

南 华 大 学

NANHUA University

毕 业 设 计 (论 文)

题 目 水稻联合收割机的设计
学院名称 机械工程学院
指导教师 彭庆林
职 称 副教授
班 级 机械 004 班
学 号 20004410421
学生姓名 方元立

2004 年 6 月 14 日

南华大学本科生毕业设计（论文）开题报告

设计题目		水稻联合收割机	
设计题目来源		指导老师提供	
设计题目类型	设计应用类	起止时间	2004.2.9~2004.6.18
<p>一.设计（论文）依据及研究意义：</p> <p>为了适应农业机械化的要求，减轻收割水稻时的劳动强度，提高农业生产的效率，尤其是当前南方稻民所需要的小型、实用的集收割、脱粒、分离、清选为一体联合收割机供不应求，故设计此小型联合水稻收割机。</p>			
<p>二.设计（论文）主要研究内容、预期目标：（技术方案、路线）</p> <p>主要研究内容：水稻收割机的整体结构，总体布置，各工作部件的工作参数及其相互位置关系的确定。</p> <p>预期目标：通过对现有水稻联合机的实地参观以及存在的问题的分析，确定整机总体结构及总体布置图，绘制图纸，并附带说明书。</p>			
<p>三、设计（论文）的研究重点及难点：</p> <p>本次设计的重点是水道收割机的总体设计，也是本设计的难点所在。</p>			

四、设计（论文）研究方法及步骤（进度安排）：

我们的设计采用基于信息和资料的研究方法。即主要在一些参考书和前人取得的一些成果的基础上进行设计。

步骤：1.2004.2.8~2004.3.25 搜集、整理资料，阅读相关文献。

2.2004.3.25~2004.4.1 参观衡阳拖拉机厂和各销售市场的同类型机，确定方案。

3.2004.4.1~2004.6 画图；

4.2004.6 写说明书。

五、进行设计（论文）所需条件：

老师的指导，查阅相关资料和参观同类型收割机。

六、指导老师意见：

签名： 年 月 日

论文（设计）内容及要求：

一、 论文内容

- 1、 整车结构设计。
- 2、 收割机行走部分设计。
- 3、 收割机输送，脱粒，分离部分设计。
- 4、 设计说明书一份。

二、 论文的基本要求

- 1、 设计结构合理，参数选择恰当。
- 2、 图纸正确，清楚。
- 3、 设计图纸必须有装配图，零件图。
- 4、 设计说明书按照标准打印（A4）说明书字数不少于 20000 字，必须有一篇英文科技说明书，并翻译为中文。有英文摘要。

指导老师： 2004 年 6 月 18 日

摘要

该水稻联合收割机可一次性完成收割、脱粒、筛选、分离和装袋作业。该机体积小、重量轻，操作灵活，通过性与适应性好，较好地解决了大、中型收割机在丘陵、山区和水田难以收割的难题，在南方双季稻区、泥脚深度不大于20厘米的稻田中均能正常收割水稻。该机采用全喂入、轴流式滚筒脱粒机构收割，确保脱粒干净、破碎率低，分离性能好。

关键词 收割 脱粒 分离

ABSTRACT

This rice harvest machine can reap, thresh, screen, separate and feed one time. It is small, light, and it can be operated flexibly. Also it can be used widely. It can solve the problem that it is difficult to work in mountain area in paddy for the large harvest machine or middle large harvest machine. The machine can work very well in paddy that its depth is not more than twenty inches in south area where the rice can be planted two times in one year. It can be feed wholly. The machine works with axle-flow-roller thresh machine, and it can thresh and separate wholly. Its crack rate is low.

Key word : reap thresh separate

目录

开题报告	i
任务书	iii
摘要	v
一、水稻收割机的总体设计	1
(一)、整体结构	1
(二)、水道收割机的总体布置	3
(三)、确定整体参数	4
(四)、确定水稻联合收割机的动力选折	6
二、各工作部件的设计	9
(一)、切割器	9
(二)、拨禾器	10
(三)、脱粒滚筒	13
(四)、螺旋推运器	16
(五)、风扇	18
(六)、离合器	19
(七)、变速箱	21
(八)、制动器	23
(九)、拖拉机后桥	24
(十)、转向器	26
三、各主要零件的设计	44
(一)、轴的设计	44
(二)、V带传动设计	48
四、参考文献	53
五、结束语	67
六、翻译	68

前言

毕业设计是大学里的最后一次设计任务，具有举足轻重的作用，它是对我们大学四年来所学的知识总结，旨在培养我们综合运用所学的基础知识、专业知

识去分析和解决生产实际问题的能力 & 培养正确的设计思想, 并通过运用设计标准、规范、手册、图册和查阅有关技术资料去进行理论计算、结构设计、绘制图样、写相关说明性材料, 培养我们进行机械设计的基本技能和作为工程设计人员的基本素质, 为我们毕业后走上工作岗位打下基础。

收割是谷物栽培的最后环节, 对于谷物的产量和质量具有很重要的影响。收获的季节性很强, 农时紧迫, 人工收割劳动强度大, 为此设计收割机, 本次设计的谷物联合收割机是集收割、脱粒、分离、清选为一体的作业, 相对于分别收获来说, 其机械化水平较高, 能显著提高劳动生产率, 降低劳动强度, 能及时清理田地, 以利于下茬作物的抢耕抢种, 在次设计中, 我遇到了许许多多的困难, 从对农业机械的一片空白到对收割机的整体把握, 和对其国内的收割机机构的了解, 都倾注了老师和自己的汗水, 特别在绘图期间, 得到了老师的悉心指导, 对本人设计和以后走上工作单位都打好了良好的基础, 通过三个多月的设计, 通过学习、提问、认真查阅相关手册, 终于使本次设计任务圆满完成。在此向彭老师和同组同学表示由衷的感谢。

当然由于时间仓促, 个人所学知识有限, 因此该设计还存在这样那样的缺点及不足, 还请各位老师及同行给予批评指正, 在此一并表示感谢。

编者

2004年6月

一、水稻联合收割机的总体设计

该水稻联合收割机可一次性完成收割、脱粒、筛选、分离和装袋作业。该机体积小、重量轻, 操作灵活, 通过性与适应性好, 较好地解决

了大、中型收割机在丘陵、山区和水田难以收割的难题，在南方双季稻区、泥脚深度不大于 20 厘米的稻田中均能正常收割水稻。该机采用全喂入、轴流式滚筒脱粒机构收割，确保脱粒干净、破碎率低，分离性能好。

（一）、整机结构

该水稻收割机为轮式自走全喂入联合收割机，整机分为行走部分和收割部分，行走部分采用四轮式拖拉机形式，驱动形式为柴油机前置后轮驱动，行走轮采用人字橡胶轮，后轮（驱动轮）用特制的刚轮制成，有利于增加行走时对土壤的附着力，发动机到变速箱之间采用单片摩擦式离合器传动动力，变速箱是在拖拉机变速箱基础上加大传动比而成的，采用前轮转向，由转向盘经过转向节和转向摇杆控制转向，制动器由双端拉紧带式制动式，采用半轴制动。有动力输出轴经过变速箱输出。前悬梁伸出约 0.5m 用于悬挂收割机割台。收割部分由割刀，搅龙，输送链、脱粒滚筒、凹板、逐稿轮、逐稿器和清选筛、风扇、螺旋推运器、和接粮平台组成。收割机割台由割刀、搅龙组成，其上端两点悬挂在前悬梁上面，下端由液压缸支撑在车架上，可以调节割台的高低，当需要割在较高时，只需要将液压缸支起即可。设计收割机的结构需要从以下几个方面加以把握。工艺过程连续、流畅。在布置工作部件的相互位置和尺寸时，除了考虑个工作部件的生产率平衡和各部件的参数确定，注意交接过度部位的设计，保证谷物联合收割机的均匀连续，避免出现超负荷的部件和产生不应该有的损失。同时，还要整车的结构尽量紧凑，本设计充分考虑了以上情况，从水稻的实际生长情况和田间作业的复杂情况进行分析，确定了拨禾轮的结构尺寸，转速，以及其离地高度和相对于搅龙的位置，采用手动调节可以满足多种倒伏或生长情况不同的水稻，相对于同类联合收割机，本车结构也比较紧凑。工作中的行走部分的宽度小于割台的宽度，不存在压禾，拖禾的现象，收粮平台设在收割机的右后侧，茎秆从车的后方抛出，不会影响机器的连续作业。

本联合收割机采用带伸缩拨指的螺旋推运器。在这种割台上，影响向脱粒装置均匀输送作物的主要配置尺寸有：

护刃器至螺旋推运器的距离。此值过大，则在收割低矮作物时，割下的作物要在割台上堆积一定度后，才能被推运器叶片抓取推运，不仅大大影响输送均匀性，严重时还会造成堵塞，同时在输送过程中，作物容易滑落地面造成损失，此值也不能太小，因为长秆作物从割台上滑落地面，而且螺旋推运器还妨碍拨禾轮后易靠近割刀/因此，这个距离应该根据使用地区作物的高矮来设计，本设计是对中等高度的水稻进行设计的，选取的推运器外径与切割器至推运器中心的距离之比取为 1.3 割台就会绕与前悬梁铰接的两点转动，设计中，由于将两铰接点的中心与输穗链下面的从动轮在一条心线上，所以就能保证搅龙叶片到输送链的距离始终保持不变，保证被割刀割下的作物经过搅龙收集后能顺利送到输送链中，输送链较与地面之间的夹角约为 35 度，输送链将作物输送至脱粒滚筒，脱粒滚筒采用轴流式纹杆滚筒，有利于减小破碎率，和未脱净率。与滚筒相配合使用脱粒的是凹板，作物进入滚筒后，一开始由于滚筒相对于作物的速度冲击将大部分谷粒脱净，一方面由于作物和凹板的搓擦将作物脱掉，大部分茎秆随着纹杆的方向向滚筒的一端移动，经过逐稿轮将茎秆抛出去，谷粒和小部分茎秆和杂草将落在滚筒下方的逐稿器和清选筛上面，在逐稿器和清选筛的抖动下，谷粒将掉下筛孔，小部分茎秆和杂草在逐稿器和清选筛抖动和其下面的风扇作用下被送出去，谷粒经过筛孔后，由于周围的倾斜面较大，而被集中在螺旋推运器中，经过螺旋推运器被送往接粮平台上的接粮装置中，经过这样的清选后，可保证较高的清洁度，损失率也较少。滚筒、凹板、逐稿器逐稿轮，风扇，以及螺旋推运器都在整车的后部，装在薄壁铁板里面，为了加固薄板的强度，在薄板外面加由若干角钢焊接的支架，薄壁与角钢用螺栓连接大部分轴承座都装在角钢上面。这样的结构既保证了足够的受力和刚度。又使整车的重量得到减小，还可带来维修和拆装的方便。

（二）、水稻联合收割机的总体布置

本水稻联合收割机的总体布置的特点是：收割台悬挂在车架悬架的正前方，倾斜输送链布置在收割机的左侧，后轮驱动，前轮转向，主要工作线基本按照整车纵线对称布置，驾驶台位于脱粒机的前方，发动机布置

在前轴上方，通风散热良好。

1.拨禾轮、割台、搅龙、输送链的相互布置

拨禾轮和割刀的位置需要根据具体情况（作物的倒伏、高度、湿度等）考虑，一般情况下，拨禾论布置在割刀的正上方，其离地高度和相对于搅龙的位置详见拨禾轮的设计说明。

2.推运器叶片的外援与割台的底板和后挡板之间的间隙

若着两个间隙过大，作物在输送过程中会从后挡板返到过桥口的上方，经伸缩拨指的挑动，抛到前方造成损失。如返草过多，还会造成倾斜输送机入口的堵塞，推运器和底板的间隙的大小随作物层厚度而定，本设计中取 15mm，推运器与后挡板之间的间隙为 5mm，

3.推运器叶片外缘至倾斜输送链链耙的距离

考虑喂入均匀，及时抓取，本设计中取其距离为 80mm

4.拨禾轮弹齿尖与切割器的最小间隙，

在设计中拨禾轮弹尖与切割器的最小间隙可调，调整范围为 50~300mm，

5.脱粒装置的的配置

本联合收割机的脱粒滚筒采用切流型，一个纹杆滚筒，由于本设计的倾斜输送链的倾斜角度不大，所以作物经过输送链末端时，按过桥底板延长线与滚筒表面切线所成的夹角方向想凹板喂入，当本设计中的倾斜输送链主动轴至滚筒中心的垂直距离 H 不大，几乎于起在同一水平位置上，故获得较大的凹板包角，有利于脱粒和分离性能的提高，但作物的喂入不够连续、流畅。凹板出口处过度栅条的配置情况，对脱出物的分离和进入逐稿器的部位有很大影响。脱出物近似按照凹版出口的切乡位置飞出，当碰的袄逐稿论后改变方向，基本上按照想碰叶片的切线方向散射开来。

6.逐稿器和清选装置的配置

本设计机中采用逐稿器为但片键式逐稿器，逐稿器的总宽度有收

缩比和喂入量来确定的，本设计中逐稿器宽度为 1.15m 比滚筒的宽度略宽，清选装置是采用逐高器下面安装的风扇进行的，详细参数见风扇部分。

7. 机器重心的配置

在培植各工作部件的同时，还需要考虑机器的重心位置，使各轮轴的负荷分配合理，本设计中采用了轮式收割机的方式，驱动轮承受了整机重量的 60%，操纵轮的载荷有点大，为了减轻操纵力，在操纵系统中设置操纵加力装置。前后轮承受的重量均小于其额定承受能力。机器左端安装的倾斜输送链，但由于倾斜输送链质量不大，约为整车的 5% 左右，而且在收割机的右端布置有接粮平台，基本上平衡了左端输送链的质量。联合收割机的中心高度是影响整车稳定性的最重要因素，本设计中，由于轮距的宽度不大，离地间隙 250mm，量使机构紧凑，总高控制在 1.85m 之内，基本上保证了整车的稳定性。本机的驾驶工作条件：此水稻收割机的驾驶座椅安装在中间位置，在后轮轴斜上部，有利于整车的重心平衡和扩大驾驶员视野以及提高驾驶的舒适度。总体布置还需要考虑使用，调节和维修的方便性，本设计中脱粒工作部件和清粮装置以及集粮推运器都装在薄壁钢板内，顶面可以掀开，进行观察，发现问题，和修理。为了便于驾驶员的操作，对各手柄和脚踏板的位置以及行程的设计都是按照拖拉机标准设计，手柄的最大行程不超过 200mm 最大操纵力小于 100N，脚踏板的行程不超过 50mm，踏板上的操纵力小于 200N。

（三）、确定整体参数

1. 设计喂入量：本设计喂入量为 $q=0.3—0.5\text{kg/s}$
2. 割幅：初设为 $B = 1.2\text{m}$
3. 前进速度：

$$\text{由于 } q=BV_mW(1+1/\beta)/C \quad (\ast)$$

式中 V_m 为机器前进的速度, m/s ; W 为作物单位面积产量, kg/亩 , 取 450kg/亩 ; β 为喂入的谷粒和茎秆之比, 简称谷草比, 取 $\beta = 1$; $C=1333$

将以上数据带入 \ast 中可以求得

$$V_m=0.35—0.65 \text{ (m/s)}$$

由※式可以知道，当其他条件不变时，割幅 B 和前进速度之间成反比关系。对于既定的设计喂入量，是选择叫小割幅配以较快的前进速度，还是采用较大割幅配以较低的速度，要根据情况具体分析，从谷物联合收割机的本身的结构来看，随着割幅的增大，整体的尺寸和重量也要增大；随着前进速度的提高，行走消耗的功率也要增大，发动机的马力和重量也要增加，从使用条件来看，如果在小块田里作业，割幅太大会运转不方便，如果联合收割机使用的地区的平均田块面积较大，用较大的割幅和较低的速度可以减少机器往返运行的次数，减少行走的功率消耗并缩短地头转弯所花费的空行时间，提高经济效果，而南方的田块正是平均面积不大，应选用小割幅的收割机。

4. 滚筒长度，分离器尺寸和收缩比：

对全喂入谷物联合收割机的工作部件的研究指出，逐稿器的分离损失率是限制联合收割机喂入量的关键。逐稿器的分离损失率与茎秆层的厚度有密切关系，当其他条件不变时，随着喂入量的增加，茎秆层变厚，损失率加大，当喂入量超过额定值时，损失率急剧增加。谷粒在茎秆层中占的体积很小，可以忽略不计，则逐稿器上茎秆层的厚度 h 可按下式求得。

$$h = (1 - \delta) q / Bz \eta \gamma Vz$$

式中 h 为茎秆在自然状态时的厚度， m ； q 机器作物的喂入量， kg/s ； δ 为谷物中谷粒的含量，一质量百分比计， $\delta = \beta / (1 + \beta)$ （ β 为谷草比） Bz 为逐稿器宽度，本设计中由于采用了割幅为 $1.2m$ ，滚滚同长度取为 $1.1m$ ； η 为逐稿器宽度利用系数，取为 0.7 ； γ 为茎秆在自然状态时的容重，经查相关的专业书籍，水稻的容重大约为 $30kg/m^3$ 为茎秆层沿逐稿器运动的平均速度，一般情况下， $Vz=0.4m/s$ 。将数据代入上式中，可以求得 $h=0.01—0.15m$ 之间。分离器宽度为 $1.2m$ 。

5. 轴距、轮距，接地压力和最小离地间隙

联合收割机的轴距 B_0 主要根据使用地区的地形条件，考虑整机通过性，机动性和稳定性的要求，经过与同类机器比较后，同过总体不止而最后确定的，轮式联合收割机的轴距，与整机的机动性和稳定行有密切的关系。缩小轴距可以减小转弯半径，提高机动性，但会使纵向

稳定性边坏。纵向稳定性是用联合收割机上坡（下坡）使，通过重心铅垂线与地面的交点不超过前轮与地面接触点时坡度角来衡量的，次联合收割机体积不大，中心不高，为了使机器在作业时运转灵活，又要满足稳定性的要求，本设计取 1250mm。

联合收割机的轮距的确定也要根据使用地区的地形条件，考虑整机通过性，机动性和稳定性的要求，经过与同类机器比较后，同过总体不止而最后确定的，轮式联合收割机的轴距，与整机的机动性和稳定性有密切的关系。也要通过汽车的总体布置确定，轮距应当小于总车宽度，本设计中去轮距为 0.95m。联合收割机的最小离地间隙与整机的通过性能有密切的关系，最小离地间隙一般不小于 250~300mm。

