

景德镇陶瓷学院 科技艺术学院

本科生毕业设计（论文）

中文题目： 冲压废料自动输送装置

英文题目： DESIGN OF AUTOMATIC CONVEYING DEVICE OF
STAMPING SCRAP

院 系： 科技艺术学院工程系

专 业： 机械设计制造及其自动化

姓 名： 刘志灵

学 号： 201030454129

指导教师： 刘建成

完成时间： 2014-05-20

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

摘要

本设计主要讲述冲压生产中剩下的废料有效的分类收集，通过本设计出来的机构对废料有效收集，并分类，冲床废料如果不有效的收集会造成不必要的麻烦. 所以本课题设计的机构通过带式输送机加上简单机构而达到废料收集. 本课题设计中心用简单机构完成简单的废料输送. 机构安全，方便. 在冲床生产线可以广泛运用.

关键词：冲床废料 回收利用 分类收集

ABSTRACT

This design is mainly about waste left in the forming of effective classification and collection of waste, effective collection, classification and the design of the mechanism, punch waste will cause unnecessary trouble if not effective collection. So the research design of mechanism through the belt conveyor with a simple mechanism to achieve the waste collection. Project design center complete with simple mechanism simple waste transport. Security, convenient. In the punch line can be widely used.

KEYWORDS:Punch waste ecycling Classified collection

目 录

内容提要	1
SUMMARY	2
绪论.....	4
1 输送装置方案介绍	5
1.1 设计任务要求.....	5
1.2 各种输送机简介.....	5
2 方案论证计算.....	7
2.1 带式输送机	7
2.2 设计方案计算.....	17
3 输送机各机构的设计	27
3.1 传动滚筒及零部件的设计	27
3.2 滚筒、滚筒轴及配件的设计.....	31
3.3 托辊装置的设计.....	32
3.4 滚筒和托辊滚动轴承的选择和校核	34
总 结	35
致 谢	36
参考文献.....	37

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

绪论

冲压是一个危险的操作，为了保证安全，我们对于冲压设备，模具的选择有着很大的要求。目前，国内外输送装置，只有一个冲压产品经常研究，当空间和模具的位置，不是一个步进高度，夹具的干涉等问题，模具，从模具自动清除垃圾非常困难，本文针对上述问题，设计和制造完成后，将广泛应用于国内。

需要解决的实际工程问题，不仅需要大量的专业知识，能独立解决问题的能力，提高设计手册的能力，熟悉相关国际标准，国家标准. 更加熟练操作绘图软件绘制工程图。最重要的是能让我们学到理论知识运用到实践中， 升高实践能力。使我们的设计更具实用性，能为社会发展贡献我的一份绵薄之力。这种设计可以使我们的社会更加了解，对国内的社会发展状况的研究现状和国外，以他们为未来的发展打下基础。

1 输送装置传动方案设计介绍

1.1 设计任务要求

- 1、电机的使用以及驱动多个传送带，解决了输送带由于电机驱动的横向空间问题造成的缺乏；
- 2、输送带横向位置可任意调整，以适应不同的垫脚位置。
- 3、一种输送带宽度可适应不同的垫脚间距，输送带可任意组合，以适应不同的模具尺寸。
- 4、改变模式可以方便地移动的传送带，和带及带进模具单元下的深度可以调节，适应不同尺寸的模具。
- 5、换线时，可方便地更换输送带。
- 6、超薄皮带可越过夹模器和压板地阻挡，更好地利用空间。
- 7、设计完全满足标准的要求，规范的要求，参考国际标准，优化产品设计。

1.2 输送机简介^{[9]~[10]}

输送机可以在线路上连续输送物料，也可以进行水平、倾斜和垂直的输送，输送机可构成空间输送线路，它的输送线路是固定的。输送机输送能力大，运距长，还可在输送过程中同时完成若干工艺操作，所以应用十分广泛。

输送机按照有无牵引可以分为牵引输送机和没有牵引输送机，牵引输送机包括有带式输送机、自动扶梯、埋刮板输送机、斗式提升机、悬挂输送机和架空索道等；没有牵引输送机包括辊子输送机、螺旋输送机、振动输送机等。

将来输送机的将向着大型化、扩展使用范围、物料主动分拣、降低能量消耗、消减污染等方面发展。

本设计的目的是利用废旧皮带输送机研发新型皮带输送机。

带式输送机是输送带的一部分，辊，辊装置，传动装置，等。

皮带输送机是牵引构件，也承载构件。输送带上支持辊，和，在驱动辊和张紧辊，辊皮带传动和变速器之间的运动和动力是靠摩擦传动。

带式输送机具有优良的性能，在连续加载条件下可以连续，因此生产效率高，可运输矿石，煤，粉体材料和包装等。工作过程中噪音罗小，结构简单。因此，带式输送机在各个企业得到了广泛地应用。

