去分析机构的最佳运动参数，以至达到更好的运动效果。总而言之，正真要去理解和分析这个打纬机构，还需要花更多时间和精力去深入其中。

参考文献

- [1] 中国纺织服装机械网. 2011 年纺织机械进出口总额分析[DB].
<http://www.fzfzjx.com/News/Detail/28334.html.txt>, 2012-03-12
- [2] 王皓. 纺织机械行业知识产权战略初析[J]. 知识产权, 2004, (5): 19-22
- [3] 陈明. 新型织机[M]. 上海: 中国纺织大学出版社, 2002, 5
- [4] 曹清林, 杨玉萍, 沈世德. 双支点六连杆打纬机构的设计[J]. 南通工学院学报, 1997
- [5] 胡飞雪. 高速喷气机打纬机构的弹性动力分析[D]. 硕士论文, 2007
- [6] 陈明. 新型织机[M]. 上海: 中国纺织大学出版社, 2002, 5
- [7] Mrazek, Jiri. Theoretical Analysis of Dynamics of Four-bar Beat-up Mechanism of a Loom[J]. Mechanism&Machine Theory, 1992, 27(3): 331-341
- [8] Anirban Guha, C. Amarnath, M. K. Talukdar and Manoj A. G. A novel mechanism for driving the sley in a shuttle loom[J]. Journal of the Textile Institute, 2006, 97(6): 513-518
- [9] Gu, Huang. Investigation of conjugate-cam design for the beat-up mechanism [J]. Journal of the Textile Institute, 1993, 84(3): 387-393
- [10] Dao-D, Bullerwell-A, Mohamed-M. Dynamic analysis of the beat-up process[J]. Textile Research Journal, 1991, 61(12): 760-773
- [11] 王亚平, 吴小平, 宋梅利等. GJ600 剑杆织机振动问题的仿真研究[J], 纺织学报, 2002, 23(6): 492-494
- [12] ZHAO Xiong , REN Gen-yong) , CHEN Jian-neng. Kinematic Analysis and Test Study of Elliptic- Gear and Crank-Rocker Beating- Up Mechanism[J]. Journal of Donghua University(Eng. Ed.) Vol.28, No. 2(2011)
- [13] 顾叶琴, 赵雄, 陈建能, 赵匀. 一种新型打纬机构的设计与分析[J]. 浙江理工大学学报, 2007, 9

致 谢

从开始一无所知的我，到现在的懵懂。可以说打开了一扇通向知识的大门。无论是在画图的规范，基础知识的理解，还有一些软件的应用，都得到了很大的提升，这和指导老师赵雄老师的细心指导密切相关。虽然总共见面次数不是很多，但每次都能带我走出一个个的谜团和误解，从而顺利摸索到正解的路线，使我收益良多。当然还要辛苦我的评阅老师对我的细心评阅，对我一些不足的地方进行标注和提醒。

最后对所有帮助过我的老师说声“谢谢”！