6. 总长、总高、总宽

收割机的总长、总高、总宽由总布置草图确定。还必须要求起满足机动性，灵活性和稳定性的要求。本设计中取总长为 4380mm，总高 1880mm，总宽 1540mm。

7. 外形尺寸的确定和中心的估算

外形尺寸，既长、宽、高主要取决于割台、脱粮装置、驾驶室以及离地间隙、轮子大小、轴距、论距等尺寸，本设计的联合收割机的总体尺寸在上面已经说明了。参照同类不见的重量资料，估计本车重量在 1 吨左右。根据总体布置图计算出本联合收割机的中心大约在距离前轴为 70mm，距离后轴为 550mm，且基本上落在纵向的中心线上。根据此重心位置可以计算出前轮既导向轮所承受的重量为 44%，后轮所承受的重量为 56%。

（四）、 确定水稻联合收割机的动力选择

水稻联合收割机除了要克服行走阻力外，还需要克服各工作部件的阻力。由于田间土壤、地形的变化，行走速度的差异、作物生长情况和湿度的变化以及杂草等因素的影响，使联合收割机的工作符合是不稳定的，所需的功率经常在变化。为此，选择发动机的时候，不仅要根据功率的平均值，还要考虑到符合最严重时所需要功率的最大值，让发动机有足够的储备功率，以保证联合收割机在各种条件下都能正

常工作。谷物联合收割机的符合不稳定的特点，不仅使功率消耗经常在变化，而且对工作质量有很大的影响，因为当符合发生变化时，使的发动机的工作不见的转速也相应随之改变，而工作部件转速的改变，僵直界影响机器的切割质量、脱粒损失、分离损失和子粒破碎率，因此没，应该控制发动机和工作不见由于负荷变化引起的转速变化量，使其不超过一定的范围。在选择发动机的时候要研究它的调速特性，选择工作点；在传动设计中，则应该使传动系统（滚筒）具有足够的转动惯量，一克服瞬时增大的阻力。下面计算个部分的功率。

1、行走部分

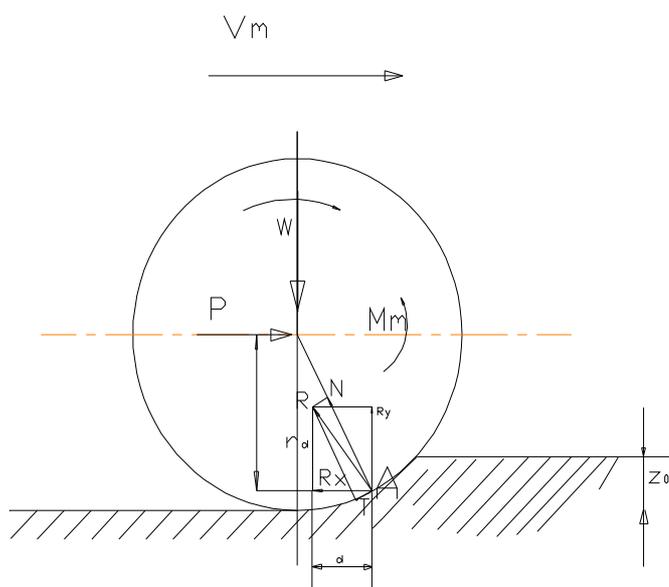


图 3-1

行走轮：如图 3-1，在牵引力的作用下，策划能够手垂直载荷 Q 的行走轮，沿着地面均匀转动时，压入土中一顶深度 Z_0 ，并在地面流下轮辙，如上图所示，此时，土壤与轮子接触处有土壤对轮子的法向反作用力的合力 N 和切向摩擦力的合力 T 。此外还有作用与轮子周套中的摩擦力矩 M_m 。通常 M_m 很小，可以忽略不计。法向反作用力 N 垂直于轮缘并通过轮心，社他作用与 A 点， A 点的论心的水平距离为 r_d 。 N 和 T 的合理为 R ，其水平分量为 R_x ，垂直分量为 R_y 。若在某一 瞬时外力出与平衡状态，则

$$\sum F_x=0, P-R_x=0;$$

$$\sum F_y=0, Q-R_y=0$$

$$\sum MA=0, Prd-Qd=0$$

整车质量跃为 1.2 吨故 $Q=1200/4=300\text{kg}$

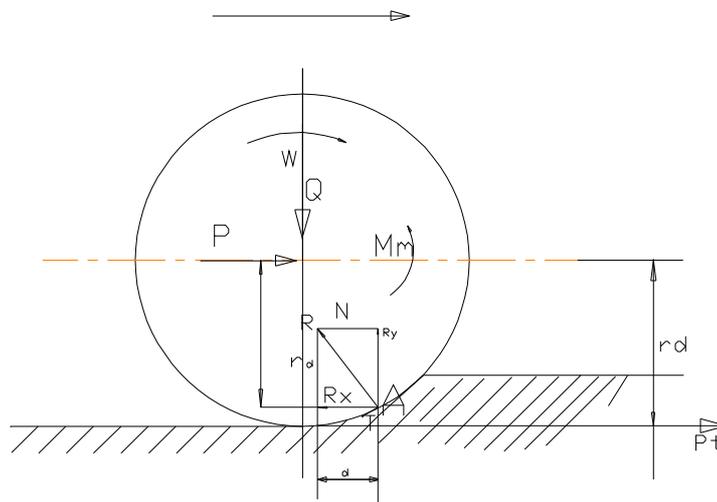
又 $R_x=f_z \times Q$ (f_z 为轮子滚动阻力系数, 这里取 $f_x=0.3$)

$$R_x=300 \times 0.3=90\text{kg}$$

$$P=R_x=90\text{k}$$

主动轮: 主动轮的受力情况如下图所示

:



当忽略掉 M , 时其平衡方程式:

$$P_t - (F_z + R_x) = 0$$

$$Q - R_y = 0$$

$$M_q - (P_t - R_x) r_d - R_y d = 0$$

且 $R_x = Q \times F_z = 300 \times 0.5 = 150\text{kg}$

$$P_t = 150 + 90 = 240\text{kg}$$

$$M_q = (240 - 150) \times 0.4 + 300 \times 0.1 = 46 + 30 = 76\text{kgm}$$

总的扭矩为 $M = 2M_q = 2 \times 76 = 152\text{Nm}$

取车的平均速度为 0.5m/s

$$w = M \theta = 1520 \times 1.25 = 1.9\text{kW}$$

即行走部分所需的功率为 1.9kW 。

(二)、工作部分

1. 滚筒部分所需要的功率，由经验公式可以求得，滚筒的功率约为 2kw。
2. 又后面章节所计算的割台螺旋推运器的功率约为 0.48。
3. 集粮螺旋推运器的功率为 0.18。
4. 割刀工作部分的功率经过标准查得约为 1kw。
5. 风扇工作功率由后面风扇章节求得约为 0.5。

由所计算的每个功率的总和，可以求得是需要的柴油机的额定功率，选择柴油机的额定功率为 8.82kw, 转速 2200r/min, 最大扭矩为 1650N.M 柴油机的储备功率为

二、各工作部件的设计

(一)、切割器

1. 选用标准型（国标 II 型）既单刀距行程型（ $S=t=t=76.2$ ）其切割速度系数见表为

切割速度 m/s	始切速度 Vz	终切速度	平均切割速度 v	最大切割速度 v _{max}	割刀平均速度 v
系数 K	3.8	3.5	3.85	4.0	2.5

2. 割刀速度和机器前进速度的关系

收割机工作时，割刀一面做往复运动，一面做前进运动，其绝对速度是着两种速度的合成。割刀速度和机器前进的速度的关系可以用进距来表示（既割刀完成一次行程的时间内机器前进的距离）：

$$H = V_m * \pi / w = 30V_m / n$$

式中 V_m 表示机器前进速度，m/s； n 表示曲柄转速，r/min； w 表示曲柄角速度。也可以用气割速度比 λq 表示割刀速度与机器前进速度之间的关系。

$$\lambda q = V_j d / V_m = (S n / 30) / (H n / 30) = S / H$$

V_{jd} 表示割刀平均速度，m/s； V_m 表示机器前进速度，m/s； S 表示割刀行程，mm； H 表示割刀进距，mm。

切割器在实际工作中，如果切割速度比 λq 过小，则割桩不整齐，切割质量不稳定（发生茎秆折断、拉断等）；若 λq 过大，则可能发生重割，或造成机器的振动加剧。根据许多学者实验得：当前进速度 V_m 在 1m/s 左右时，如果切割速度比 $\lambda q \gg 1.6$ ，没有发生割桩不齐或切割质量不稳定的现象；但临界切割速度比 λl 是随机器前进速度变化而改变的，若令 $V_m=1.0\text{m/s}$ 的临界切割速度比为 λl 。

则： $V_m=0.5\text{m/s}$ 时， $\lambda l = (1.2\sim 1.4) \lambda l$ 。

$V_m=2.0\text{m/s}$ 时， $\lambda l = (0.8\sim 1.0) \lambda l$ 。

（二）、拨禾轮

本设计选用偏心拨禾轮，适合南方水稻收割用，收割直立和一般倒伏的作物，也使用于本设计的卧式割台联合收割机。

拨禾轮运动轨迹的形状，决定于拨禾轮的圆周速度 V_y 与机器前进速度 V_m 的比值 $\lambda = V_y/V_m$ ； λ 为拨禾速度比。只有当 $\lambda \gg 1$ 时，才有可能将作物茎秆引向割刀配合切割，并在割断后继续的向后推送茎秆，一面在割刀上发生堆积和堵塞。 $\lambda > 1$ 时，拨禾轮的工作情况才是正常的。拨禾轮的工作过程，每块拨禾轮从开始接触未割的作物，直到将已经割的作物向后推送并淤滞脱离接触，着他完整的工作过程，要时拨禾轮具有良好的工作质量，除了满足 $\lambda > 1$ 外，还应该满足工作过程中的不同阶段的要求，拨禾轮在插入作物丛时，起速度应该垂直向下，这样对蕙部的冲击最小，可以减少脱粒损失；切割时，拨禾轮应该扶持作物茎秆，以配合进行切割，避免切割器将茎秆向前推倒；茎秆割断后，拨禾板要继续稳定的向后推送，既要清扫割刀，又要防止作物向前翻倒或被想上挑起，造成损失。

1. 要使拨禾轮沿垂直方向插入作物丛拨禾轮轴的安装高度就必

2. 须满足

$$H=L-h+(R/\lambda)$$

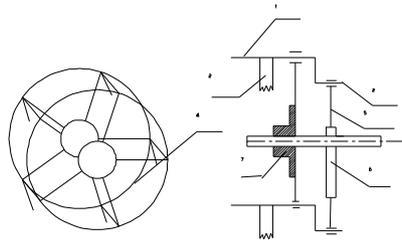
R 为拨禾轮的半径，h 表示割刀离地高度，L 为作物高，H 为拨禾轮轴安装高度。由此可以知道，在工作中，如果拨禾轮速度比 λ 、拨禾轮半径 R 和割刀离地高度 h 一定，则收割不同高度的作物时，就要求拨禾轮的安装高度需要调整。

2. 清扫割刀和稳定推送的条件当茎秆被割断后，要求拨禾轮继续起推送作用，使其离开割刀，比拟感整齐的向后铺放在各台上，如果此时拨禾轮的作用点位于已割作物中心的稍上方，就能将茎秆稳定的想后推送，直到与 拨禾轮圆周相切的位置，如果拨禾轮的作用点过高，清扫割刀的作用将减弱，如果拨禾轮的作用点在重心之下，，则割断的作物很可能回绕在拨禾板向前翻到或被挑起，早成损失。已割断作物的中心位置，一般在顶部向下的 $1/3$ 处，设已割部分长 L_1 ，则 $l=L_1/3$ 。因此，要求拨禾板作用在割断作物的中心点以上，则应该保证

$$H \geq R + 2/3 (L-h):$$

3. 拨禾轮的转速

本次设计采用偏心拨禾轮形式，因为普通拨禾轮只使用于收割直立的和倒伏程度不大的作物，应为他的拨禾板是沿径向安装的，所以不能插入倒伏程度较大的作物从中，并将其扶起。相反，甚至有将作物压倒的趋势，并且拨禾板对最物蕙部的冲击也比较大，为了适应收割倒伏的作物，在此联合收割机上采用了偏心拨禾轮的结构，



他的特点是：用搂齿代替拨禾板，用偏心机构的搂齿做平面平行运动，从而有利于想倒伏的作物丛插入并将其扶起，减少对蕙部的冲击和搂齿上提是的挑草现象。偏心拨禾轮的构造极其原理入土所示：1 为管轴，管轴不一端的延长部分 3 弯成曲柄的形式，7 为拨禾轮的轮毂，与轴刚性连接，七回转圆心为 0，空心圆环是偏置的，偏心距为 010，管轴的曲柄端 3 穿在偏心圆环的辐条 5 外端的销孔内中，这样 01013 就组成了平行四杆机构，工作时，搂齿方向一直不变。为了收割倒伏方向不同的作物，搂齿的倾斜角也应该能够调节，在实际使用中，当收割向前和向一侧到伏的作物时，搂齿应该调节成倾斜 15—30 度，并将拨禾轮降低和前移。当收割向后倒伏的作物时，搂齿应该调节向前倾斜 15—30 度，并将拨禾轮降低和后移，当收割直立作物时搂齿可与地面垂直，本设计中搂齿长为 200mm。

为了选择拨禾轮的转速，首先确定拨禾速度比，前已分析，拨禾轮正常工作的必要条件是 $\lambda \geq 1$ 。加大拨禾速度比 λ ，拨禾轮的作用范围和作用程度增加，但是 λ 也不能过大，他受到两方面的限制：

但机器的前进速度 V_m 一定时，增大 λ 值，就要提高拨禾轮的圆周速度 V_y ，浙江因拨禾板对作物蕙部的冲击增加，而使脱离损失剧烈增加，经过实验证明，对于南方的水稻， V_y 一般不超过 1.5m/s。另一方面，当机器前进速度 V_m 较高时，为了使 V_y 不超过受脱离损失限制的允许直，拨禾轮速度比就应该减小。

当机器前进速度较低时，有可能在 V_y 不超过 3m/s 的情况下，大大增加拨禾速度比 λ ，但是 λ 值过大会出现作物的回弹现象，也将 8

$\lambda = V_y / V_m = R\omega / V_m$ $\omega = \pi n / 30$ 造成损失的增加。经过专家实验，水道联合收割机的 λ 一般取 $1.3—2.3$ 。这里取 1.

所以 $n = 30 \lambda V_m / \pi R = 30 * 1.8 / \pi 0.4 = 22\text{r/min}$

R 为拨禾轮的半径， ω 为拨禾轮的角速度。

N 粗取为 22r/min ，前进速度 V_m 应该根据机器的生产率、割副、调配动力等因数而定，在使用中，由于地块条件、亩产量和作物的状态等情况的改变，而需要改换不同的前进速度。这里粗定 V_m 为 0.5m/s 。

4. 拨禾轮的直径

拨禾轮的直径，与“铅垂插入”、“稳定推送”都有很大的关系

$$D \leq 2\lambda(L-h) / 3(\lambda-1)$$
$$= 2 * 1.8(0.8-0.2) / 3(1.8-1) = 0.9\text{m}$$

既拨禾轮的直径 D 取 900mm 。

5. 拨禾轮的调整

为了适应各种不同的作物条件时，在使用中，拨禾轮轴的位置需要进行高低调整，前后调整前后调整，本次设计的拨禾轮是被按装在角钢支架上，其轴承座是用两个螺栓固定在角钢的孔内，角钢上有钻有 4 个孔，可以进行前后调节、上下调节，上下调节和前后调节的原理差不多，是用改变上下螺栓连接的位置而改变的。

(三)、脱粒滚筒

纹杆滚筒式脱粒装置的凹板一般是整体栅格状的。凹板由固定在两侧凹板架上的扁钢横格板条和穿在其孔的钢丝组成。凹板圆弧所对的圆心角称为凹板包角。凹板的构造与包角大小对脱粒能力和分离有很大的影响。横格板的上顶面一般为其棱角，并高出钢丝，其高度 $h=5\sim 15\text{mm}$ ，以阻滞谷物通过并且使谷物受到冲击和搓擦而脱粒。国外试验表明，这一距离为 9mm 左右时，不但有利于脱粒，而且还能使凹板起到“自净”作用，以免发生堵塞。横格板的上顶面

一般还要比两侧板高出 4~5mm,以备横格板前棱角的磨损。凹板的结构一般多是完全对称的,这样当横格板前棱角磨损后,可将凹板调转 180°使用。

凹板筛孔尺寸(横格板间隔) $b=30\sim 50\text{mm}$,宽(钢丝条间距) $a=8\sim 15\text{mm}$,钢丝直径为 3~12mm.有的机器上,考虑到脱粒装置的脱粒-分离特性,凹板横格板的间距不是均匀的,而是前端大,后端小。有的机器为了适应收获大小不同的子粒,备有几种型号的凹板,主要的区别是钢丝的直径和钢丝的中心距不同。本收获机凹板包角 105°,栅格扁钢尺寸为 80*8mm,相临两扁钢之间的距离为 38mm,钢丝直径为 5mm,钢丝之间的距离为 13.9mm.

调节凹板间隙的机构。出口间隙通过转动螺母来调节;入口间隙通过四杆机构来调节。调节后用齿板和螺钉将手柄锁紧。

1. 脱粒装置的辅助件

脱粒装置的辅助件有逐稿轮,喂入轮等,本设计为了简化机构也受位置的限制,没有安装喂入轮。逐稿轮安装在滚筒的后上方,旋转方向和滚筒的相同,用来除缠在滚筒上径杆,并将滚筒的脱出物抛至锄稿器上.一般除稿轮的直径为 250-400mm.