一般带式输送机的输送带有较高的强度，适用于短距离输送高强度钢丝绳输送传动，

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

主要适用于长距离运输；钢丝绳输送氢轴承部件和牵引部件分离，与耳道，横向钢筋，植物核心，上、下盖胶稳定输送带作为承载构件，钢丝绳牵引元件的应用。

通过以上分析，本设计采用废死普通带式输送机。

带式输送机可用于水平和倾斜运输。本设计主要采用水平输送机。布置型式如图 2.1 所示：

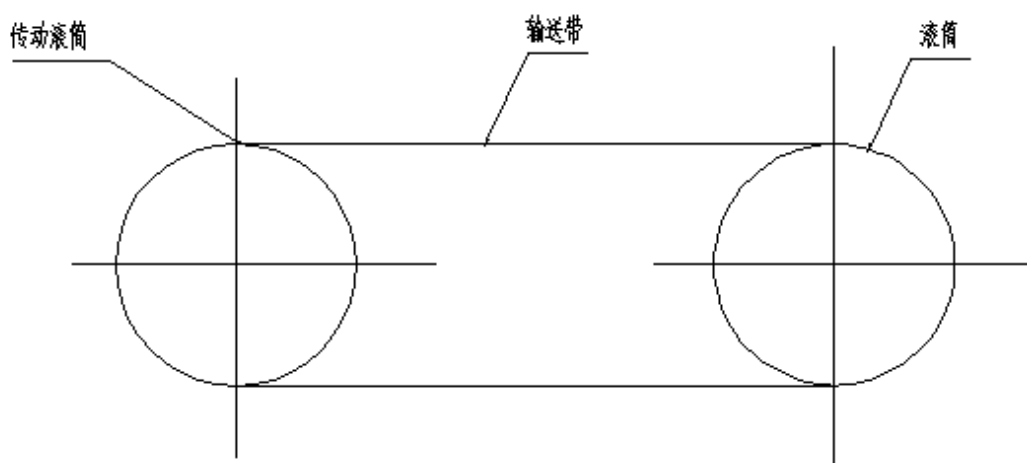


图 2.1 输送机工作示意图

2 方案论证

2.1 带式输送机

2.1.1 带式输送机的组成

通用带式输送机已有系列产品。本机构是由输送生产率及输送距离来决定输送带的最大张紧力、牵引力、电动机功率、输送带的层数和带宽，并根据上述参数确定驱动装置，其它部件均可根据带宽选择即可。带式输送机是由：

(1) 输送带

通用带式输送机所用的输送带由橡胶和塑料带两种，适用于工作环境温度在 -10°C 之间，物料温度不超过 50°C

输送带结构如图（2.2）所示：

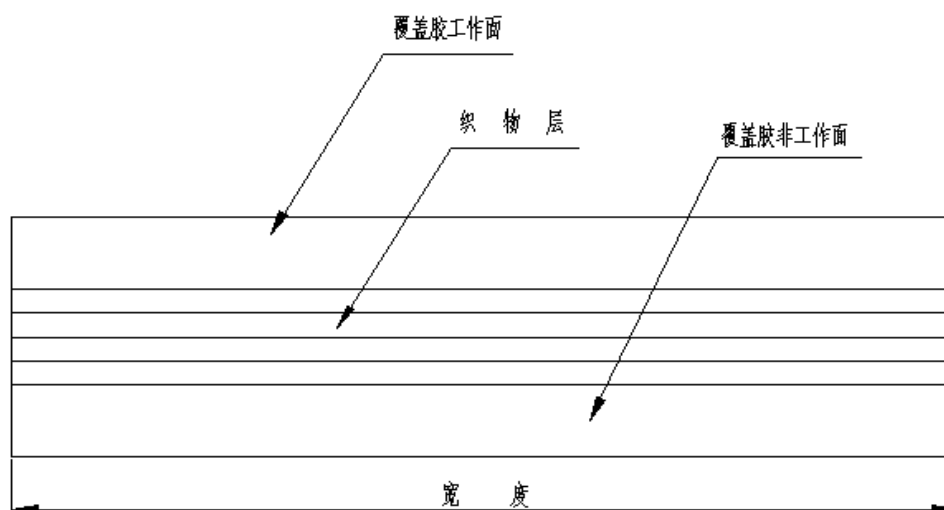


图 2.2 输送带结构示意图

普通型橡胶的织物带芯强度为 560 牛/厘米.层。多层芯塑料的织物芯强度为 560 牛/厘米.层。整芯厚为 4mm。塑料织物芯强度为 2240 牛/厘米.层。通用带式输送机的宽有六种规格：500，650，800，1000，1200 和 1400。本输送带选用的带宽 B 、织物层数 I 和偏差 T 见表 2.1，运输带规格为 GB523-74。

输送带的覆盖胶（盖工作表面和覆盖非工作面）根据材料性质和块选择厚度：

$$\delta_1 + \delta_2 = 3.0 + 1.0 = 4.0\text{mm}$$

表 2.1 运输带参数

B	100	200	300	400	500
I	±2	±4		±6	
T	3-4	4-5	4-6	6-8	5-10

通过上述分析，和本次设计的要求，所以采用带式输送机的带宽是：B=300mm。

(2) 驱动装置

本次设计采用的带式输送机的驱动装置的设计由驱动辊和传动链。。采用 180 转向的驱动装置。

传动滚筒是动力传递的主要部件，为了传递主要的牵引力，输送带与滚筒间要有足够的摩擦力（如图 2.3）

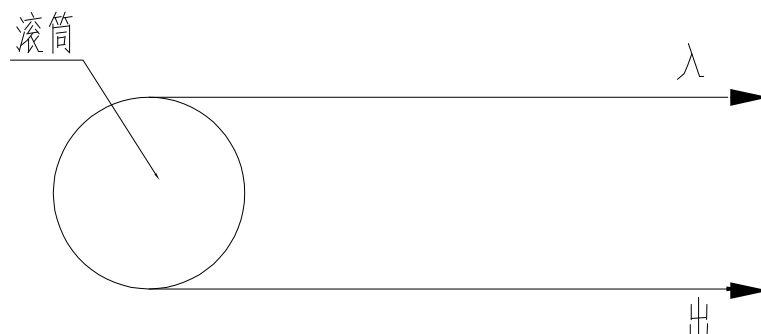


图 2.3 驱动原理图

根据尤拉公式：

$$S_{\lambda} = S_{\text{出}} e^{\mu\alpha} \quad (2.1)$$

可得牵引力公式：

$$P = S_{\lambda} - S_{\text{出}} = S_{\text{出}}(e^{\mu\alpha} - 1) \quad (2.2)$$

由上式可知要使牵引力增大可增大绕出分支张力 $S_{\text{出}}$ ，摩擦系 μ 和包角 α 。当增加绕出分支张力时，输送带强度势必要提高，这样增加了输送带的造价。本次设计使用了胶面滚筒来增加摩擦系数 的方式来保证获得足够的牵引力。