2. 纹杆滚筒式脱粒装置

纹杆滚筒式脱粒装置由圆柱形纹杆滚筒和栅格状凹板组成。

当作物均匀地喂入脱粒装置和高速回转的纹杆相遇时,受到冲击并有部分谷物被脱下。在纹杆的搓擦下,作物被拖进脱粒间隙,纹杆从作物层面上通过,继续对作物进行冲击脱粒。在凹板的前部就脱下大部分谷粒,在凹板的中部,随着脱粒间隙的变小,作物层受到的搓擦和挤压作用加强,开始生层移,层厚逐渐减薄,且向出口方向运动,运动速度则逐渐增加。在纹杆周期性冲击下,作物层时而压紧,时而放松,形成径向振动,振动的频率由纹杆数及滚筒转速决定。

3. 脱离装置的调节机构

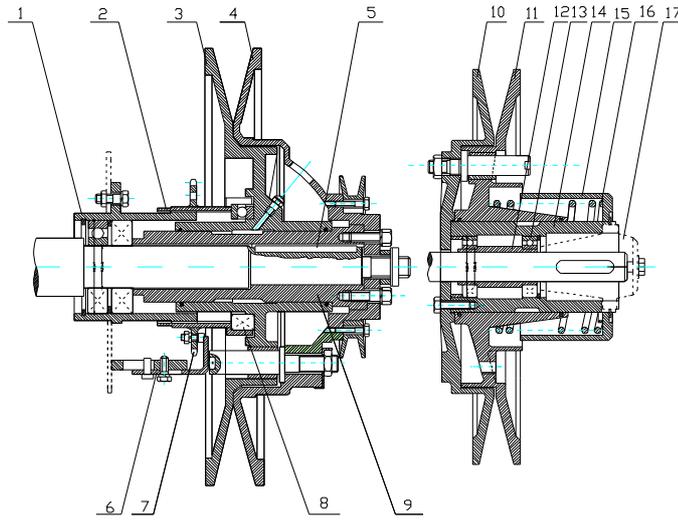
为了适应各种,品种,成熟度和湿度的谷物,脱粒装置通常通过

调节滚筒转速和凹板间隙来改变脱离作用强度。

(1) 滚筒转速的调节

改变滚筒的转速的方法有两中在脱离时用更换皮带轮的的方法,在本次设计中,采用三角皮带轮无级调速器的办法

如土所示为本设计的三角皮带轮,滚筒皮带轮有动力输出轮带动,装在动力输出轮上的皮带轮为主动轮,



由动盘 1,定盘 2 构成,定盘用 6 个螺栓固定在轴套 4 上,轴套用平键 3 与主动轴相连.定盘上还固定有三个导向销起导向作用,动盘套在轴承上,可以滑动.轴承套 9 一端有外螺纹,和调节套 10 的内螺纹配合,调节套上固定一链轮,调节套便能在轴承座上左右滑动.调节套与动盘间装一推力球轴承 5.限位板 7 可以调节,用以控制滚筒皮带轮的最高转速.

无级变速器的被动轮装在滚筒轴上,有定盘 1,动盘 2 构成,定盘有 8 个螺栓固定在大轴套 5 上,大轴套通过轴承 4,小轴套 3 安装在滚筒轴上,经其外端的缺口和滚筒传动轮毂 8 的驱动爪啮合,将皮带轮的动力传给滚筒轴.动盘套在大轴套上,由弹簧 7 压紧,弹簧有压罩 6 和卡簧定位.滚筒传动轮毂用平键与轴相连,用紧定螺栓压紧,卸下传动轮毂,滚筒皮带轮就能在滚筒轴上传动.

当需要调节滚筒转速时,在驾驶台上摇转调节手柄 6,固定在手

柄上的主动链轮 5 就通过中间链轮 4, 带动调节链套在轴承轮 2. 调节链轮和调节套固定为一体, 前者转动时, 便使调节坐上左右移动. 调速过程如下:

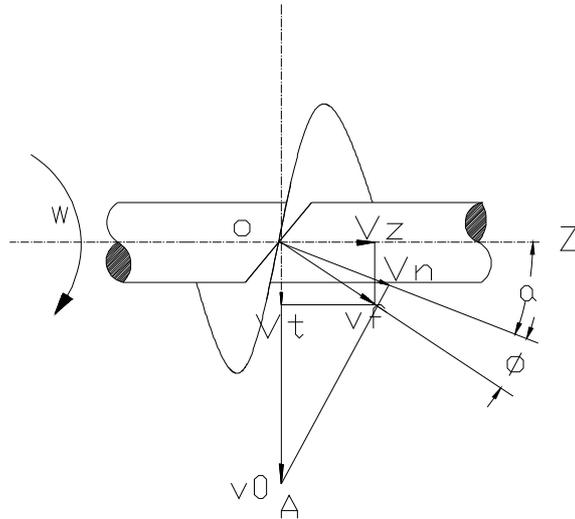
顺时针转动调节手柄时, 经链传动装置, 使调节套右移, 经推力球轴承推动动盘向定盘合拢, 使主动皮塞轮的工作直径增大. 在皮带的张力作用下, 滚筒皮带轮(被动带轮)的动盘向外压缩弹簧, 使被动带轮的工作直径减小. 于是传动比增大. 当逆时针转动调节手柄时, 主`被动皮带轮的动盘运动方向与上述相反, 从而使传动比减小. 这种变速器可使滚筒转速在 600-1300r/min 范围内调节. 在脱大粒作物时, 还可以安装减速器, 将滚筒转速降到 300r/min 以内.

(2) 凹板间隙的调节

调节脱粒间隙有两种方法, 一种是凹板板不动, 移动滚筒; 另一种是滚筒不动, 移动凹板. 显然, 前者比较麻烦, 所以多用后者来调节脱粒间隙. 移动凹板有分别调节和连动调节. 它的调节机构简单, 但调节费时, 主要用与脱粒机. 联动调节只需在凹板的一侧就可同时对入口和出口间隙进行调节, 虽然结构复杂些, 但使用方便, 在联合收割机上得到广泛应用.

(四) 螺旋推运器

螺旋推运器是一重结构简单、工作可靠的输送机, 能水平倾斜输送, 本设计中的均为水平输送, 本设计中两次用到螺旋推运器, 割台上的螺旋推运器是用来输送茎秆的, 集粮装置上的螺旋推运器是用来收集清选后的谷粒的. 它是由焊在轴上或筒上的螺旋叶片及外壳组成. 随着螺旋推运器的旋转, 谷物被推向一端, 根据螺旋叶片的旋向后轴的转向, 谷物可以想不同方向上输送.



1. 工作原理和物料的轴向移动速度

螺旋推运器的工作面，是由一根垂直于轴的直元线一面绕轴等速旋转，一面沿轴等速移动而形成的螺旋面。形成线每转一转移动的距离， S 叫螺距，叶片上各点的螺距是相同的，但因为其半径不同所以各点的螺旋升角是不一样的，如上图，外径处的螺旋角 α_R 是最小，内径处的螺旋角是最大的，其余介于两者之间，当螺旋推运器一角速度 ω 绕 Z 轴回转时，若在任一半径 r 的 O 点处有一物料质点，则它一面与螺旋面之间发生相对滑动，一面沿 Z 轴移动，其运动速度可由速度三角形求得。螺旋推运器的螺旋角应当满足下面的条件，

$$\operatorname{tga} \leq 1/\operatorname{tg}\Phi \quad \text{即} \quad \alpha \leq 90^\circ$$

2. 基本参数

在本设计中的两处螺旋推运器中，所取参数为 (mm)

名称	外径	螺距	搅龙轴轴距	叶片
割台螺旋推运器	500 ± 10	450	300	4
集粮螺旋推运器	125 ± 5	110 ± 5	40	2.5

3. 功率计算：

由公式 $N=Q(Lh+H)\eta$ Q 为螺旋推运器生产率，割台螺旋推运器的生产率和喂入量是相等的，即取平均 0.4kg/s ，由于茎秆和谷粒的比值约为 1.2 集粮螺旋推运器取为 0.18kg ， Lh 为螺旋推运器的水平投影长度，割台螺旋推运器的水平投影为 1.2m ，集粮螺旋推运器的水平投影为 1.0m ， H 为螺旋推运器的升运垂直高度，本设计中采用的螺旋推运器都是水平安装，即升运垂直高度 H 为 0 ， η 为螺旋推运器的倾斜安装修正系数，倾斜角为 0 ，故 $\eta=1$

将数据代入公式得，割台螺旋推运器的功率

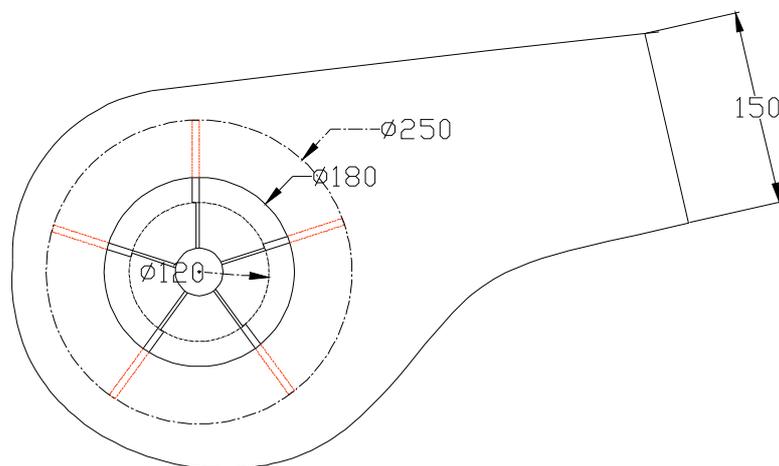
$$N=0.4*1.2=0.48\text{kW}$$

集粮螺旋推运器的功率

$$N=0.18*1.0=0.18\text{kW}。$$

(五)、风扇部分

风扇是脱粒机和联合收割机的重要工作部件，本设计中采用的风扇是双面进气，叶片平直，且为矩形，叶片内径为 120mm ，叶片外径为 250mm ，叶片不切角，壳体出风口高度 $h=150\text{mm}$ ，壳体宽度 $B=350\text{mm}$ 风扇叶片数 $Z=5$ ；压力级别为低压，风扇转速为 650 转/ min 。壳体采用螺线型，其能使一部分轮产生的气流速度转变为静压，风扇出口出沿高度方向的流速分布较均匀，可以提高效率。



(六)、离合器部分

离合器是位于发动机和变速箱之间，他分离时切断动力，接合时传递动力。在本次设计中，之所以要装有离合器，起主要原因是：

1. 收割机行走部分的发动机是在变速箱的主传动和从动轴上的齿轮脱开啮合的情况下启动的（内燃机不能带负荷启动）。发动机启动后，变速箱主动轴上的齿轮既随曲轴一起高速旋转，这时如果要挂挡，结果不仅挂不上档，而且必然会把齿轮牙齿打坏。因此，在变速箱主动轴和发动机的飞轮之间要装有离合器，离合器分离时临时切断动力，以保证变速箱能顺利挂档。变速箱在变换排挡时也是如此。
2. 离合器分离使变速箱挂上排挡以后，需要结合动力使收割机起步，如果离合器不能保证平顺接合动力，则收割机起步时会产生很大的惯性力，着不仅使传动系零件容易损坏，而且发动机也容易被憋熄火，因此，装上离合器的另一个主要功能是平顺接合动力，以使发动机传给传动系的扭矩能逐渐增加，保证机器平稳起步。
3. 本设计采用单作用弹簧压紧式离合器。整个离合器由主动件、从动件、压紧件、分构和操纵机构五个部分组成。下面分别做设计说明。

(1) 主动件

发动机动力经过飞轮和压盘的摩擦端面传给从动件。飞轮形状是根据离合器的要求加工，端面平整而无翘曲。压盘用灰铸铁制造，起厚度不能太小，以防止翘曲变形，并能吸收较多的热量，使之及时传出去。为了使压盘和飞轮一起旋转又可以做轴向移动，此设计在离合器盖的外圆表面上铆有三个销座，座孔内呀如方头驱动销，分别嵌入压盘外圆的三个缺口内。由于离合器是用螺钉固定在飞轮上的，因此压盘在驱动销的驱动下始终与飞轮一起旋转，但可在分离或接合过程中做轴向移动。

(2) 从动件

从动盘的钢片用薄钢板制成，与甩油盘一起铆在带内孔花键的轮毂上。用以增加摩擦系数的摩擦衬片用铝或铜铆钉铆在钢片的两面，铆钉头埋入衬片内约 1~2mm，以防止衬片磨薄后铆钉头外露而损伤摩擦表面，钢片上切有六条径向切口，可避免钢片受热后产生翘曲。离合器的前端支承在飞轮中心孔内的滚珠轴承上，后端由离合器壳上的滚珠轴承支承。前轴承用黄油润滑，因此轴的前半截钻有中心孔和径向孔，径向孔上拧一黄油嘴，保养时可将黄油注入前轴承内。

（3）压紧件

压紧件是采用十五个圆柱弹簧均匀地分布在压盘端面上，压盘与弹簧之间装有隔热垫片，防止压盘的热量传给弹簧。弹簧座的底面开有通孔，离合器盖上也开有窗口，都是为了通风散热，改善离合器的散热条件。

（4）分离机构

离合器盖上均匀的装有三个分离杠杆，在分离与接合过程中，分离杠杆绕销轴做摆动，而杠杆两端做圆弧运动，所以当分离杠杆做轴向移动时，也会产生一定的摆动。为此，分离杠杆头部做成球面；分离拉杆与压盘穿孔间的间隙留的较大；分离拉杆与分离杠杆的连接处设圆柱面垫圈，一保证杆件运动时不产生干涉。垫圈用调整螺母限位，并用开尾销锁紧，必要时，可取下开尾销，拧退或拧进螺母以改变分离杠杆内端的位置，将他们调整在同一水平上。反压弹簧使分离分离杠杆外端与圆柱面垫圈始终贴紧，以免杠杆随意晃动。

（5）操纵机构

分离轴承及其与他班相连的全部杆件为操纵机构。分离轴承安装在分离套筒内，分离套筒可以作轴向移动。分离拨叉又在分离套筒两侧的耳销上，踩下踏板时，分离拨叉绕支承向前摆动，使分离套筒连同分离轴承一起向前移动。分离轴承的内圈端面压向分离杠杆并随它一起转动。避免了分离杠杆端头的磨损。分离轴承由黄油

嘴注入油脂润滑。分离轴承与分离杠杆之间的自由间隙定为 3.5~4.5mm，与之相对应的踏板自由行程为 30~40mm。从动盘的衬片磨损后，自由间隙和自由行程逐渐减少，如自由行程小于 30mm，则可以利用分离杠杆上的调整螺母进行调整，调整时应十各个分离杠杆的端部在同一平面上。

（七）、变速箱

本设计中的变速箱是一个简单变速箱，模仿东方红-75 型变速箱正个变速想分为传动和操纵两个部分，起结构如图 9，传动路线，传动部分共分为四根轴、十四个齿轮，可的到五个前进档和一个倒档。输入动力的那跟轴 5 叫为第一轴，输出动力的那根轴 3 为叫第二轴。I~IV 档是由第一轴 5 上的滑动齿轮 A1,A2,A3,A4 与第二轴 3 上的齿轮 B1,B2,B3,B4,分别啮合获得的。轴 23 为倒档轴，轴上有两个齿轮，其中固定齿轮 C2 与第一轴上的固定齿轮 C1 常啮合，另一个滑动齿轮 A6 如果与第二轴上的齿轮 B4 相啮合，则动力经 C1，C2，A6，B4 传给第二轴，获得倒档。为了获得行驶速度较高的第 V 档，附加了一根 V 档中间轴 29，轴上的固定齿轮 C3 与倒档轴上的固定齿轮 C2 常啮合，轴上的滑动齿轮 A5 向前移动时，其内齿与轴上的接合器套合，其外齿与第二轴上的 B5 相啮合，第一轴动力经倒档轴和 V 档中间轴再传给第二轴，先降速而后又升速经过三对齿轮传动，获得第 V 档。

主要传动件的构造 I~Iv 档都只有一对齿轮传动，故传动损失小。滑动齿轮布置在传动轴靠轴承的两侧，可以减小轴的变形，有利于保证齿轮正确啮合。变速箱的第 V 档经三对齿轮传动，不仅使零件数增多，而且使传动效率降低。原因是该变速箱的原设计只有四个前进档，第 V 档是后加的，由于考虑工艺继承性的问题，就产生了这种不合理的结构。

齿轮材料均采用 18 锰钛低碳合金钢了，为了适应我国资源情况，可用新的 20 锰钒硼合金钢代替。轮齿和花键与齿轮要求加工精确，并经渗碳淬火，以提高齿面硬度和齿轮的强度。为了换档需要，通

常滑动齿轮均做成双联齿轮。第二轴的从动齿轮尺寸较大，为了节约合金钢材，将齿环和轮毂分开制造，轮毂用中碳钢，两者用铆钉铆接。档滑动齿轮 A5 空套在轴上，当其它排档工作时，齿轮 A5 的内孔与轴 29 有相对转动，因此捏孔镶有衬套并需润滑油润滑。

变速箱各轴均用中碳钢制造，各轴都以花键与齿轮连接，能可靠地传递动力。轴的两端用滚动轴承支承，所有的轴承内圈都要可靠地固定在轴颈上。例如：第一轴两端轴承内圈用螺母压紧；第二轴利用前端螺母将轴承内圈和齿轮轮毂等相互压紧；倒档轴和 V 档中间轴的前轴承内圈用螺母压紧，后轴承与轴颈紧配合和用卡环限位；所有压紧螺母都有防松开尾销。轴承外的固定既要达到防止轴的轴向窜动的目的，又要允许该轴有自由伸长和缩短的可能性，以免热胀冷缩时使轴产生变形或轴承被卡住。为此，第一轴，倒档轴，和 V 档中间轴均利用前轴承外圈上的卡环将它固定在箱体端面与轴承盖之间，而后轴承的外圈没有轴向定位。第二轴与中央传动主动锥齿轮锥轮做成一体，工作后轴承承受力大，故采用承载能力大的滚柱轴承；前轴承是一对可以承受轴向力的滚锥轴承，锥轴承的安装紧度用调整垫片 4 予以调整，轴承座上的调整垫片 1 用以改变第二轴的轴向位置，以便进行中央传动锥齿轮啮合情况的调整。倒档轴的伸出端与动力输出轴相连，可以向外输出旋转动力。

箱体用灰铸铁铸造，用以安装和支承全部零件及存放润滑油。箱体后端面与后桥用螺钉连接，润滑油从后桥上的注油口加入，经中央传动进入变速箱。箱底铸有挡油隔板，防止坡地工作时润滑油集中在一头。隔板两边各有放油塞一个，大螺塞上装有永久磁铁，可以吸附铁质磨屑。拖拉机工作时，变速箱第二轴上的齿轮多都能溅起润滑油，使各处得到润滑。空档时，第二轴不转动，这时靠专设的溅油齿轮 2 6 溅起润滑油进行润滑，为了润滑 V 档滑动齿轮 A5 的衬套，在箱壁上铸有集油槽，所收集的润滑油经油管 25 引入 V 档中间的中心孔而进入衬套表面。整个变速箱的设计最大传动比为 4.3，最小传动比为 1.15，由于时间仓促不再将其传动比和传动路线

做介绍了。需要提一下的是，收割机的动力输出部分是有变速箱经变速后输出的，其输出转速为 540r/min。

操纵机构 它包括变换档用的滑杆，拨叉，变速杆等。为了保证不自动脱档和不同时挂两个排挡，还设有锁定，互锁和连锁机构。图 2-25 是模仿东方红-75 拖拉机变速箱的操纵机构。变速杆 8 用球头安装在变速杆 5 上，可以左右前后摆动。弹簧 7 用以支承变速杆的重量并使球头的支承表面产生压紧力，防止变速杆随意晃动。碗盖 6 是弹簧的活动垫圈。止动销 10 伸入球头的纵槽内，由于槽口较长，止动销只防止弯形变速杆绕自身转动，而并不妨碍它的摆动，防尘罩 9 用以防尘。

变速箱上方有三根平行的滑杆，其中滑杆 1 固定 II,III 档拨叉 16，滑杆 2 固定 I,IV 档拨叉 15，滑杆 3 固定倒档拨叉和拨动 V 档拨叉 18 用的 V 档拨块 13。由于 V 档拨叉是安装在拨叉销 17 上的摆动拨叉，因此滑杆 3 上的 V 档拨块 13 与 V 档拨叉 18 的头部之间是活动连接，并留有一定的间隙，以免运动发生干涉。

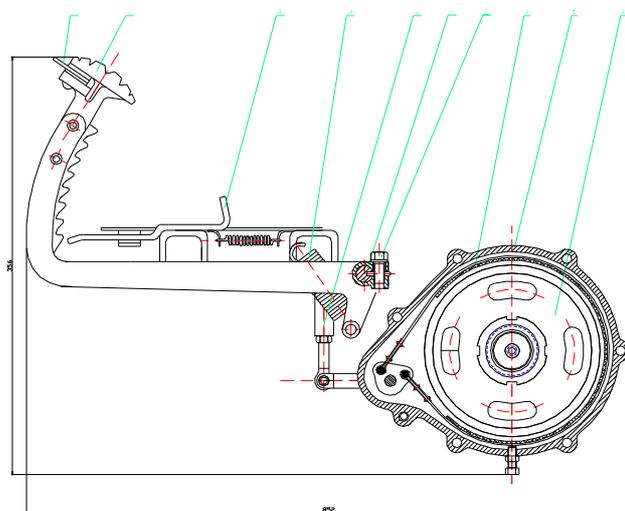
滑杆的位置有三，居中为空档，向前向后各挂一个排挡。为了确定滑杆的正确位置，并保证不自动脱档和自动挂档，在滑杆的前端切有三个‘V’形槽 5，中间槽为空档，槽间距离为与滑动齿轮需要移动的距离相适应，锥头形的锁销 12 在弹簧的作用下 V 形槽中，从而锁定了滑杆的位置。这就是变速箱的锁定机构。换档时，必须施加一定的作用力，将锁销顶起，才能使滑杆移动。为了保证不同时挂两个档，还必须设有个滑杆间的互锁机构，为此，在变速杆电 8 的球头下，有一个王字槽的导板，王字槽与三根滑杆的位置相对应，变速杆在下端经王字槽伸入某一滑杆的钵头槽内，因此，变速杆的摆动手王字槽的限制，不可能同时波动两根滑杆而同时挂两个档，起了互锁的作用，在是一中最简单的，也是最常用的导板式互锁机构。

（八）、制动系

此收割机的制动系由制动器和制动操纵机构两部分组成。制动

器是专门用来对运动着的驱动轮产生阻力矩的装置，以使收割机能很快的减速和停止运动，只动操纵机构是使只动器起作用的机构，本设计采用双端拉紧式摩擦带式制动器，他由旋转元件（制动鼓）和制动元件（制动带）组成制动器，踏板、杠杆、和回位弹簧属于制动操纵机构。下面详细介绍一下。

本设计的特点是制动带两端都系在凸轮上，只动时凸轮转动而使制动带的两端同时拉紧。不管是收割机前进或者是后退，可以用同样的操纵力使这种制动器获得相同的制动效果，但他又不象浮式的那样获得增力作用。由于两端同时拉紧，为消除制动带和制动鼓之间的间隙所需的踏板行程就可以减少，因此这种制动器的操纵机构可采用较大的传动比，所以实际所需要的操纵力，虽比操纵单端拉紧式有增力作用时要费劲些，但他比无增力要省劲。



（九）拖拉机的后桥设计

本收割机的变速箱之后驱动论之前的所有传动机构及其壳体统称为后桥。

本水稻收割机为轮式的，后桥是由中央传动，差速器和最终传动等主要部件组成的，该设计所选择的是两个最终传动靠中间，与中央传动和差速器装在同一个壳体内，其差速器既是传力机构，又

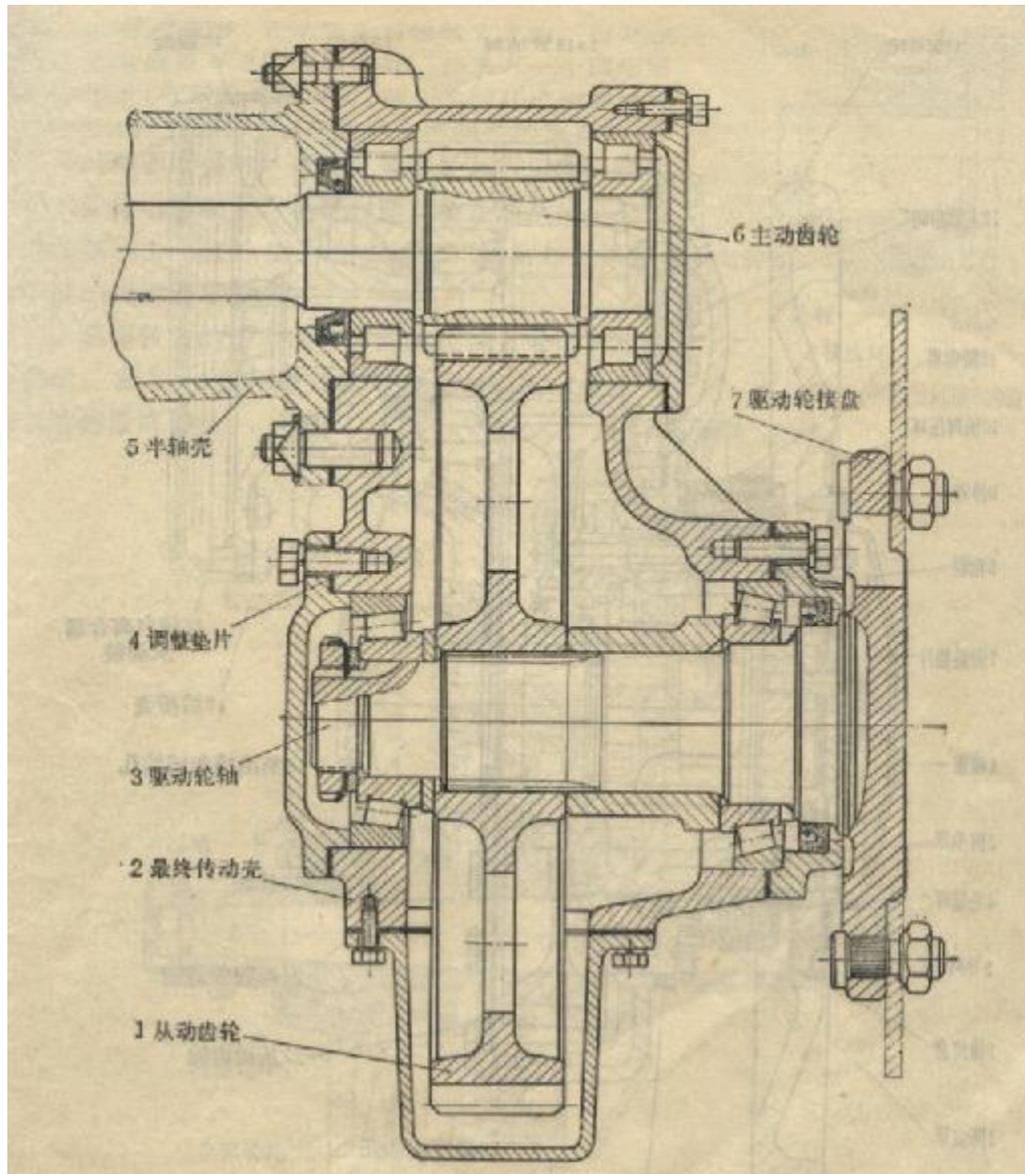
是拖拉机转向系的组成部分。

1.中央传动。

本设计采用的发动机布置形式为纵向布置，中央传动必须是由一对圆锥齿轮组成，主动小圆锥齿轮的驱动从动大圆锥齿轮，他们的中心线互相成 90 度，因此它出了进一步增扭减速外，还将动力的旋转平面转过了 90 度。本设计所采用的主动小圆锥齿轮为螺旋式，螺旋角约为 34 度，传动比为 5.375，主动小齿轮与变速箱第二轴制成一体，前端支承在一对锥轴承上，并用专用螺钉压紧，靠锥齿轮的一端用滚柱轴承支承。调整垫片用来调整主动小锥齿轮的轴向位置，从动大锥齿轮和差速器壳，差速器壳盖用螺栓紧固成一体，两端支承在锥轴承上，轴承座与箱体壁之间装有调整垫片，用以调整从动轮的轴向位置和轴承紧度。齿轮和轴承都靠传动箱内的润滑油飞溅润滑。

2.最终传动：

最终传动的主要任务是进一步增扭减速。为了满足收割机工作时的工作要求，所需要的传动比是很大的，本设计的最大传动比约为 280，故仅仅靠变速箱和中央传动来实现这样大的年传动比是不合理的，本拖拉机设置了多级年增扭减速。既变速箱、中央传动和最终传动都分担着减速的任务，最终传动是传动中的组后一级增扭减速机构。主动小齿轮与差速器的半轴齿轮连在一体，紧靠齿轮的两端用两个滚柱轴承支承。从动大齿轮 1 与驱动轮轴 3 花键连接，两端用锥轴承支承，锥轴承可以承受来自车轮的轴向力，驱动轮轴的一端用轴承盖封住，起上的调整垫片 4 用一调整锥轴承的间隙；另一端是伸出壳体外的驱动轮接盘 7，这一端的轴承盖上有自紧油封，用一防止润滑油外漏，并防止泥水进入。最中传动壳体用螺栓与半轴壳体想联，为防止润滑油进入半轴壳内，影响只动器的工作，半轴上装有自紧油封，最终传动壳体有单独的加油口和放油口。这样的结构不止可使整个最终传动设置在驱动轮的轮圈内，一提高离地间隙。



(十)、转向系设计

1、概 述

转向系是用来保持或者改变汽车行驶方向的机构，在汽车转向行驶时，保证各转向轮之间有协调的转角关系。

一个完整的转向系主要由**转向盘**、**转向传动轴**、**转向器**、**转向直拉杆**、**转向梯形**、**转向节**等组成。

机械转向系依靠驾驶员的手力转动转向盘，经转向器和转向传动机构使转向轮偏转。有些汽车还装有防伤机构和转向减振器。而采用动力转向的汽车还装有

动力系统，并借助此系统来减轻驾驶员的手力。

一般来说，对于转向系所提出的要求有：

1) 汽车转弯行驶时，全部车轮应绕瞬时转向中心旋转，任何车轮不应该有侧滑。不满足这项要求会加速轮胎磨损，并降低汽车的行驶稳定性。

2) 汽车转向行驶后，在驾驶员松开转向盘的条件下，转向轮能自动返回到直线行驶位置，并稳定行驶。

3) 汽车在任何行驶状态下，转向轮不得产生自振，转向盘没有摆动。

4) 转向传动机构和悬架导向装置共同工作时，由于运动不协调使车轮产生的摆动应最小。

5) 保证汽车有较高的机动性，具有迅速和小转弯行驶能力。

6) 操纵轻便。

7) 转向轮碰撞到障碍物以后，传给转向盘的反冲力要尽可能小。

8) 转向器和转向传动机构的球头处应该有消除因磨损而产生间隙的调整机构。

10) 进行运动校核，保证转向盘与转向轮转动方向一致。

转向系主要组成部分是转向盘、转向传动轴、转向器、转向直拉杆、转向梯形、转向节等等。

2、 机械式转向器分析

机械式转向器的应用比较广泛，根据其结构特点不同，可以分为齿轮齿条式转向器、循环球式转向器、蜗杆滚轮式转向器和蜗杆指销式转向器等。

(1) 机械式转向器方案分析

1)、 齿轮齿条式

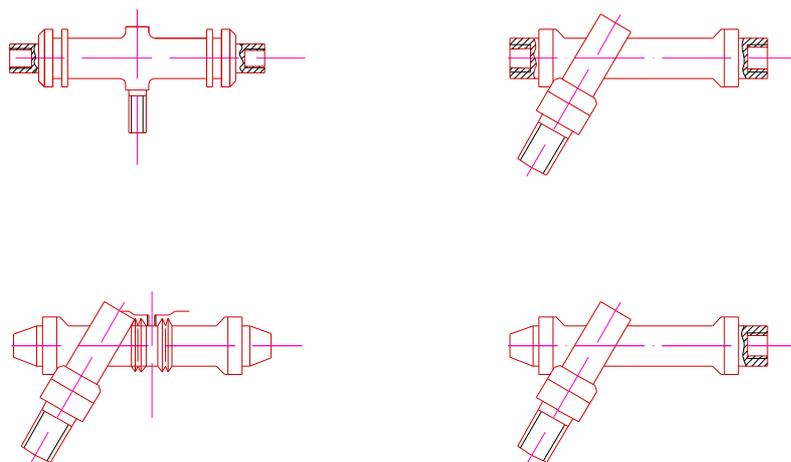
齿轮齿条式转向器由与转向轴做成一体的转向齿轮和常与转向横拉杆做成一体的齿条组成。转向时，转动转向轴，小齿轮旋带齿条在汽车的横轴线方向转

动，通过齿条将运动传递给断开式转向拉杆。

与其它形式转向器比较，齿轮齿条式转向器最主要的优点是：结构简单、紧凑；壳体采用铝合金或者镁合金压铸而成，转向器的质量比较小；传动效率高达90%；齿轮与齿条之间因磨损出现间隙后，利用装在齿条背部、靠近主动小齿轮处的压紧力可以调节的弹簧，可以自动消除齿间间隙，这样不仅可以提高转向系统的刚度，还可以防止工作时产生冲击和噪声；转向器占用的体积小；没有转向摇臂和直拉杆，所以转向转角可以增大；制造成本低。

齿轮齿条式转向器的主要缺点是：因逆效率高（达到60%~70%），汽车在不平路面上行驶时，发生在转向轮与路面之间的冲击力，大部分能传至转向盘，称之为反冲。反冲现象会使驾驶员精神紧张，并难以准确控制汽车行驶方向，转向盘突然转动会造成打手，对驾驶员造成伤害。

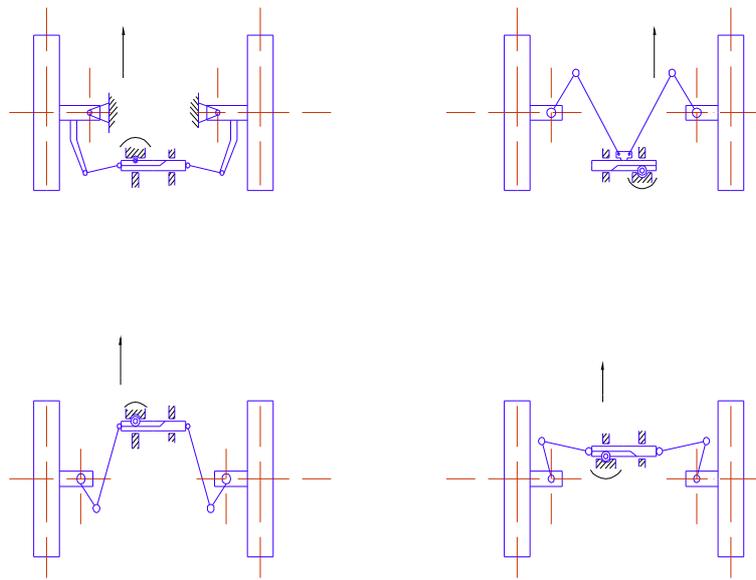
根据输入齿轮位置和输出特点不同，齿条齿轮式转向器有四种形式：中间输入，两段输出；侧面输入，两段输出；侧面输入，中间输出，中间输出；侧面输入，一端输出。



如果齿轮齿条式转向器采用直齿圆柱齿轮与直齿齿条啮合，则运转平稳性降低，冲击大，工作噪音增加。此外，齿轮轴线与齿条轴线之间的夹角只能是直角，为此因与总体布置不适应而遭淘汰。采用斜齿圆柱齿轮与斜齿齿条啮合的齿轮齿

条式转向器，重合度增加，运转平稳，冲击与工作噪声均下降，而且齿轮轴线与齿条轴线之间的夹角易于满足总体设计的要求。

根据齿轮齿条式转向器和转向梯形相对前轴位置的不同，齿轮齿条式转向器在汽车上有四种布置形式：转向器位于前轴后方，后置梯形；转向器位于前轴后方，前置梯形；转向器位于前轴前方，后置梯形；转向器位于前轴前方，前置梯形。



齿轮齿条式转向器广泛应用于微型、普通级、中级和中高级轿车上，甚至在高级轿车上也有采用的。装载量不大、前轮采用独立悬架的货车和客车有些也用齿轮齿条式转向器。

2)、循环球式

循环球式转向器由螺杆和螺母共同形成的螺旋槽内装有钢球构成的传动副，以及螺母上齿条与摇臂轴上齿扇构成的传动副组成。转向时，转动蜗杆带动钢球循环滚动，经钢球的作用使转向螺母沿轴向移动，螺母通过齿扇使齿扇轴转动，带动转向摇臂摆动。