从造价上来分析，可以使用较小的滚筒直径，采用小的直径 D

通过以上分析，本设计采用。辊。本次设计采用 $D=30\text{mm}^{[10]}$ 。

(3) 托辊

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

用于支撑辊的传送带和传送带上输送带材料，运行稳定性。一台输送机的托辊数量多，托辊质量的好坏直接影响输送机运行，托辊的维修费用成为带式输送机运营费用的组成部分。可持久的，灰尘不进入轴承，密封装置必须可靠，能够很好的润滑轴承。这样，以这种方式，可以使输送机的运行阻力小，节能。

本次机构无缝钢管制成。托辊直径根据输送带宽度的加而加。本次设计选用平行托辊。

(4) 张紧装置

张紧装置的功用是**确保输入带有充足**的张力，以使输送带和驱动滚筒之间有必需的摩擦力并限制输送在各支承间的垂度，使输送机正常运转。本次机构带输送机所用的张紧装置使用螺杆式张紧装置。由于螺杆式张紧装置能自动保持恒张力，因此螺杆式张紧装置符合本次设计要求。本次设计的张紧装置中预紧力 $F_{\text{预}}=1450\text{N}^{[10]}$ 。张紧装置如图 2.4:

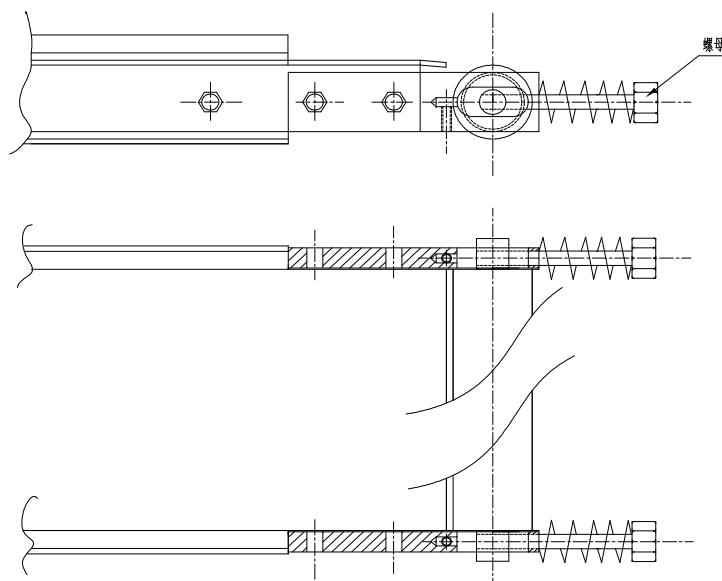


图 2.4 张紧装置示意图

(5) 制动装置

因为用于电气控制的设计，可以实现动态的，所以没有必要制动装置。电气控制图如图 2.5 所示：

(6) 清扫装置

由于输送带输送的很多物料是粘性的，少量物料会粘在输送带工作面上，卸料是不能一块卸掉。材料被带回了空间段，可使输送带强磨损，下托辊中的污垢，使输送带跑偏，迫使输送带在支撑结构的某些部分和损伤。因此有必要安装清洗。输送带清洗装置