循环球式转向器的优点是：在螺杆和螺母之间因为有可以循环流动的钢球，将滑动摩擦变为滚动摩擦，因而传动效率可达到 75%~85%；在结构和工艺上采取措施，包括提高制造精度，改善工作表面的表面粗糙度和螺杆、螺母上的螺旋

槽经淬火和磨削加工,使之有足够的硬度和耐磨性能,可保证有足够的使用寿命;转向器的传动比可以变化;工作平稳可靠;齿条和齿扇之间的间隙调整工作进行;适合用来做整体式动力转向器

循环球式转向器的主要缺点是:逆效率高,结构复杂,制造困难,制造精度要求高。

循环球式转向器主要用于货车和客车上。

3)、蜗杆滚轮式

蜗杆滚轮式转向器由蜗杆和滚轮啮合而构成。转向时转动球面蜗杆,驱动滚轮绕其转轴转动,同时还绕球面中心点做摆动,经转向摇臂轴传给转向摇臂。

蜗杆滚轮式转向器的主要优点是:结构简单;制造容易;因为滚轮的齿面和蜗杆上的螺纹呈面接触,所以有比较高的强度,工作可靠,磨损小,寿命长;逆效率低。

蜗杆滚轮式转向器的主要缺点是:正效率低;工作齿面磨损以后,调整啮合间隙比较困难;转向器的传动比不能变化。

4)、蜗杆指销式

蜗杆指销式转向器的销子若不能自转,称为固定销式蜗杆指销式转向器;销子除随同摇臂轴转动外,还能绕自身轴线转动的,称之为旋转销式转向器。根据销子数量不同,又有单销和双销之分。转向时,转动转向蜗杆,指销贴着蜗杆齿侧滚动,同时沿蜗杆移动,这种移动通过曲柄轴转变成转向摇臂的摆动。

蜗杆指销式转向器的优点是:转向器的传动比可以做成不变的或者变化的;指销和蜗杆之间的工作面磨损后,调整间隙工作进行。

固定销蜗杆指销式转向器的结构简单、制造容易。但是因销子不能自转,销子的工作部分基本保持不变,所以磨损快、工作效率低。旋转销式转向器的效率高、磨损慢,但结构复杂。

蜗杆指销式转向器应用较少。

3、 转向系主要性能参数

(1) 转向器的效率

功率 P_1 从转向轴输入,经转向摇臂轴输出所求得效率称为正效率,用符号 h_+ 表示, $h_+ = (P_1 - P_2) / P_1$; 反之称为逆效率,用符号 h_- 表示, $h_- = (P_3 - P_2) / P_3$

$/ P_3$ 。式中 P_2 为转向器中的摩擦功率； P_3 为作用在转向摇臂轴上的功率。为了保证转向时驾驶员转动转向盘轻便，要求正效率高。为了保证汽车转向后转向轮和转向盘能自动返回到直线行驶位置，又需要有一定的逆效率。为了减轻在不平路面上行驶时驾驶员的疲劳，车轮和路面之间的作用力传至转向盘上要尽可能小，防止打手又要求此逆效率尽可能低。

1)、转向器的正效率 h_+

影响转向器正效率的因素有：转向器的类型、结构特点、结构参数和制造质量等。

①转向器类型、结构特点与效率 在前述四种转向器中，齿轮齿条式、循环球式转向器的正效率比较高，而蜗杆指销式特别是固定销和蜗杆滚轮式转向器的正效率要明显的低些。

同一类型转向器，因结构不同效率也不一样。如蜗杆滚轮式转向器的滚轮与支承轴之间的轴承可以选用滚针轴承、圆锥滚子轴承和球轴承等三种结构之一。第一种结构除滚轮与滚针之间有摩擦损失外，滚轮侧翼与垫片之间还存在滑动摩擦损失，故该转向器的效率 h_+ 仅有 54%。另外两种结构的转向器效率，根据试验结果分别为 70% 和 75%。

转向摇臂轴轴承的形式对效率也有影响，用滚针轴承比用滑动轴承可使正或逆效率提高约 10%。

②转向器的结构参数与效率 如果忽略轴承和其它地方的摩擦损失，只考虑啮合副的摩擦损失，对于蜗杆和螺杆类转向器，其效率可用下式计算

$$h_+ = \tan a_0 / \tan (a_0 + r) \quad (a)$$

式中， a_0 为蜗杆（或螺杆）的螺线导程角； r 为摩擦角， $r = \arctan f$ ； f 为摩擦因数。

2)、转向器逆效率 h_-

根据逆效率大小不同，转向器又有可逆式、极限可逆式和不可逆式之分。

路面作用在车轮上的力，经过转向系可大部分传递到转向盘，这种逆效率较高的转向器属于可逆式。它能保证转向后，转向轮和转向盘自动回正。这既减轻

了驾驶员的疲劳，又提高了行驶安全性。但是，在不平路面上行驶时，车轮受到的冲击力，能大部分传至转向盘，造成驾驶员“打手”，使之精神状态紧张，如果长时间在不平路面上行驶，易使驾驶员疲劳，影响安全驾驶。属于可逆式的转向器有齿轮齿条式和循环球式转向器。

不可逆式转向器，是指车轮受到的冲击力不能传到转向盘的转向器。该冲击力由转向传动机构的零件承受，因而这些零件容易损坏。同时，它既不能保证车轮自动回正，驾驶员又缺乏路面感觉，因此，现代汽车不采用这种转向器。

极限可逆式转向器介于上述两者之间。在车轮受到冲击力作用时，此力只有较小一部分传至转向盘。它的逆效率较低，在不平路面上行驶时，驾驶员并不十分紧张，同时转向传动机构的零件所承受的冲击力也比不可逆式转向器小。

如果忽略轴承和其他地方的摩擦损失，只考虑啮合副的摩擦损失，则逆效率可用下式计算

$$h_{-} = \tan(\alpha_0 - r) / \tan \alpha_0 \quad (\text{b})$$

(a)、(b) 两式表明：增加导程角 α_0 ，正、逆效率均增大。受 h_{-} 增大的影响， α_0 不宜取得过大。当导程角小于或等于摩擦角时，逆效率为负值或者为零，此时表明该转向器是不可逆式转向器。为此，导程角必须大于摩擦角。通常螺旋线导程角选在 $8^{\circ} \sim 10^{\circ}$ 之间。

(2)、传动比的变化特性

1)、转向系传动比

转向系的传动比包括转向系的角传动比 i_{w_0} 和转向系的力传动比 i_p 。

从轮胎接地面中心作用在两个转向轮上的合力 $2F_w$ 与作用在转向盘上的手力 F_h 之比，称为力传动比，即 $i_p = 2F_w / F_h$ 。

转向盘转动角速度 w_w 与同侧转向节偏转角速度 w_k 之比，称为转向系角传动比 i_{w_0} ，即 $i_{w_0} = w_w / w_k = (dj / dt) / (db_k / dt) = dj / db_k$ ，式中， dj 为转向盘转角增量； db_k 为转向节转角增量； dt 为时间增量。它又由转向器角传动比 i_w 和转向传动机构角传动比 i'_w 所组成，即 $i_{w_0} = i_w i'_w$ 。

转向盘转动角速度 w_w 与摇臂轴转动角速度 w_p 之比，称为转向器角传动比 i_w ，即 $i_w = w_w / w_p = (dj / dt) / (db_p / dt) = dj / db_p$ ，式中， db_p 为摇臂轴转角增量。

(此定义适用于除齿轮齿条式之外的转向器。)

摇臂轴转动角速度 w_p 与同侧转向节偏转角速度 w_k 之比，称为转向传动机构的角传动比 i'_w ，即 $i'_w = w_p / w_k = (db_p / dt) / (db_k / dt) = db_p / db_k$ 。

2)、力传动比与转向系角传动比的关系

轮胎与地面之间的转向阻力 F_w 和作用在转向节上的转向阻力矩 M_r 之间有如下关系

$$F_w = M_r / a \quad (c)$$

式中， a 为主销偏移距，指从转向节主销轴线的延长线与支承平面的交点至车轮中心平面与支承平面交线间的距离。

作用在转向盘上的手力 F_h 可用下式表示

$$F_h = 2M_h / D_{sw} \quad (d)$$

式中， M_h 为作用在转向盘上的力矩； D_{sw} 为转向盘直径。

将式 (c)、(d) 代入 $i_p = 2F_w / F_h$ 后得到

$$i_p = M_r D_{sw} / M_h a \quad (e)$$

分析式 (e) 可知，当主销偏移距 a 小时，力传动比 i_p 应取大些才能保证转向轻便。通常轿车的 a 值在 0.4~0.6 倍轮胎的胎面宽度尺寸范围内选取，而货车的 a 值在 40~60mm 范围内选取。转向盘直径 D_{sw} 根据车型不同在 JB4505—86 转向盘尺标准中规定的系列选取。

如果忽略摩擦损失，根据能量守恒原理， $2M_r / M_h$ 可用下式表示

$$2M_r / M_h = dj / db_k = i_{w0} \quad (f)$$

将式 (f) 带入式 (e) 后得到

$$i_p = i_{w0} D_{sw} / 2a \quad (g)$$

当 a 和 D_{sw} 不变时, 力传动比 i_p 越大, 虽然转向越轻, 但 i_{w0} 也越大, 表明转向不灵活。

3)、转向系的角传动比 i_{w0}

转向传动机构角传动比, 除用 $i'_w = db_p / db_k$ 表示以外, 还可以近似地用转向节臂臂长 L_2 与摇臂臂长 L_1 之比来表示, 即 $i'_w = db_p / db_k \approx L_2 / L_1$ 。现代汽车结构中, L_2 与 L_1 的比值大约在 $0.85 \sim 1.1$ 之间, 可近似认为其比值为 1, 则 $i_{w0} \approx i_w = dj / db$ 。由此可见, 研究转向系的传动比特性, 只需研究转向器的角传动比 i_w 及其变化规律即可。

4)、转向器角传动比及其变化规律

式 (g) 表明: 增大角传动比可以增加力传动比。从 $i_p = 2F_w / F_h$ 式可知, 当 F_w 一定时, 增大 i_p 能减小作用在转向盘上的手力 F_h , 使操纵轻便。

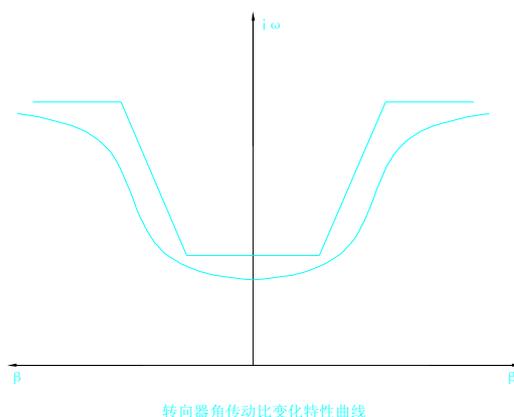
考虑到 $i_{w0} \approx i_w$, 由 i_{w0} 的定义可以知: 对于一定的转向盘角速度, 转向轮偏转角速度与转向器角传动比成反比。角传动比增加后, 转向轮偏转角速度对转向盘角速度的影响变得迟钝, 使转向操纵时间增长, 汽车转向灵敏性降低, 所以“轻”和“灵”构成一对矛盾。为解决这对矛盾, 可以采用变速比转向器。

齿轮齿条式、循环球式、蜗杆指销式转向器可以制成变速比转向器。

随转向盘转角变化, 转向器角传动比可以设计成减小、增大或者保持不变的。影响选取角传动比变化规律的因素, 主要是转向轴负荷大小和对汽车机动能力的要求。若转向轴负荷小, 在转向盘全转角范围内, 驾驶员不存在转向沉重问题。装有动力转向的汽车, 因转向阻力矩由动力装置克服, 所以在上述两种情况下, 均应取较小的转向器角传动比并能减少转向盘转动的总圈数, 以提高汽车的机动能力。

转向轴负荷大又没有装动力转向的汽车, 因转向阻力矩大致与车轮偏转角度大小成正比变化, 汽车低速急转弯行驶时的操纵轻便性问题突出, 故应选用大些的转向器角传动比。汽车以较高车速转向行驶时, 转向轮转角较小, 转向阻力矩

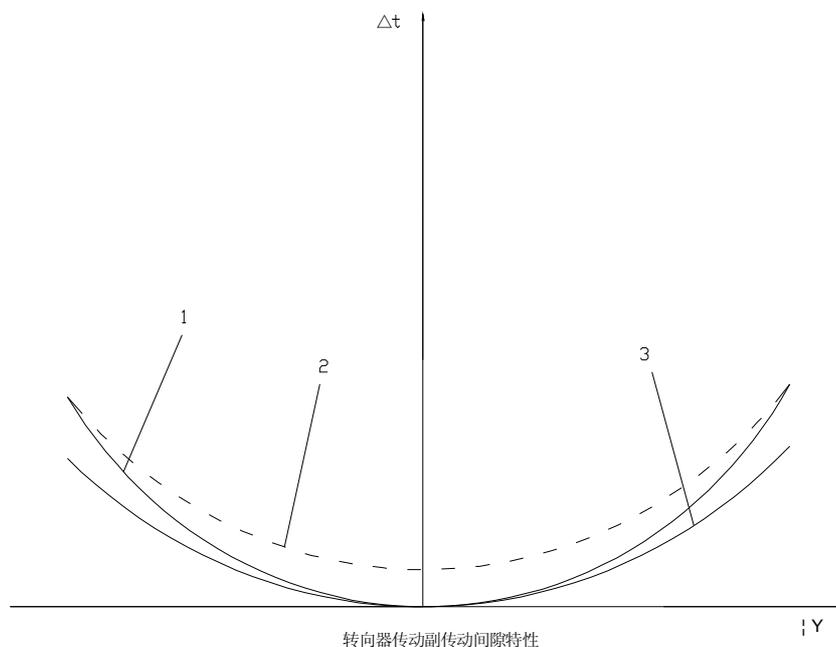
也小，此时要求转向轮反应灵敏，转向器角传动比应当小些。因此，转向器角传动比变化曲线应选用大致呈中间小两端大些的小凹形曲线，如下图所示。



转向盘在中间位置的转向器角传动比不宜过小。过小则在汽车高速直线行驶时，对转向盘转角过分敏感和使反冲效应加大，使驾驶员精神精确控制转向轮的运动有困难。直行位置的转向器角传动比不宜低于 15~16。

(3) 转向器传动副的传动间隙 Δt

传动间隙是指各种转向器中传动副（如循环球式转向器的齿扇和齿条）之间的间隙。该间隙随转向盘转角 j 的大小不同而改变，并把这种变化关系称为转向器传动副传动间隙特性，见下图。研究该特性的意义在于它与直线行驶的稳定性和转向器的使用寿命有关。



直线行驶时，转向器传动副若存在传动间隙，一旦转向轮受到侧向力作用，就能在间隙 Δt 的范围内，允许车轮偏离原行驶位置，使汽车失去稳定。为防止出现这种情况，要求传动副的传动间隙在转向盘处于中间及其附近位置时（一般是 $10^\circ \sim 15^\circ$ ）要极小，最好无间隙。

转向器传动副在中间及其附近位置因使用频繁，磨损速度比两端快。在中间附近位置因磨损造成的间隙大到无法确保直线行驶的稳定时，必须经调整消除该处的间隙。调整后，要求转向盘能圆滑地从中间位置转到两端，无卡住现象。为此传动副的传动间隙特性，应当设计成在离开中间位置以后呈上图所示的逐渐加大的形状。图中曲线 1 表明转向器在磨损前的间隙变化特性，曲线 2 表明使用并磨损后的间隙变化特性，并且在中间位置处已出现较大间隙，曲线 3 表明调整后并消除中间位置处间隙的转向器传动间隙变化特性。

4、 机械式转向器的设计与计算

转向系计算载荷的确定：为了保证行驶安全，组成转向系的各零件应该有足够的强度。欲验算转向系零件的强度，需要首先确定作用在个零件上的力。影响这些力的主要因素有转向轴的负荷、路面阻力和轮胎气压等。为转动转向轮要克服的阻力，包括转向轮绕主销转动的阻力、车轮稳定阻力、轮胎变形阻力和转向

系中的内摩擦阻力等。

精确地计算出这些力是困难的，为此利用足够精确的半经验公式来计算汽车在沥青或者混凝土路面上的原地转向阻力矩 M_R (N•mm)

$$M_R = f / 3 \sqrt{G_1^3 / p} \quad (h)$$

式中， f 为轮胎和路面间的滑动摩擦因数，一般取 0.7； G_1 为转向轴负荷 (N)； p 为轮胎气压 (Mpa)。

作用在转向盘上的手力为

$$F_h = 2L_1 M_R / L_2 D_{sw} i_w h^+ \quad (i)$$

式中， L_1 为转向摇臂长； L_2 为转向节臂长； D_{sw} 为转向盘直径； i_w 为转向器角传动比； h^+ 为转向器正效率。

对给定的汽车，用式 (i) 计算出来的作用力是最大值。因此，可以用此值作为计算载荷。对于前轴负荷大的重型货车，用上式计算的力往往超过驾驶员生理上的可能，在这种情况下，对转向器和动力转向器动力缸以前零件的计算载荷，应该取驾驶员作用在转向盘轮缘上的最大瞬时力，此力为 700N。

对于蜗杆滚轮式转向器来说，滚轮一般有两种——双齿与三齿，故转向摇臂轴转角一般取用 80° 和 100° 两种。角传动比在 0.85~1.1 之间，对于本设计滚轮采用三齿形式，取 $i_w = 1$ 。 h^+ 在 0.67~0.85 之间， h^- 在 0.58~0.63 之间。

轴距 $L=2600\text{mm}$ ， $R_{\min} = (2 \sim 2.5)L$ ， F_h 不大于 250N。根据总成设计，该货车若满载时总重 4t，故转向轴负荷 $G_1 = 38\% \times 4000 \times 9.8 = 14896\text{N}$ ；方向盘直径取 $D_{sw} = 400\text{mm}$ 。

$$M_R = 0.7 / 3 \times \sqrt{14896^3 / 420 \times 10^3} \approx 7.499 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_h \approx 250\text{N}$$

在设计转向器主体部分时，即蜗杆滚轮时，考虑到转向器的啮合形式，蜗杆传动类型采用渐开线蜗杆。计算时将蜗杆滚轮转变为蜗杆蜗轮形式来计算，其一般计算过程如下表示。

蜗杆材料的选择：该转向器中，蜗杆选择 45 钢，蜗杆毛坯采用锻件，并且蜗杆要经过进行调质处理。

结合设计，初步确定蜗杆蜗轮的中心距 $a=80\text{mm}$ ，传动比 $i_{12} = 20$ ，

$$z_1 = 2, z_2 = 40。$$

喉圆直径：

$$d_{a2} = (2a - d'_{f1}) / [1 + 0.4 / (z_2 + 1.5)] = (2 \times 80 - 24) / [1 + 0.4 / (40 + 1.5)] \approx 134.65 = 135 (\text{圆整})$$

$$m = d_{a2} / (z_2 + 1.5) \approx 3.25\text{mm}$$

齿顶高：

$$h_a = 0.75m = 0.75 \times 3.25 \approx 2.44\text{mm}$$

$$c = 0.2m = 0.2 \times 3.25 = 0.65\text{mm}$$

齿根高：

$$h_f = 0.95m = 0.95 \times 3.25 \approx 3.09\text{mm}$$

$$d_2 = d_{a2} - 2h_a = 135 - 2 \times 2.44 \approx 130.12\text{mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f = 130.12 - 2 \times 3.09 = 123.94\text{mm}$$

外圆直径：

$$d_{e2} = 135\text{mm}$$

$$d_1 = 2a - d_2 = 2 \times 80 - 130.12 = 29.88\text{mm}$$

轮缘宽度：

$$b_2 = 21\text{mm}$$

$$Ra_2 = 20\text{mm}$$

$$p_t = pm = 3.14 \times 3.25 \approx 10.21\text{mm}$$

$$t = 360^\circ / 40 = 9^\circ$$

$$z' = 4$$

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = 29.88 + 2 \times 2.44 = 34.76\text{mm}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f = 29.88 - 2 \times 3.09 = 23.7\text{mm}$$

$$Ra_1 = a - d_{a1} / 2 = 80 - 34.76 / 2 = 62.62mm$$

$$R_{f1} = a - d_{f1} / 2 = 80 - 23.7 / 2 = 68.15mm$$

$$j_w = 15.975^\circ$$

$$d_{a1max} = 2[a - Ra_1 \cos(j_w - 1^\circ)] = 2 \times [80 - 62.62 \times \cos(15.975^\circ - 1^\circ)] = 39.01mm$$

$$d_{f1max} = 2[a - \sqrt{R_{f1}^2 - (0.5b_1)^2}] = 2 \times [80 - \sqrt{68.15^2 - (0.5 \times 35.81)^2}] = 28.49mm$$

$$b_1 = d_2 \sin j_w = 130.12 \times \sin 15.975^\circ = 35.81mm$$

$$d \leq m = 3.25mm$$

$$d_b = 50mm$$

$$a = \arcsin(d_b / d_2) = \arcsin(50 / 130.12) = 22.60^\circ$$

$$g_m = \arctan(d_2 / id_1) = \arctan(130.12 / 20 \times 29.88) = 12.28^\circ$$

$$j_n = 220mm = 0.22mm$$

蜗轮喉部法向弦齿厚:

$$\overline{s_{n2}} = d_2 \sin(t/4) \cos g_m = 130.12 \times \sin(9^\circ/4) \times \cos 12.28^\circ = 4.99$$

蜗轮法向弦齿厚测齿高:

$$\overline{h_{n2}} = h_a + d_2 \sin^2(t/8) = 2.44 + 130.12 \times \sin^2(9^\circ/8) = 2.49$$

蜗杆喉部法向弦齿厚:

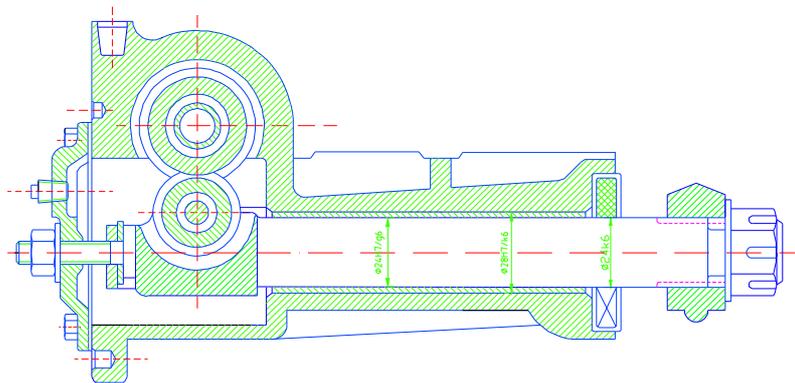
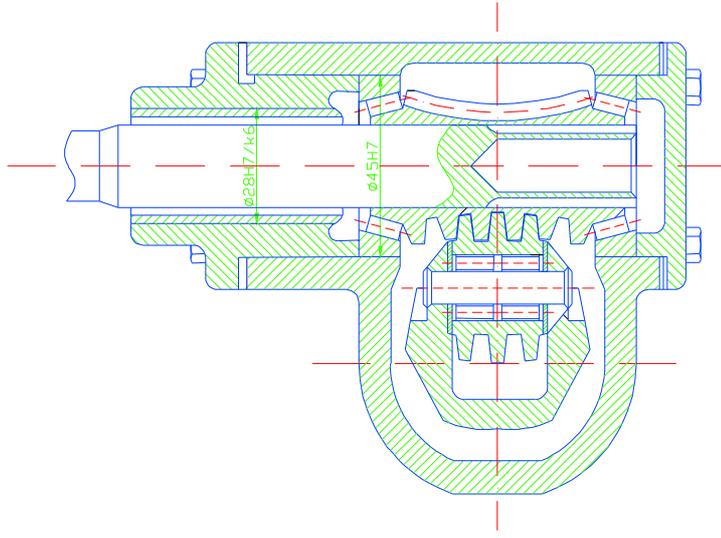
$$\overline{s_{n1}} = \overline{s_{n2}} - j_n \cos g_m = 4.99 - 0.22 \times \cos 12.28^\circ = 4.78$$

蜗杆法向弦齿厚测齿高:

$$\overline{h_{n1}} = h_a - d_2 \sin^2(t/8) = 2.44 - 130.12 \times \sin^2(9^\circ/8) = 2.39$$

(其中 z_1 表示蜗杆头数; z_2 表示蜗轮齿数)

根据设计所得数据, 可将蜗杆滚轮式转向器初步表达如下:



具体设计参照设计图纸。

5、转向梯形

转向梯形有整体式和断开式两种，选择整体式或断开式转向梯形方案与悬架采用何种方案有联系。无论采用哪一种方案，必须正确选择转向梯形参数，做到汽车转弯时，保证全部车轮绕一个瞬时转向中心行驶，使在不同圆周上运动的车轮，作无滑动的纯滚动运动。同时，为达到总体布置要求的最小转弯直径值，转向轮应该有足够大的转角。

(1) 转向梯形结构方案分析：

1)、整体式转向梯形

整体式转向梯形是由转向横拉杆，转向梯形臂和汽车前轴组成。

其中梯形臂呈收缩状向后延伸。这种方案的优点是结构简单，调整前束容易，制造成本低；主要缺点是一侧转向轮上、下跳动时，会影响另一侧转向轮。

当汽车前悬架采用非独立悬架时，应当采用整体式转向梯形。整体式转向梯形的横拉杆可位于前轴后或前轴前（称为前置梯形）。对于**发动机位置低或前轮驱动**汽车，常采用前置梯形。前置梯形的梯形臂必须向前外侧方向延伸，因而会与车轮或制动底版发生干涉，所以在布置上有困难。为了保护横拉杆免遭地面不平物的损伤，横拉杆的位置应尽可能布置得高些，至少不低于前轴高度。

2)、断开式转向梯形

转向梯形的横拉杆做成断开的，称之为断开式转向梯形。断开式转向梯形的主要优点是它与前轮采用独立悬架相配合，能够保证一侧车轮上、下跳动时，不会影响另一侧车轮；与整体式转向梯形相比较，由于杆系、球头增多，所以结构复杂，制造成本高，并且调整前束比较困难。

横拉杆上断开点的位置与独立悬架形式有关。采用双横臂独立悬架，常用图解法（基于三心定理）确定断开点的位置。

由上面分析得出，因为该货车属于前轮驱动，结合材料的经济性，可以选择**采用整体式转向梯形**。

当然了，选择了转向梯形后，在设计过程中就必然要进行整体式转向梯形机构的**优化设计**。这是因为在汽车转向行驶时，受弹性轮胎侧偏角的影响，所有车

轮不是绕位于后轴延长线上的点滚动，而是绕位于前轴和后轴之间的汽车内侧某一点滚动。此点位置与前轮和后轮的侧偏角大小有关。由于影响侧偏角的因素比较多，且难以精确确定，故在进行优化设计的过程中，往往忽略影响侧偏角的影响因素来分析有关两轴汽车的转向问题。经过过往的分析不难看出，转向梯形机构的优化设计问题归根结底其实是一个小型的约束非线性规划问题，可以用复合形法来求解。

(2) 转向传动机构强度计算

1)、转向拉杆

拉杆应该有较小的质量和足够的刚度。拉杆的形状应该符合布置要求，有时不得不做成弯的，这就减小了纵向刚度。拉杆应用《材料力学》中有关压杆稳定性计算公式进行验算，稳定安全系数不小于 1.5~2.5，拉杆用 20、30 或 40 钢无缝钢管制成。

2)、球头销

球头销常由于球面部分磨损而损坏，为此用下式验算接触应力 s_j

$$s_j = F/A$$

式中，F 为作用在球头上的力；A 为在通过球心垂直于 F 力方向的平面内，球面承载部分的投影面积。

许用接触应力为 $[s_j] \leq 25 \sim 30 \text{N/mm}^2$ 。

设计初期，球头直径 d 可以根据下表中的数据进行选择。

球头直径

球头直径 /mm	转向轮负荷 /N	球头直径 /mm	转向轮负荷 /N
20	到6000	35	24000~34000
22	6000~9000	40	34000~49000
25	9000~12500	45	49000~70000
27	12500~16000	50	70000~100000
30	16000~24000		

根据前面所得结果可以知道初选 $d=27\text{mm}$

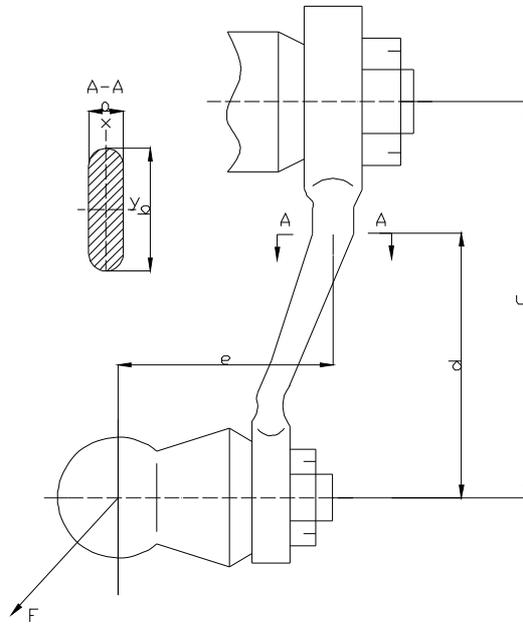
球头销大多用合金结构钢 12CrNiB、15CrMo、20CrNi 或液体碳氮共渗钢 35Cr、35CrNi 制造。

3)、转向摇臂

在球头销上作用的力 F ，对转向摇臂构成弯曲和扭转力矩的联合作用。危险断面在摇臂根部，应该按第三强度理论验算其强度

$$s = \sqrt{F^2 d^2 / W_w^2 + 4F^2 e^2 / W_n^2}$$

式中， W_w 、 W_n 为危险断面的抗弯截面系数和抗扭转截面系数；尺寸 d 、 e 见下图



要求 $s \leq s_T / n$

式中， s_T 为材料的屈服点； n 为安全系数，取 $n=1.7\sim 2.4$ 。

转向摇臂与转向摇臂轴经花键连接。

三、各主要零件设计

(一) 轴的设计

轴是组成机器的主要零件之一。一切作回转运动的传动零件（例如齿轮、蜗轮等），都必须安装在轴上才能进行运动及动力的传递。因此轴的主要功能是支承回转零件及传递运动和动力。

按照承受载荷的不同，轴可分为转轴、心轴和传动轴三类。工作中既承受弯矩又承受扭矩的轴称为转轴。这类轴在各种机器中最为常见。只承受弯矩而不承受扭矩的轴称为心轴。心轴又分为传动心轴和固定心轴两种。

由于碳钢比合金钢价廉，对应力集中的敏感性较低，同时也可以采用热处理或化学热处理的办法提高其耐磨性和抗疲劳强度，故采用碳钢制造轴尤为广泛，其中最常用的是 45 钢。在该设计中我们

考虑到产品的廉价性实用性，所以我们也采用 45 钢

轴的定位与固定方法：

1) 轴肩、轴环：结构简单、定位可靠，可承受较大轴向力。常用于齿轮、

2) 带轮、链轮、联轴器等轴向定位。套筒：结构简单、定位可靠，轴上不需要开槽、钻孔和切制螺纹。应此不影响轴的疲劳强度。一般用于零件间距离比较小的场合，以免结构重量。轴的转速很高时不宜采用。轴端挡板：使用于心轴的轴端固定。弹性挡圈：结构简单紧凑，只能承受很小的轴向力，常用于固定滚动轴承。紧定螺钉：使用于轴向力很小、转速很低或者仅为纺织零件偶然轴向滑动的场合。为了防止螺钉松动，可加锁圈。锁紧挡圈：结构简单，但不能承受较大的轴向力。常用于光轴上零件的固定。轴的加工和装配工艺性进行轴的设计时，除了考虑前面的各种因素外，同时还应考虑便于轴的加工、测量、装配和维修。通常要注意以下几个主要的方面：考虑加工工艺所必须的结构要素（如中心孔、螺纹退刀槽、砂轮越程槽等）；合理确定轴于零件的配合性质、加工精度和表面粗糙度等；且定各段轴的长度时应尽可能使结构紧凑，同时还应保证零件所需要的滑动距离、装拆或者调整所需要的空间，并注意转动零件不得于其他零件相撞，与轮毂配装的轴段长度一般小于轮毂 2—3mm，以保证定位轴向定位可靠。除特殊要求外，一般轴上所有零件都应无过盈地达到配合部位。为便于导向和避免擦伤配合面，轴的两端及有过盈配合的台阶处应制成倒角；为了减少加工刀具的种类和提高劳动生产率，轴的倒角、圆角、键槽等尽可能取相同尺寸，或者尽量减少不同尺寸的倒角、圆角、退刀槽等。

基于以上情况，现轴设计如下：

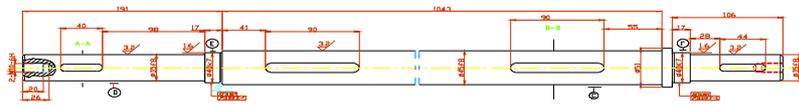


图 2—3

轴分为四段。第一段安装三角皮带轮无级变速器，三角皮带无级变速器的安装见三角皮带无级变速，定位靠轴肩定位，轴承安装在第二段上面，要求有表面粗糙度为 1.6，定位靠轴肩定位，轴的中间段为安装脱粒滚筒段，其长度较长，约 1m，滚筒由两端各装一个楔性键固定，两键离轴承支座较近，所以长度中间承受的弯矩不大，经过第三强度理论较核，此轴满足强度要求。轴的另一端装轴承和 V 带轮。轴由各种破坏形式，如疲劳、腐蚀、磨损、撞击、微动和蠕变等，但轴的破坏多数属于疲劳破坏，据统计，机器零件的破坏中由 80% 的损坏是属于疲劳破坏，而轴类零件的破坏的比例则更高一些。疲劳破坏分高周（高循环）疲劳、低周（低循环）疲劳、微动疲劳和表面疲劳等。

高周疲劳属于低应力（低于材料屈服限，甚至弹性极限）、长寿命（循环次数一般大于 10⁴ 或 10⁵）的情况下的疲劳破坏，是最常见的一种。通常简称为疲劳。轴的疲劳破坏多属此类。

轴的截面变化处（如轴肩、键槽和环槽等），会产生应力集中，疲劳破坏往往在此发生，轴的工作表面应力最大，也会出现疲劳破坏，在轴的结构设计中，应力求降低应力集中和提高轴的表面质量。降低应力集中的主要措施由加大圆角半径、加内凹圆角、盲孔改为通孔、孔上倒角、键槽底部加圆角以及增大过盈配合处的直径等等。

疲劳强度安全系数校核的目的是校核轴对疲劳破坏的抵抗能力，它是在经过轴的初步计算核结构设计后，根据其实际尺寸，承

受的弯矩、转矩图，考虑应力集中，表面状态，尺寸影响等因素及轴材料的疲劳极限，计算轴的危险截面处的安全系数值是否满足许用安全系数值。轴的疲劳强度是根据长期作用在轴上的最大变载荷（其载荷循环次数部小于 10⁴）来计算的，危险截面应是受力较大，截面较小及应力集中较严重的既实际应力较大的若干各截面。通一个截面上有几个应力集中源，计算时应选取对轴影响最大的应力源。校核公式如下

$$S = S_{\sigma} S_{\tau} / (S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2)^{1/2} \geq S_P$$

$$\text{其中 } S_{\sigma} = \sigma_{-1} / (K_{\sigma} \sigma_a / \beta \epsilon_{\sigma} + \psi_{\sigma} \sigma_m)$$

$$S_{\tau} = \tau_{-1} / (K_{\tau} \tau_a / \beta \epsilon_{\tau} + \psi_{\tau} \tau_m)$$

说明 S_{σ} ——只考虑弯矩作用时的安全系数

S_P ——按疲劳强度计算的许用安全系数

σ_{-1} ——对称循环应力下得材料弯曲疲劳极限，MPa

τ_{-1} ——对称循环应力下得材料扭转疲劳极限，MPa

K_{σ} 、 K_{τ} ——弯曲和扭转时得有效应力集中系数

β ——表面质量系数

S_{τ} ——只考虑扭矩作用时得安全系数

ϵ_{σ} 、 ϵ_{τ} ——弯曲和扭转时得尺寸影响系数

ψ_{σ} 、 ψ_{τ} ——材料拉伸和扭转得平均应力折算系数

σ_a 、 σ_m ——弯曲应力幅和平均应力

τ_a 、 τ_m ——扭转应力的应力幅和平均应力

当轴的强度不能满足要求时，应尽可能采取改进轴的结构，通过降低应力集中的方法解决，降低应力集中的主要措施已在前面列举，或采用不同的热处理及表面强化处理等工艺措施，或加大轴径，改变轴的材料来解决。