的类型有

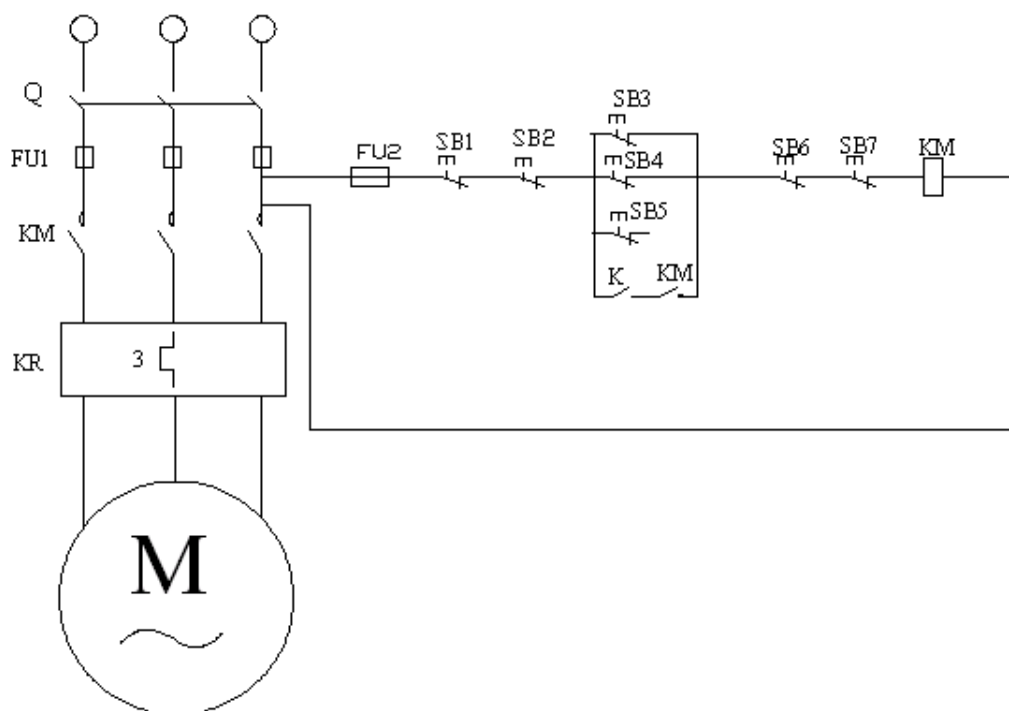


图 2.5 电气控制图

① 单刮板或多刮板清扫器

单刮板清扫器是由一起越过输送带全部宽度的刮板组成的。多刮板清扫器是由两块或两块以上的互相平行的刮板组成的。刮板的刮板清扫装置有三种形式：（一），在输送带刮板的时候用滚筒和输送的凸辊式输送机直接接触，根据形状的耐磨刮刀。为了达到最有效的清洗效果，通常是由可调刮刀。（二），分段刮刀是一种分段刮刀。。刮板按照滚筒的凸面做成两段。拖动此表格不需要一个磨合期磨损刮刀，符合形状的凸辊和输送带。从安装刮板能有效清洁输送带（三），这种结构体系有一个铰接叶片装配在轴的动态短刮板臂。刮板依赖弹簧力来保持其与输送带工作面依靠。这些刮板是互相堆叠的方式安放的。因此，输送带的宽度可以清洗。这类方式的输送带清扫器必需常常进行检查，使刮板绕枢轴转动与输送带有良好的接触。

② 旋转式输送带清扫器

旋转式输送带清扫器由驱动的主轴或管子及装在它上头的硬毛刷或刮板 构成的。通常安排在一个螺旋形或扁平列表弹性效应的旋转刷。旋转刷有两种类型：高速旋转的刷；高速旋转刷。低速旋转刷清洗最高的颗粒状物料的干燥效率。转速低，刷磨损小，所以

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

寿命更长。高速旋转刷清扫湿的物料最高。高速使物料有离心力，从硬毛刷甩出。

旋转刮板输送机皮带清洁刮刀和轴平行排列或螺旋状排列在轴。这些橡皮刮板具备拭清或刮擦的功用。这类旋转式刮板清扫器有两种方式：高速旋转刮板清扫器。低速刮板清洁剂可用于清洁干也可以用干净的湿物料。由于低速度，橡胶刮刀使用寿命长。高速旋转刮板清扫器适用于清洗输送湿粘物料输送带。这种材料可以坚持，在硬笔积累。

旋转刷和旋转刮板清扫装置应传送带运动中运动的周围刷或刮板运动方向相反的方向。旋转刷和平行或螺旋清洗装置可以通过链附近的头部滚筒轴驱动，或由驱动装置驱动单。

③ 喷水器和刮水器

尽管洒水车雨刮器，可以用来清洗清洗是很困难的，但必须采取应对措施冲洗水，并使整个系统无法在寒冷的天气里工作。通过以上分析，本设计是干燥的材料，它可以使用旋转带清洗低速旋转刷清洗装置安装在尾部滚筒输送机，清洁前，在皮带输送机运行表面材料。

2.1.2 驱动原理及张力计算

冲压废料的材料，确定材料的尺寸，饮料和其他因素。已知本次设计的冲压废料为1.5t/h，因此带式输送机的质量生产率为1.5t/h。

物料线性载荷为：
$$q_{物}=Q/(0.36V) \quad (2.3)$$

式中数据：

V -----工作速度[m/s]

本次设计中 $V=0.1m/s$ ；

$q_{物}=1.5/(0.36*0.1)=74.40N/m$

输送带的单位质量：初选输送带衬垫层数 $i=4$ ，输送带动橡胶覆面的厚度 $B_1=3.0mm$ ，输送带下橡胶覆面的厚度 $B_2=1mm$ 。

根据公式：
$$q_{带}=11B(1.25i+B_1+B_2)=11*03*(1.25*4+3+1)=29.70N/m \quad (2.4)$$

2.1.3 阻力计算

柔性连续输送机牵引构件张力包括初始张力的张紧装置组成，克服阻力的动态负载所造成的张力和张力。前者称为静态张力。后者被称为动态张力的挠性牵引构件的性能

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

分为三类：线性运动阻力；动态电阻曲线面积；装卸和其他电阻。

(1) 直线区运动阻力

滚筒支撑装置采用滚动设计。当牵引构件沿运动支撑装置将产生阻力，F 的电阻可以被认为是压力值成正比：

$$F = \mu q L \quad (2.5)$$

μ -----摩擦系数

q -----直线区段上的线载[N/m]

L -----区间上长度[m]

在张力沿任何一点的运动方向的牵引构件是等于重力和两段的电阻之间的一点。因此，一个，张力差端 B，该段运动阻力的表示，即 $F = \mu q L$

已知 $L=1389\text{mm}$ ， $\mu=0.02$ ；^[10]

所以 $F = \mu(q_{\text{物}} + q_{\text{带}})L = 0.02 * (74.40 + 29.70) * 1389 = 2891.898 \text{ N.mm}$

(2) 曲线区的运动阻力计算

在改向滚筒轴承的摩擦阻力：牵引构件为圆柱体周围顽强抵抗阻力。① 轴承摩擦阻力 P_0'

克服支承面上的摩擦折算到滚筒圆周上力 P_0' 为

$$P_0' = N * \mu * d_{\text{轴}} / D_{\text{轮}} \quad (2.7)$$

式中： μ -----摩擦系数滚动支承取 0.02 ~ 0.03；

N -----正压力。

在不计轮的重量时 F' 及 F 的几何和。一般可取 $F' \approx F$ 进行计算： $N = 2 \sin(\alpha / 2)$

于是

$$P_0' \approx 2 S \mu d_{\text{轴}} / D_{\text{轮}} \sin(\alpha / 2) \approx 2 * 0.03 * F = 2 * 0.03 * 2891.898 = 173.514 \text{ N.mm}$$