轴的材料内部可能存在不同程度的裂纹或其他缺陷。一般裂纹的尺寸小于临界值时，暂时影响不大，但在长期交变应力作用下，裂纹会作稳态扩展，直至达到临界值时，发生脆性破坏。所有对于重要的轴，除了进行上述计算和检查表面质量外，还应对内部进行

无损探伤。如发现缺陷，应根据断裂力学计算或经验判断其寿命，决定其是否可用。经过对该轴的弯曲、疲劳、静强度等各个方面的校核过后，确定了该轴的安全性。由于本设计为收割机，其工作的受力情况受到很多的因素的制约，所以其交变应力是经常变化的非周期性应力。

（二）.V 带传动设计

带传动是利用张紧在带轮上的带，借助他们间的摩擦或啮合，在两轴间传动运动或动力，带传动具有结构简单，造价低廉、不需要润滑以及缓冲吸振等特点。带轮的设计力求结构简单，便于制造，质量轻，分布均匀，并避免由于铸造产生过大的内应力。铸造带轮布允许由砂眼，裂纹，缩孔及气泡。带轮的工作表面应光滑，以减少带的磨损。当带轮圆周速度 $v \gg 5\text{m/s}$ 时要进行静平衡， $v \gg 25\text{m/s}$ 时则应进行动平衡。

带轮的材料常采用灰铸铁，钢，铝合金或者工程材料等。灰铸铁应用最多，当 $v \ll 30\text{m/s}$ 时，用 HT200 或者 HT150，当 $v \gg 25 - 45\text{m/s}$ 时，则宜采用球墨铸铁或者铸钢，也可用钢板冲压——焊接带轮。小功率窗洞可用铸铝合金或者塑料。

本设计中的传动搭补分为带传动，适合田间作业环境恶劣的需要，从变速箱的动力输出轴出来，经过一个链传动将动力输出在中间轴，中间轴两端将动力分开，一端传动给风扇和螺旋推运器以及逐稿器的抖动偏心轮，此部分占发动机的功率较少，约为 10%。另一端将动力传给脱粒滚筒输送链和割台部分以及拨禾轮，此部分约占发动机功率的 40%，由于时间仓促，这里仅设计说明一 V 带设计。

设计的该 V 带为中间轴传给风扇的 V 带传动，动力输出轴的转速为 540r/min ，风扇正常工作时的转速约为 400r/min ，额定功率为 1.2kW 轴间距由结构已经确定，为 400mm 每天工作 8 个小时

1. 设计功率 P_d

由第二版机械设计手册中的带传动，查得共矿系数为 $K_A=1.2$

$$P_d = K_A P = 1.2 * 540 = 1.2 \text{kw}$$

2. 选定带型 根据 $P_d = 1.2 \text{kw}$ 和 $n_1 = 540 \text{r/min}$ 由手册确定为 Z 型。

3. 传动比

$$i = n_1 / n_2 = 540 / 400 = 1.44$$

4. 小轮基准直径 参考手册取 $d_{d1} = 140 \text{mm}$

大轮基准直径

$$d_{d2} = i d_{d1} (1 - \hat{\theta}) = 1.44 * 140 * (1 - 0.01) = 198.5 \text{mm}$$
 由表查的

d_{d2} 取为 200mm

5. 风扇的实际转速

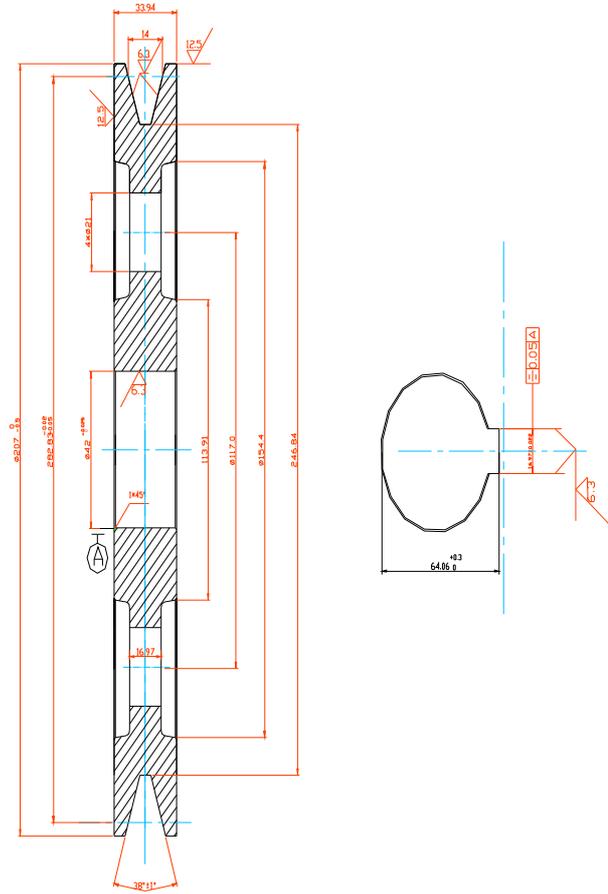
$$n_2 = (1 - \hat{\theta}) * n_1 d_{d1} / d_{d2} = (1 - 0.01) * 540 * 140 / 200 \text{r/min} = 395.6 \text{r/min}$$

6. 带速

$$v = \pi d_{p1} n_1 / 60 * 1000 = \pi * 140 * 540 / 60000 \text{m/s} = 3.95 \text{r/min}$$

7. 由于田间作业，整机的振动不可避免，所以需要进行 v 带的张紧度调节，本设计中采用多次才用张紧轮条节一两带论的直径想查不多又采用张紧轮，所以此设计中所有 v 带轮的包角均大于 120 度，满足带轮传动的条件，单根 v 带的预紧由张紧轮调节。

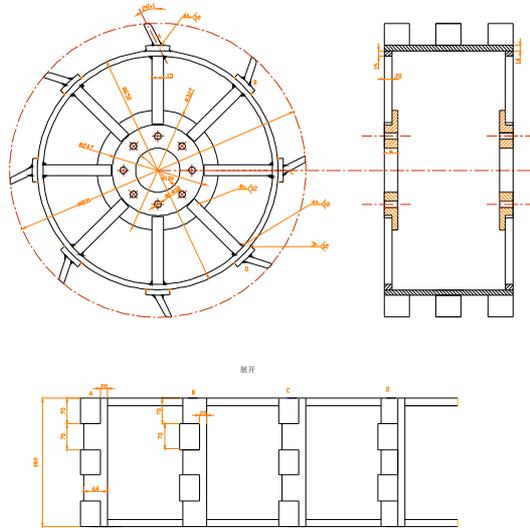
8. 带轮的结构和尺寸此处以大带轮的结构和尺寸，其结构和尺寸如下图。



(三). 驱动轮

本次设计的联合收割机最大的特点就是采用水田叶轮驱动，其主要目的就是增加土壤的附着力，它是由多根 45 号钢经过焊接而成的，其结构如下图所示

:



内盘是用来装轴承的空径为 120mm，外圈是由两根圆钢经过压弯焊接而成的，8 根圆钢的两端分别焊接在内盘和外圈上，其直径为 25mm，圆钢的外面等分焊接 8 块快板，每块板上焊接 3 块爪板，与直径方向成大约 25 度角，该论的特点就是在田间工作附着力好，维修方便，结构简单，缺点就是不能在陆地上行驶不便，为了能够满足农户的需要，可以配带 2 个橡胶轮胎。因为该轮胎的安装十分方便。

四、维护保养

(一)、收割前的维护保养

收割前的维护保养是指早、晚造收割前，对收割机进行一次全面细致的维护保养工作。具体做法：一是对所有零部件、易损件进行细致检查保养。如链条、割刀、输送爪销、轴承、皮带和履带等都要逐一检查。检查其磨损状况、松紧度、轴承移位状态等。对已烧损、外皮脱落、龟裂的皮带应及时更换。还需适当备有适量的易损件，以防机器使用中突然损坏。二是对非易损件、零部件亦进行时限性的检查，即零部件在使用一定的时间后必须对其技术性能检查或更换。如起动力传动作用的液压传动系统、输送及清选系统和发动机组件以及隐藏在机体内部的其它传动部件，通常每二年都要进行相应维护保养工作。三是检查各运动加

油部件的加油状况。如对发动机燃油、冷却水、机油、行走部传动箱等要检查，必要时还需更换机油，单向轴承要加黄油等。四是起动机，检查机器各部分运转状态。如驾驶操作杆的灵活性，电气线路的可靠性以及刹车左右控制的稳定性都要进行细致检查。

（二）、收割中的维护保养

收割中的维护保养工作分为班前、班中和班后三个阶段。班前维护工作是指每天开割前要检查各加油部件，如链条、割刀、输送爪进行加油，对所有的皮带、弹簧进行调整等。班中维护保养工作是指在机割过程中听到异响声音或发现稻草、稻谷输送不畅和动力不足等现象，应及时停机检查维修，待检查完毕确认后方可继续使用。班后维护工作是指每天作业完毕后对收割机进行全面的检修工作。第一，清除机器各部件上的杂草、稻秆、稻谷和泥土等杂物，特别是要及时清除粘附在行走部分如履带、驱动轮、支重轮及轴承上的泥土和杂草等，以避免泥土浸蚀轴承、油封和泥土干硬板结时行走会损坏履带、支重轴等零件。第二，检查各工作部件的坚固情况对所有皮带、链条、轴承、割刀片、脱粒齿应及时修补、更换。第三，发动机冷却液、机油、液压箱的液压油要进行检查和及时补充。第四，各润滑部位要及时加注润滑油，如对链条、轴承、割刀等加油润滑。

（三）、收割后的维护保养

收割后的维护保养是指收割季节结束后，对机器进行全面的清洗、维护、保养和入库保存等工作。

1、清扫机器。

打开机器各部位的检视孔盖，拆下所有的防护罩，彻底清除滚筒室、过桥输送室内的残存杂物，清除小抖动板、清选室底壳、风扇蜗壳内外、变速箱外部、驾驶台、割台、发动外表等部位残存的稻草、泥土等杂物。清扫完毕后，启动机器，让各工作部件高速动转 3—5 分钟，排尽所有残存物。然后用水冲洗机器外部，再开动机器高速运转 3—5 分钟，以除去残存的水。

2、加润滑油。

对所有润滑部件应重新加注润滑油，然后以中小油门空转柴油机 5—10 分钟。

3、保养割刀。

先把动、定刀分开，清除附于刀间的泥土和杂草等残存物，检查刀片的铆合有无松动，磨损有无超标，刀杆有无变形，若松动要铆紧，若磨损超标要更换，若刀杆变形要校正。然后按要求进行装复，装复后动定刀片之间空隙在 0.2 毫米之内，动力杆应滑移平顺，无卡滞现象，再涂油防锈。

4、检修脱粒滚筒和紧固件。

把磨损超标的脱粒弓齿换掉，校正修复侧变的弓齿。检查紧固件，若发现紧固件脱、松应及时补上并紧固。

5、检查传动链条、皮带。

卸下各传动链条并清洗干净，检查各链套有无裂纹等现象，若发现问题，应及时更换。取下全部传动皮带，检查有否因使用时间长而发生打滑、烧伤、老化或破损等情况，如有应予以更换。可继续使用的传动皮带应清理干净，抹上滑石粉。把传动链条和皮带按位置装好后，再启动机器高速运转 2—3 分钟。

6、涂刷油漆。

清理干净机器各表面的金属脱漆处，并补刷油漆，以防生锈。最后，给各调节处的调整螺纹涂上润滑脂，把拔禾轮、割台降到最底位置，升降柱塞杆缩入油缸。停放好收割机后，要及时放松所有皮带、链条、弹簧和履带等张紧部件。收割机应存放在通风、干燥和地面平坦的室内，加盖篷布防尘。每月两次启动发动机，以中速空转柴油机 10—15 分钟。

五、科技论文翻译

MANUFACTURING ANALYSIS:HOW MUCH FLEXIBILITY?

In addition to production systems that fabricate very high quality products,at low cost,and with ultrarapid delivery,many strategic planners and economists point to the need for flexibility.

Publications from Japan(Yoshio,1994;Ohsono,1995)express a similar view,and the more recent J.D.Powers comparative surveys on automobiles indicate that"now that others are closing the quality gap,the Japanese have to compete in other areas"(see Rehtin,1994;and the annual J.D.Powers report series).Emphasis is thus place on these combined factors of quality,cost,delivery,and flexibility(QCDF).The ability to react to smaller lot sizes and the quest for ultrarapid delivery are major concerns,culminating in the possibility of a three-day car(Iwata et al.,1990_.

In an ideal situation,once the various market sectors have been established,production will settle into a groove and be constantly refined and improved but with no major upheavals.Unfortunately,in recent years,manufacturers have not been able to rely on long periods of uninterrupted production because events in the world economy have forced rapid changes in consumer demand and the range of consumer preferences.

Henry Ford"s favorite aphorism-that his cutomers could have any color of car they wanted as long as it was black-is in sharp contrast to today's range of consumer preferences.This has led to the proposal by some academics that manufacturing can be built for "customized mass production."This sounds nice on first hearing.However,for products like automobiles,the degree of customization can go only so far for a given batch size and price point.Only hyperwealthy CEOs and movie stars can get precise customization in products like automobiles.

Nevertheless,an ability to be prepared for any sudden market

shifts is becoming more of an issue. As new equipment is purchased, manufacturing companies must decide between hardware that is dedicated to only a few tasks and is thus relatively inexpensive, and more costly but more versatile equipment that might perform unforeseen tasks in the future. The methodologies for analyzing capital expenditures, returns-on-investment (ROI), and depreciations are given in many texts (see Parkin, 1992).

these can be used to analyze the ROI for new machinery that has been identified as useful and is therefore about to be purchased. However, since today's market trends are so uncertain, such analyses do not help to predict the specific systems to install in the first place. The hope is that some of the engineering solutions will provide much more flexible machinery for only a modest increase in cost (Greenfield et al., 1989). In this way, the investment dilemma might be less critical.

The preceding discussions emphasize that flexibility is a main challenge for the continued growth of a new company. The main question is: Can a design and fabrication system that is first set up to respond to one market sector be quickly reconfigured to respond to the needs of another market sector, or even another product, and be just as efficient?

Today, the answer to this question is "probably not." For example, if a machine shop is well equipped with lathes but has no vertical boring machines, there will be a natural limit on achievable tolerances. It is unlikely that it will be able to suddenly jump from truck transmissions to helicopter transmissions. And even in the reverse scenario, if a shop has dedicated itself to precision boring, it is unlikely that the equipment and the craftspeople will be able to be quickly redeployed in a cost-effective manner to routine production procedures and less demanding tolerances; their competitive advantage would be lost. These same comparisons can be made for semiconductor manufacturing. Manufacturers who are currently focusing on the high-volume production of memory chips

will not readily switch to application-specific devices or vice versa. The general conclusion may be drawn that today's manufacturing tools—specifically manufacturing systems—are still too dedicated to specific machine tools, robots, and manufacturing systems—are still too dedicated to specific market sectors and are not flexible enough.

This general need for flexible, reconfigurable manufacturing systems was of course a key aspect of CIM in its original conception. Merchant (1980) led a number of industry forecasts between 1969 and 1971 that refined the details and needs of the CIM philosophy. However, these forecasts overestimated the rate at which flexible manufacturing systems and related technology would be absorbed into factories. During the 1970s and 1980s, machines exchanged "handshakes" when tasks were completed. If these tasks were completed properly and on time, then a flexible manufacturing system (FMS) continued to operate satisfactorily. However, if the machines went seriously out of bounds, then the communications broke down and too frequent human intervention was needed to make the FMS efficient. During this era, the experiences of several research and development groups showed that the inadequacy of cell communication software was probably the key impediment to the industrial acceptance of CIM (Harrington, 1973; Merchant, 1980; Bjorke, 1979). Of interest was that by the late 1980s, the review articles on CIM were advocating much smaller FMSs of only three or four machines as the most efficient way of utilizing the cell concept. All these trends suggest more sophisticated computer- and sensor-based techniques at the factory floor, as described later.

2.6.1 Design for Flexibility (Reuse)

Design for flexibility in the automobile industry can pay off in a big way if there is some reusability of fixture families. The automated assembly lines where the frames, doors, and chassis are assembled with

robots and welded together are obviously intensely expensive. These are small two-story-high lines as big as many football fields where robots, fixtures, and alignment cradles bring the body components together for welding and assembly. The intense cost of these lines is hard to picture without a visit to a standard automobile plant. The key issue is to maximize the use and reuse of these fixturing lines. If designers were allowed total freedom, each vehicle in the family might require special tooling. This would not allow cost-effective manufacturing. As mentioned earlier, this factor places an important responsibility on the designer. In an ideal situation the newly designed component will be made on existing factory-floor machinery, readily leading to an "off-the-shelf" automation solution. In the best case, existing fixtures and even some parts of existing dies will also be reused.

Some companies, those with smaller batch sizes, might use a mixed production line. As one views such a line, several body styles go by: perhaps the mix is as simple as regular sedans and station wagons. But the mix can often be stretched beyond this to different cars of more or less the same size. With good design for multiple usability, many of the hard fixtures and robots can be used for all the differing vehicles in the family.

Also, with good cooperation between manufacturing and design, the existing robots and fixtures might even be able to "upwardly constrain the vehicle design space" for future vehicles. Therefore, viewed across several years and more than one family of vehicles, automation costs are relatively lower per individual vehicle.

2.62 Concluding Remarks: design Aesthetics versus Manufacturing

Just to keep a proper perspective at the close of this subsection, it must be emphasized that design for manufacturability (or flexibility) has to be prudently applied with the perceived end user constantly in mind. The Japanese articles concerned with TQM (Yoshio, 1994; Iwata et al., 1990; see

Haiser and Clausing, 1988) increasingly emphasize the more qualitative aspects of aesthetics as one of their next thrusts, even though this is much more difficult to measure as a design objective.