② 僵性引力

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

②刚性重力牵引构件绕车轮在顽强抵抗：

$$P_0'' = \xi F \quad (2.8)$$

式中： ξ -----恒性系数，根据不同的牵引组分测定的价值。

同的牵引构件确定。皮带的僵性系数，接近似公式计算

$$\xi = 1.23 B / D_{\text{滚}}^{1.2} \quad (2.9)$$

式中： B -----橡胶带厚度[cm]

$D_{\text{滚}}$ -----滚筒直径[cm]

$$\xi = 1.23 * 7.15 / 30^{1.2} = 0.02 \text{ [cm]}$$

克服以上两种阻力必要的圆周力为

$$P_0 = P_0' + P_0'' = 2S\mu d_{\text{轴}} / D_{\text{轮}} \sin(\alpha / 2) + \xi F = \zeta F \quad (2.10)$$

式中： ζ -----曲线区段的阻力系数

$$\zeta = (2\mu d * \sin(\alpha / 2)) / D + \xi = 0.06 + 0.02 = 0.08$$

$$P_0 = \zeta F = 0.08 * 2891.898 = 898 = 231.352 N$$

从以上分析：当牵引部件周围的曲线段由于各种各样的原因，将有一个电阻。为了克服重力引元件周围的相应增加，端阻力。

$$F' = F + P_0 \quad (2.11)$$

将公式（2.10）代入式（2.11）得：

$$F' = F + P_0 = F + \zeta F = (1 + \zeta)F = CS = 2891.898 + 231.352 = 3123.250 N$$

式中： $C = 1 + \xi = F' + F$ 表示曲线段张大增大系数。

所以： $C = 1 + 0.08 = 1.08$

(3) 运动阻力系数的确定

当安装在沿导轨滚动物体的牵引辊应克服这些障碍。

① 滚轮轴颈处的摩擦力：

② 滚轮与导轨之间的摩擦阻力

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

考虑这两阻力之间的阻力系数为：

$$W = C_0(2k + \mu d) / D \quad (2.12)$$

式中：D-----滚轮的直径

d-----滚轮轴的直径

k-----滚轮在导轨上的滚动摩擦力臂，可取为k=0.6mm

u-----滚轮轴颈处滑动摩擦系数 $\mu=0.1$

C_0 -----除上述阻力外的附加阻力对于滚动轴承 $C_0 \approx 1.5 \sim 1.8$

将数据代入（2.12）得： $W = 1.8 * (2 * 0.6 + 0.1 + 12) / 30 = 0.14$

2.1.4 用逐点法计算牵引力

将输送机线路的简图分为直线区段和曲线区段，典型的点1至18点

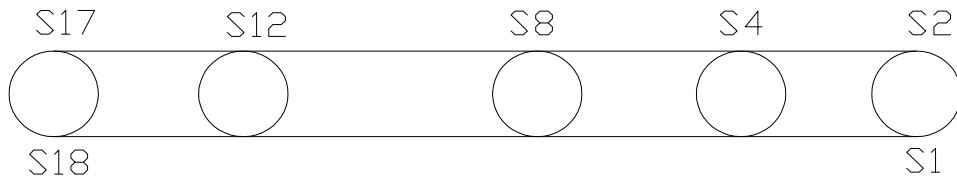


图 3.5 牵引力示意图

滚动表面摩擦系数式 $\mu=0.02^{[3]-[6]}$

输送带在传动滚筒得绕出点得张力： $S_1 = S_{\text{出}}$

按照输送机所列的直线区段和曲线区段公式和各点张力

2 点张力为： $S_2 = S_1 + S_{\text{预}} = S_1 + 1540$

3 点张力为：前面已求得 $\alpha = 180^\circ$ ， $C=1.08$ ，

$$S_3 = 1.08 S_2 = 1.08 (S_1 + 1540) = 1.08 S_1 + 1663.2 N$$

4 点张力为：

$$\begin{aligned} S_4 &= 1.08 S_3 + S_f + S_{\text{带}} = 1.08 S_3 + q_{\text{物}} l u + q_{\text{带}} l u \\ &= 1.08 S_1 + 74.40 * 0.085 * 0.02 + 29.70 * 0.08 * 0.02 + 1663.2 \end{aligned}$$

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

$$=10.8S_1+1663.374N$$

5 点张力为:

$$\begin{aligned} S_5 &= 1.08S_4 + S_f + S_{\text{带}} = 1.08S_4 + q_{\text{物}}lu + q_{\text{带}}lu \\ &= 1.08S_4 + 74.40*0.085*0.02 + 29.70*0.08*0.02 + 1663.374 \\ &= 10.8F_1 + 1663.548N \end{aligned}$$

同理可得:

17 点张力为:

$$\begin{aligned} S_{17} &= 1.08S_{16} + S_f + S_{\text{带}} = 1.08S_1 + 14*0.119 + 14*0.05 + 1663.2 \\ &= 10.8F_1 + 1665.47N \end{aligned}$$

18 点张力为: $S_{18} = 1.08S_{17} + S_f + S_{\text{带}}$

$$\begin{aligned} S_{\text{出}} &= 1.08S_1 + 1665.47 + 74.40*0.2*0.02 + 29.70*0.2*0.02 + 1663.374 \\ &= 10.8F_1 + 1665.89N \end{aligned}$$

$$S_{18} = S_{\lambda}$$

由尤拉公式可得: 传动滚筒 PU 包覆得摩擦系数为 $\mu=2.5$

$$S_{\lambda} / S_{\text{出}} = e^{\mu\alpha} \quad (2.13)$$

$$e^{2.5*180} = 6.1$$

$$S_{\lambda} = 6.1S_{\text{出}}$$

$$6.1S_1 = 10.8S_1 + 1665.89$$

$$S_1 = 338.595N$$

电动机所需功率为:

$$S_2 = 1815.857N$$

$$S_3 = 1816.030N$$

$$S_4 = 1816.205N$$

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

$$S_5 = 1816.379N$$

$$S_6 = 1816.553N$$

$$S_7 = 1816.727N$$

$$S_8 = 1816.901N$$

$$S_9 = 1817.075N$$

$$S_{10} = 1817.249N$$

$$S_{11} = 1817.423N$$

$$S_{12} = 1817.597N$$

$$S_{13} = 1817.771N$$

$$S_{14} = 1817.945N$$

$$S_{15} = 1818.119N$$

$$S_{16} = 1818.293N$$

$$S_{17} = 1818.467N$$

$$S_{\lambda} = S_{18} = 6.1S_{\text{出}} = 6.1S_1 = 2065.430N$$

计算牵引力：

$$F_{\text{牵}} = S_{\lambda} - S_{\text{出}} = 2065.430 - 338.595 = 1726.8345$$

电动机所需功率为：

$$P = K * (F_{\lambda} - F_{\text{出}})V / (1000\eta) = (1.2 * 1726.8345 * 0.1) / (1000 * 0.7) = 0.28KW \quad (2.14)$$

选用功率备用系数 $K = 1.2$ [10]

传动功率为： $\eta = 0.7$ ； $V = 0.1m/s$ ；

2.2 传动方案计算

2.2.1 结构设计

输送机结构如图 1.1:

2.2.2 机械总功率^{[1]~[6]}

带式输送机的原动机选用电动机。由于滚筒的转速为： $n_2 = V / \pi D$ （D 为滚筒直径），初选选择滚筒直径为 $D=30\text{mm}$ ，滚筒长度 $B=300\text{mm}$ ，输送带速度 $V=6\text{M/min}$ ，滚筒间的间距为 80mm ，故 $n_2=6/3.14 \times 0.03=64\text{r/min}$ 。

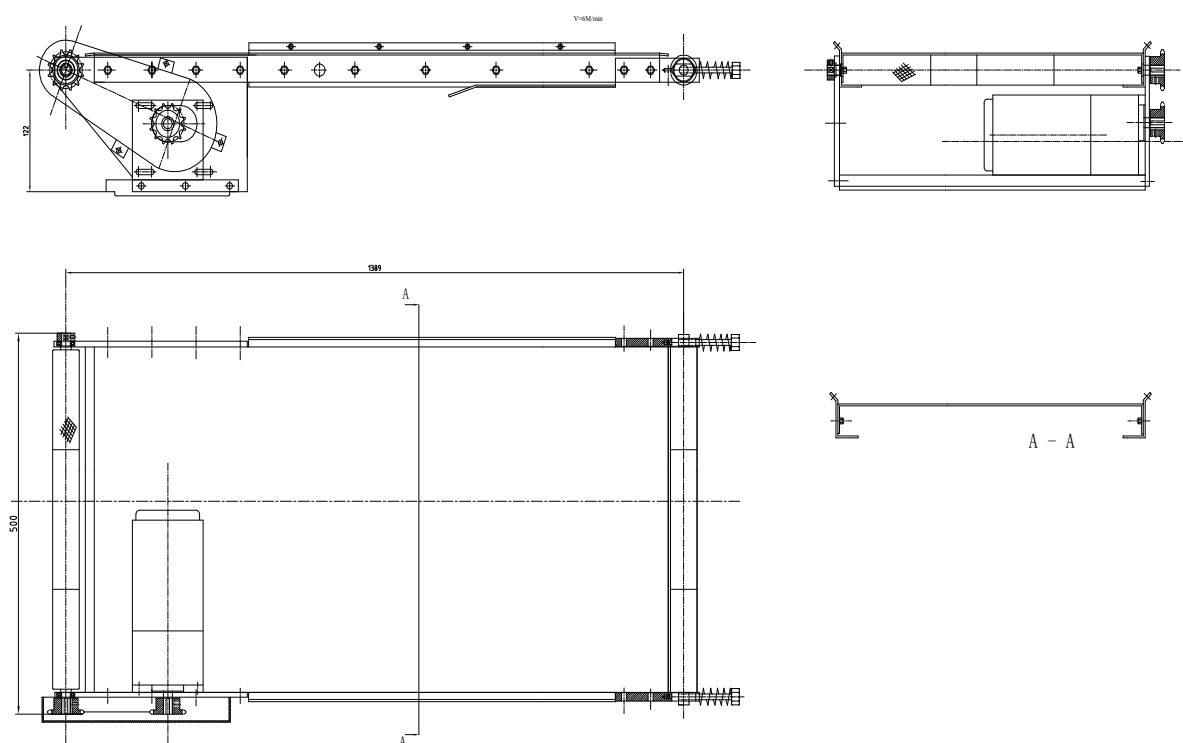


图 1.1 运输机结构图

为了使电动机转速减为 n_2 ，故选用 JTC 系列小型齿轮减速异步电动机。为使滚筒同时转动，各滚筒由平带带动。

(1) 初定各级传动比为：取链轮传动比 $i=1$ 。

(2) 初步计算机械的总功率：

由机械设计基础书中可知滚筒运输机的总功率为^[1]：

$$P=0.735/(75\eta)\{[(q_{物}+q_{带})*(2f+\mu_1d)+q_0*(\mu_1d)]B+\mu D\} \quad (1.1)$$