At one extreme, a component that is destined to be buried deep in a car, a washing machine, or a furnace does not need to look good. DFM and DFA methods can be applied at every step in Figure 2.1.

At one extreme, there will always be a market for high-quality expensive products such as the \$300 polo shirt discussed in Section 2.4.10, a new Jaguar, or an expensive Bang and Olufsen music system. In these cases the buyer is actively seeking style and luxury. Therefore, the design-for-manufacturability engineers cannot have it all their own way, or a car might end up looking like a rectangular box on four wheels: cheap, it is true, but hard to sell.

To conclude with personal observations, it is clear from visits to Tokyo and Kyoto that wealthy Japanese people prefer a Mercedes Benz, a BMW, a Jaguar, or the large Toyotas and Accuras. Not many American cars are seen on the streets, even in the financial districts and embassy areas of Tokyo. One does see the occasional Cadillac, some fully loaded Jeeps, and some of the newer Ford Mustangs, but not many.

The "Big Three" U.S. companies complain that the reason for this is that Japan imposes trade barriers on U.S. vehicles. However, perhaps the real reason is that a wealthy Japanese businessman wants a car with *brando*. This is a Japanese phrase meaning "brand appeal." So, perhaps U.S. cars in Japan just do not have enough *brando* at the present time. After all, Japan is swamped with other U.S. products that do have *brando*: Coca-Cola's 501, McDonald's Hollywood action movies, and CDs by American musicians. And, inevitably, the Starbucks Coffee shops in Tokyo are swamped.

The moral of the story is that product design and product manufacturing have art and irrational emotions lurking in their corners that

design and manufacturing engineers should not ignore.

2.7 MANAGEMENT OF TECHNOLOGY

Chapter 1 reviewed the art, technology, science, and business of manufacturing. During the last 100 years design and manufacturing have clearly moved from an art/technology endeavor to a business/science endeavor. Empirically, in this new business/science environment, being gifted in just the science and technology is not enough to win the day. Specifically, U.S. manufacturing in the late 1980s was clearly in a panic. Basic industries such as semiconductors, automobiles, consumer electronics, and machine tools were all losing out to international competitors.

Today, things do seem a lot better on all fronts. In "How the World Sees Us" the New York Times boldly stated: "Our technology-computerized weapon systems, medical scanners, the Internet—sets the standard to which developing countries aspire."

No single miracle has happened, but steady progress has occurred in:

- Creativity in design and manufacturing
- Quality assurance and control of basic manufacturing methods
- Downsizing companies to be more efficient
- Global commerce
- Internet commerce
- The fact that some of our international competitors did not fare too well and struggled with unfavorable currency exchange rates in the late-1990s also made it easier for U.S. companies to compete.

At the time of this writing, the challenge for the future is to keep this real growth going for a few years. U.S. manufacturers were chasing their Persian Gulf and European competitors and even enjoying the

athletic-event psychology of "coming from behind." Staying up with the front-runners or, better still, being ahead requires an extra degree of creativity and commitment.

Similar to the above list, perhaps some specific areas for continued creativity include:

- Further exploiting global markets through Internet commerce.

- Focusing on complex systems, specifically developing CAD/CAM techniques for the electro/mechanical/biological products that are on the horizon.

- Continuing with the time-to-market awareness, balanced by aesthetic creativity.

- Continually striving for the 6-sigma quality goal.

- Creating an organization that can cope and even thrive on change. For example, all industries—from semiconductors, to machine shops, to steel mills—are being told to become environmentally conscious. Being so, and yet still being competitive with other countries that might care much less about issues such as pollution or industrial safety, challenges manufacturers to be especially creative and efficient.

. Responding proactively to government funding opportunities, public policy, and federal regulations that impact all industries at some level. For example, a project such as the original Internet was launched more than 25 years ago by the Defense Advanced Research Project Agency (DARPA), and it has continued to be nurtured by the National Science Foundation (NSF). The MOSIS (2000) story is similar. It can thus be reasonably argued that much of the wealth of Silicon Valley in northern California and Route 128 near Boston had its birthplace in projects such as these. Companies that are willing to understand the constraints and then cosponsor this type of federally funded research can benefit greatly. However, reaching consensus can often be frustrating and time-consuming, as seen recently in the regulations surrounding the

telecommunications industry.(On another constraining note in biotechnology,the FDA-supervised drug trials do impose a long period of time between initial research and development (R&D)investments and the marketplace.Perhaps for this reason,many small biotechnology start-ups are bought out by the deep-pocket pharmaceutical companies.)

. The initial time-to-market of a new product and the ongoing delivery time of an established product are ongoing themes of this book.The integration issues that will be discussed around design,planning,and fabrication are obvious areas to focus on technically.In particular,new hardware and software environments allow the connections between design,planning,and fabrication to be simplified. Particular benefits include the reduction of the time taken to obtain the first prototype of a designed object,whether it is a chip or a computer casing.New techniques and standards for distributed software systems also provide a more information-rich dialogue between the design function and the manufacturing function.The ability to rapidly obtain an initial prototype allows designers to assess the aesthetic aspects of a design. It also allows a preliminary analysis of how a single object in a subassembly will interact with mating components,and finally allows some preliminary decisions to be made on the future manufacturing methods for the component.The benefits of obtaining an initial physical prototype are seen to embrace both the component itself and the way in which the component will be produced.The ability to evaluate both the product and the process by which it will be made is an essential concept in concurrent or simultaneous engineering.

Although there will be many new trends and unexpected disturbances, one basic business goal will remain constant:the winners will be those who design,plan and manufacture a high-quality product at the right price and get it to market first.To address this need,Chapter 2 has considered some general principles of manufacturing analysis in the context

of four parameters; quality, cost, delivery, and flexibility (QCDF). Generic approaches for quality assurance methods were also reviewed. The chapter also discussed some guiding subprinciples for process selection in mechanical manufacturing.

制造分析

灵活性程度制造系统除了有生产产品的高质量,低成本,超快的流通速度外,许多学者和经济学家指出了灵活性的需要。

美国和欧州的文章特别谈到柔性制造系统的需要,这些柔性制造系统涉及在生产流程的各个环节提高其灵活性和流动性.通过一个固件或在几个固件中整合组成产品的零部件,以及软件和信息流系统的整合。

日本出版的文章表达了相似的观点,最近,杰·帝力量对汽车的比较性调查表明:既然他们追求质量,那日本就因该在别的领域和他们竞争,分析强调在质量,价格,流动,灵活性这些综合性要素。

在理想的情形中,各种市场一旦建立,生产就会马上上轨,并无波动地进行调整和改进.不幸的是,在最近几年,生产已经不可能长时期不间断进行,因为再经济领域的事情已经使消费者的需求和选择范围快速变化。

亨利·福德的格言:他的客户可以拥有他们想要的任何颜色的汽车,只要是黑色.是和现在消费者选择范围多样的强烈对比.这导致了一些学者建议制造业可以建立在大批量定单式生产基础上.这最初听起来不错.但是,象汽车这样的产品,客户的需求满足度只能是在给定的批料尺寸和价格基点上.只有总裁和电影明星才能在汽车这样的产品上随便选择。

然而,市场波动的适应能力正越来越被重视.对于购购买的机器,制造公司应该权衡利弊,是选择那些功能比较少,但价格相对较低的,还是选择价格贵,功能多,能执行未来没预测的任务的.对资金消耗,投资回报,价格下跌的分析在很多事例中都有体现。

这些可以用来分析那些被认为有用并因此即将购买的新机器的投资回报.然而,因为今天的市场动向是那么不确定,这样的分析不能帮助预测首要的具体系统.希望其它的工程问题的解决方法可以提供更多的柔性

制造,价格上相应少许提高,这样投资困境就不会那么严重.

前面的论述强调灵活性对新公司的持续性发展是一个主要的挑战.主要问题是,一个主要建立在对市场灵活反应的基础上的设计与制造系统能否迅速对另外一个市场甚至另外一个产品作出快速有效的调整.

今天,这个问题的答案是:可能还不能.例如,一个用车床很好地装配了的车间,没有垂直镗钻床.要达到所要求的公差,就有天然的不便.它不象有可能由汽车传输突然跳到直升飞机传输那样,即使在相反的境况下,车间装配了镗床,设备和操作人员也不可能很快地在有资金下重新配置,去改变生产工序和减少需求公差,他们的竞争优势就会丧失.这种同样的比较也可以在半导体制造上作出.现时正密切关注大容量芯片的制造商不会马上去办理申请和配置机器.可以得出的大致结论是:今天的制造机器,包括具体的机床,工业机器人,和制造系统仍然与具体的销路密切相关,还不够灵活.

灵活性的需求,重新配制制造系统也是计算机集程制造系统在它最初意义上的主要方面.商人在 1969 到 1971 作出的预测,提炼计算机集成制造系统科学的细节和需求.然而,这种预测过高估计了被制造厂运用的柔性制造系统和相关技术水平.在十九世纪七十年代和十九世纪八十年代,任务完成以后机器更新换代.假如任务正确准时完成,柔性制造系统继续满意地运作.然而,如果机器跳动严重,联系中断,为了使系统有效进行,频繁的人为介入就变的需要.在这段时期,几个研究与发展组织经验表明联系软件细胞的不精确可能是计算机集成制在工业中运用的主要障碍.有意思的是,到了九十年代末,回顾计算机集成制造的文章比柔性制造系统少得多,只有三种或四种机器被认为有此种性能.所有这些趋势需求熟练的电脑技术和制造层面感应技术.

2.6.1 灵活性设计(再利用)

在汽车工业灵活性设计可以在一定程度上得到补偿,假如一些装置有再利用性.那些用工业机器人把门,框架,机架装配和焊接在一起的自

动装配线明显昂贵.通常有像足球场大的装配线,在那里,工业机器人,固定装置,校正装置,把主要部件装配焊接在一起.没有亲自去标准自动工厂,你是无法知道其切确的耗资.主要的是尽可能地扩大这些生产线的利用和再利用价值.假如设计者给予完全的自由,加工组的所有装置都需要经过特别加工.将不允许价格昂贵的装置存在.就像前面提到的,这个因素在设计中有很大的依赖性.在理想的情形下,新的被设计部件是在现有的车间装置下,在脱离板的自动解决方法下设计而成的.理想的情形是现有的装置和一些无使用的装置可以被重新利用.

一些小批量生产的公司,可能使用混合生产线.可能和一般的轿车和公车一样,简单.但在尺寸基本相同的不同轿车制造上,其更具灵活性.在优秀的多性能设计上,很多装置和自动机器人有多种使用性.

当然,随着在设计与制造越来越多的合作,现有的机器有可能对未来装置变得更是一个制约.因此再过几年,随着更多加工中心的出现,其耗价有可能变得比单一装置更便宜.

结论:设计美学与制造

接下来为了作一个准确的预测,必须强调在消费者心里出存在的已经被运用的设计制造.日本的文章逐步强调产品的美学质量作为他们的下一个目标.虽然它很难作为一个具体的设计客体作衡量.

极端情况,深藏在车里,洗衣机里,或炉里的零件就没有必要做得很好看.

另外一种极端情况下,一些高质量高价格商品也有市场,比如三百美元的运动衫,一只美洲豹,昂贵的毒品.在这种情况下购买者寻找的是时髦与奢侈.因此,设计制造工程师不能按照他们自己的方式办,轿车就像在轮子上的矩型框,便宜,没错,但很难卖.

通过个别的调查,得出结论,冲从东京到京都,富裕的日本人选择奔驰等.大街上美国轿车不是很多,即使在繁华街,和东京的使馆区.有时可以看到凯迪拉克,一些满载的吉普.和一些最新的马字达.但不是很多.

美国三大公司抱怨说这是日本对美国商品制造关税壁垒.虽然,

真正的原因是有钱的日本商人喜欢有品牌的商品,这在日本称做品牌效应,所以美国轿车现时在日本没有足够的品牌度.毕竟,日本市场被其他有品牌的美国商品占领.如麦当劳,好来坞电影,美国音乐光盘.不可避免地,还有咖啡店.

那文章的主旨在于设计与制造工程师不能忽视在设计与制造过程中的艺术和非理性的东西.

2.7 技术管理

过去一百年,设计与制造已经从纯技术领域的努力向商品化方向努力转变.特别地,在这种商业化环境中,

需要强调的是,再这种新的商业环境中要取得成功只靠科学技术是不行的,特别地,二十世纪八十年代末的美国制造业处于一种恐慌中基础工业如半导体,汽车,电子产品,机床都失去了国际竞争力。

今天,情况看起来确是比前面好多了,在世界如何看美国的评论中纽约时报刊登:我们的技术—电脑系统,医学扫描,因特网。建立了发展中国家羡慕的标准。

- 设计与制造中的创造力。
- 基础制造方法中的质量保证与控制,
- 更加有效率的公司。
- 全球性商务。
- 因特网商务。

事实是,一些国际竞争者在与不乐观的二十世纪八十年代末的汇率使得美国公司更有竞争力的斗争中进展不顺利。

在写这文章的时代,对未来的挑战就是保持持续性增长,在几年里,美国制造业赶上太平洋沿岸的国家何欧洲竞争者。甚至提倡“后来居上”的体育精神。赶上【跑在前面的。更好点,跑在最前头需要有超乎寻常的创造力和承诺。和上面的相似,有可能在一些特别领域的持续性创造力包括:

- 通过因特网进一步开拓全球市场。

● 聚焦与复杂系统，在机电产品，生物工程层面上，特别发展 CAD/CAM 技术。

● 继续把握好占领市场的时间意识，用创造美学去平衡。

● 继续为六大质量目标奋斗。

● 产生一个可以应付甚至可以在变化中求生存的组织。比如，所有工业，从半导体产业到机器，再到钢铁磨床，被认为跟环境有更大关系。这样，虽然依然和对环境污染或工业安全注意较少的其他国家。存在竞争。创造竞争就变得特别有创造力和效率。

● 对政府的投资机会，公共政策，在一定程度上对所有工业都有影响的联邦法规灵活反应。例如，一个像二十五年前，预防与发展委员会发起的最初的因特网。他被美国国家科学院持续服持。因此基本上可以推出在加利福尼亚北部，波思顿 128 路附近的硅谷的很大一部分财富是通过在像这样的工程中发展的。公司很希望知道那些限制，然后沿着其发展可以获得最大利益。然而，达到的同一性可以被经常混淆，浪费时间。就像最近在对围绕电子通讯业的调节中看到的那样。（另外一个对生物技术的限制事例，FDA 药物监督局确实在很长时间内对首期研究与发展投资和市场份额上施加影响。可能就是因为这个原因，许多生物技术被那些资深的药物公司开发。

● 围绕设计，构思，制造主要设计领域展开讨论，特别地，新的硬件和软件环境允许在设计构思和制造中地联系简单化。包括节省时间以达到设计目标样品的特别利益。不管它是削片或电脑箱，新技术和新软件系统的标准同样提供了尽可能多的涉及设计理念和制造机能上的充足信息。那种快速地掌握搜首要的标本的能力允许设计者评估设计的美学价值。它同样允许对一个简单的待装配客体如何与粗糙部件的连接作预先分析，并允许一些最初的对组件未来制造方法决定作出。那种拥有一个最初的事物模型的利益体现在组件本身和组件被生产的方法上。那种体现对产品和它本身被制造的工艺价值的的能力，在现时发生的工程中是一个很重要的概念。

六、参考文献

- [一] 成大仙.机械设计手册 1~5 卷(第二版).化工工业出版社, 2002(1)
- [二] 卜炎.机械传动装置设计手册(上、下).机械工业出版社, 1999(4)
- [三] 中国轻工总会.机械工程手册专用机械(四).机械工业出版社, 1997(11)
- [四] 任嘉卉.公差与配合手册(第二版).机械工业出版社, 2000(9)
- [五] 纪名刚.机械设计(第七版).高等教育出版社, 2002(1)
- [六] 西北工业大学机械原理及机械零件教研室编.机械原理(第六版).高等教育出版社, 2002(4)
- [七] 唐增宝.机械设计课程设计(第二版).华中科技大学出版社, 1999(3)
- [八] 黄靖远、龚剑霞、贾延林主编.机械设计学.机械工业出版社, 2002(10)
- [九] 王先逵.机械制造工艺学.机械工业出版社, 2003(7)
- [十] 廖念钊.互换性与测量技术.中国计量出版社, 1997(8)
- [十一] 大连理工大学工程画教研室.机械制图.高等教育出版社, 1993(5)
- [十二] 徐灏.机械设计手册 5(第二版).机械工业出版社, 2001(2)
- [十三] 魏俊民、周砚江主编.机电一体化系统设计.中国纺织出版社, 1998(10)
- [十四] 中国机械工程学会-焊接学会.焊手册(1-2 卷).机械工业出版社, 2000(2)
- [十五] 范祖尧.现代机械设备设计手册(第三卷).机械工业出版社, 1999(3)
- [十六] 第一机械部机械研究所农业机械研究所.中国农业机械出版社, 1977(2)
- [十七] 吉林工业大学拖拉机教研室(下册).拖拉机原理.中国农业机械出版社, 1980(7)
- [十八] 哈儿宾农业机械学院.农业机械学.中国农业机械, 1978(5)

谢辞

本次毕业设计，是在彭老师的指导下第一次独立完成的，通过本次设计，不仅检验了我大学四年来知识积累的程度，而且丰富了我在实际设计中经验的累积，更是对我设计思想的一次全面升华。

在设计过程中，我本着认真刻苦的态度去学习设计的步骤、方法、以及经验，但是由于该设计许多方面的细节问题涉及面太广，而本人知识面和能力都极其有限，同时由于时间仓促，因而不能科学详尽做出正确的选择与判断。所以设计中难免出现很多错误。虽然有这些不足和遗憾，但是总的来说，该设计还是比较成功的。基本上完成了这台水稻联合收割机的总体结构设计和一些零部件设计，能够实现预期的所有功能，成功的完成了老师布置的任务。不够完善的地方还望各位老师同学不吝赐教，敬请斧正。

在这一个学期的设计过程中，我们得到了有丰富工作经验的指导老师彭老师的大力支持和帮助，在设计过程中他不知疲倦、不厌其烦的给我们分析和讲解，而且也给我们灌输了一些先进的设计方法和设计理念，使我们大受裨益。在此，我忠心地向彭老师表示感谢。同时，在设计过程中，我也得到了我们学院很多老师和同学的支持和帮助，在此，我一同表示最忠诚的感谢。

设计者：方元立

2004.06.14.