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

式中数据：

$q_{\text{物}}$ ：物品分布在平带上所受的线性载荷；

$q_{\text{带}}$ ：平带在滚筒上所受的线性载荷；

q_0' ：滚筒及其轴的重量；

f ：在滚动摩擦辊表面系数项；

μ_1 ：滚筒轴衬中的滑动系数；

d ：滚筒的轴径；

D ：滚筒直径；

μ ：滚筒表面与物品的滑动摩擦系数；

η ：机械传动的总功率；

① 首选滚动轴衬效率 $\eta_1=0.98$ （共 15 个）；

平带效率 $\eta_2=0.9$ ；

链传动效率 $\eta_\alpha=0.96$ ；

$$\therefore \eta = \eta_1 * \eta_2 * \eta_\alpha = 0.98 * 0.9 * 0.96 = 0.85 \quad (1.2)$$

② $f=0.6$ ； $\mu_1=0.03$ ； $\mu=0.1^{[2]}$ 。

③ 滚筒采用热轧无缝钢管，其重量为：（取壁厚 7.5mm） $G_0=20.99\text{kg/m}$ ， \therefore 滚筒重量为
 $G_1=20.99*0.3=6.3\text{kg}$ ；

$$\therefore q_0' \approx G_1 = 6.3\text{kg}$$

④ 冲压废料的材料，确定材料的尺寸，饮料和其他因素。本次机构的冲压废料为 1.5t/h，
所以带式输送机的质量生产率为 1.5t/h。

物料线性载荷为：

$$q_{\text{物}} = Q / (0.36V) \quad (1.3)$$

式中数据：

V -----工作速度 [m/s]

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

本次设计中 $V = 0.1 \text{ m/s}$;

$$q_{\text{物}} = 1.5 / (0.36 * 0.1) = 74.40 \text{ N/m}$$

输送带的单位质量：初选输送带衬垫层数 $i=4$ ，输送带动橡胶覆面的厚度 $B_1=3.0\text{mm}$ ，输送带下橡胶覆面的厚度 $B_2=1\text{mm}$ 。

根据公式：

$$q_{\text{带}} = 11B(1.25i + B_1 + B_2) = 11 * 0.3 * (1.25 * 4 + 3 + 1) = 29.70 \text{ N/m} \quad (1.4)$$

所以每个滚筒的最大所受的载荷为 $(q_{\text{物}} + q_{\text{带}}) * 0.8 = 83.3 \text{ N/m}$;

冲压废料的材料，确定材料的尺寸，饮料和其他因素。

$$\begin{aligned} P &= 0.735 / (75 * 0.85) * \{[(74.40 + 29.70) * (2 * 0.6 + 0.03 * 12) + 6.3 * (0.1 * 12)] * 300 + 0.1 * 30\} \\ &= 588 \text{ W} \\ &= 0.588 \text{ KW} \end{aligned}$$

2.2.3 电动机的选择

(1) 常用电动机分类

常见的电机类：通用异步电机，变频调速异步电动机冶金桥式起重机，防爆异步电机，异步电机，感应电机，直流电机驱动的微型等。

变频调速异步电动机的 JTC 系列小型齿轮马达的低速传动装置在电动机直接驱动，如矿山、冶金、制糖、造纸、化工、橡胶等工场及基建工地驱动通常是机械或运输机械。在低速传动时，可直接传动不再另带减速装置。总体积小，力矩大，使用灵活方便。

(2) 选择电动机

① 选择电动机类型

根据工作要求和条件调速异步电动机 JTC 系列小齿轮调速异步电动机。

② 选择电动机容量

工作机所需的功率：

$$P_w = F_w V_w / (1000 \eta_w) \quad (1.5)$$

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

电动机输出功率：

$$P_0 = P_w / \eta ; \quad (1.6)$$

电机的总有效率 η 为滚筒轴驱动装置包括：滚子链传动，带传动等。

η 值计算如下：

$$\eta = \eta_b * \eta_g \quad (1.7)$$

滚子链传动效率 $\eta_b = 0.96$ ；平带效率 $\eta_g = 0.9$ ；

把数据代入（1.5）得： $P_w = F_w V_w / (1000 \eta_w) = 1726.84 * 0.1 / (1000 * 0.7) = 0.24 \text{KW}$

因此 $\eta = \eta_b * \eta_g = 0.96 * 0.9 = 0.86$ ，所以 $P_0 = P_w / \eta = 0.24 / 0.86 = 0.28 \text{KW}$

选择电机的转速，计算装置，主轴转速是鼓的速度：

$$n_w = v_w / \pi DI = 6 * 10^3 / (\pi * 30) = 64 \text{r/min} \quad (1.8)$$

因为总传动比 $i=1$ ；

所以在这里使用 JTC 系列型齿轮减速电动机。JTC501A 额定功率 1.1KW。

电机尺寸如下表所示：

表 1.1 电动机型号尺寸

型号	尺 寸 (mm)												
	H	A	B	C	D	E	G	K	b	b_1	b_2	h	L_1
JTC501A	250	310	250	22	35	80	37.8	19	376	380	...	460	577

2.2.4 链传动的几何计算

机械传动形式有：摩擦轮传动，带传动，链传动，齿轮传动，蜗杆传动，螺旋传动等，而且链传动在高温、油、酸等恶劣条件下能有效运转，轴和轴承上的作用力小，传动效率高。

链传动设计计算是保证链传动有良好性能的重要条件之一。传动链有套筒链、套筒滚子链（简称滚子链）、齿形链，本次机构使用滚子链传动。链传动的设计计算可分为两部分，即链传动工作能力的计算和链传动的几何计算。合理选择传输参数和设计两部分之间的相互关系。几何计算链传动主要是指 L 链的长度，和中心距松边垂度计算 F。所以链轮尺寸的计算选定选择链条型号为 06B^[2]。

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

(1) 确定链节数 L_p ，计算中心距 a ；

① 选择链齿数 z_1, z_2

因为 $i=1$ ，选取 $z_1=z_2=12$ 。

② 确定链节数 L_p

$$L_p \approx 2a/p + (z_1 + z_2)/2 + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a} \quad (1.9)$$

假定中心距 $a=40p$ ，则链节数为

$$L_p \approx 2a/p + (z_1 + z_2)/2 + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a} = \frac{2 \times 40p}{p} + \frac{12+12}{2} + \left(\frac{12-12}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{40p} = 92$$

取 $L_p = 92$ 节。

③ 确定链条节距 P

单要链传递功率 $P_0 \geq P_C / k_z k_p k_l$ (1.10)

$$k_z = \left(\frac{z_1}{19} \right)^{1.08} = \left(\frac{12}{19} \right)^{1.08} = 0.61 \quad k_L = \left(\frac{L_p}{19} \right)^{0.26} = \left(\frac{92}{19} \right)^{0.26} = 1.51$$

单排链 $k_p = 1$ ^[1]。

$$\text{代入数据到 (1.10) 得: } P_0 \geq \frac{1.1}{0.61 \times 1.51 \times 1} = 1.19 \text{ kW}$$

根据小链轮 $n_2 = 64 \text{ r/min}$ 及 $P_0 = 1.19 \text{ kW}$ ，查手册得链节距 $p = 19.05 \text{ mm}$ 。

④ 确定中心距 a

$$\begin{aligned} a &= \frac{p}{4} \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_1 - z_2}{2\pi} \right)^2} \right] \\ &= \frac{19.05}{4} \left[92 - \frac{12+12}{2} + \sqrt{\left(92 - \frac{12+12}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{12-12}{2\pi} \right)^2} \right] \\ &= 381 \text{ mm} \end{aligned} \quad (1.11)$$

(2) 垂度的计算

链条松边下垂必须保持适当的实际使用。凹陷的太多会使啮合的链和链轮的差，使侧链的振动，容易攀爬和跳跃的牙齿；小的垂度则使链边的张力过大，会使链条较链的

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

磨损加速和轴、轴承的负荷加重。所以为了保持适当的凹陷，也为了链安装方便，理论上应该是从一个中心将减少量的计算，应将计算所得的理论中心距 a 减小某个数量 Δa 。

① 条伸长量 ΔL 与垂度 f 的关系

$$\text{当传动比 } i \leq 4 \text{ 时, } \Delta L \approx 8f^2 / 3a \quad (1.12)$$

② 中心距减小量 Δa 与垂度 f 的关系

当传动比 $i \leq 4$ 时，可近认为：链长缩短一个 ΔL 相当于中心距 $\Delta L/2$ ，因此

$$\Delta a \approx \Delta L / 2 = 4f^2 / 3a \quad (1.13)$$

为保持一个合适的初垂度 f_0 ，理论中心距 a 的减小量 Δa 可近似地由上式确定。通常取

$$\text{初垂度 } f_0 = (0.01 \sim 0.02)a \quad (1.14)$$

将式二代入式三，则得理论中心距 a 的减小量 Δa 为

$$\Delta a \approx (0.00013 \sim 0.00053)a \approx 1.14$$

2.2.5 链传动工作能力的计算

在链传动中，因为设计、制造、使用等方面的差异，链条与链轮等零件的失效形式是多种多样的。但是总的来说，是分为两种情况：一种是正常的失效，另一种是非正常的失效。常见故障分为：链板辊套疲劳，冲击疲劳损伤，销轴和套筒，穿链，该链键静强度破坏，非正常失效的链传动。

(1) 链板疲劳和工作能力有限的链

链条所受到的载荷为从紧边拉力 F_1 到松 I 边拉力 F_2 来回反复循环一次。链板的材质为调质钢，链板疲劳曲线在循环 $10^6 \sim 10^7$ 之间有一个拐点，通常取 $N_0 = 6 \times 10^6$ ，如果用小时数来表示使用寿命，则相当于拐点 $N_0 = 6 \times 10^6$ 的使用寿命小时数 T_0 。

$$T_0 = N_0 * L_p) / z_1 * n * 60 = 6 * 10^6 * 92 / 12 * 64 * 60 = 12778 \text{ 小时} \quad (1.15)$$

式中：

L_p -----链长节数，92 节；

z_1 -----小链轮齿数，12

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

n_1 -----小链轮转数，64r/min

(2) 冲击疲劳辊套和定义的链工作能力

当链条铰链齿啮合时将发生的啮合冲击。多重效应将使滚子与套筒冲击疲劳失效。引发此种破坏的原因是与速度相关，还和链边的有效拉力载荷 F 和链轮的齿数 Z_1 有关。如果一个悬链围绕一个星期为一周期的链长的最后一个环节，则相当于标准条件寿命 T_0 为 15000 小时的冲击循环次数 N_0 便为：

$$N_0 = 60 * Z_1 * T_0 / L_p = 60 * 12 * 15000 / 92 = 117391 \quad \text{次} \quad (1.16)$$

(3) 销轴与套筒的胶合

当滚子链处于高速或胶合范围内运作时，应注意：润滑充分；安装时各链节要确保能有效运转。轴与轴套之间的销间隙不合适，太紧或内外部之间，易凝集；润滑油应充分冷却。

① 额定功率：

确定计算功率 P_c ：

$$P_c = K_w P / (K_Z K_M) \quad (1.17)$$

式中： P -----传递的功率，为 0.24kw；

K_w -----工作情况系数，为 1.0^[7]；

K_M -----排数系数，为 1^[7]；

K_Z -----链轮齿数系数，为 0.609^[7]

$$P_c = 1.0 * 0.24 / (0.609 * 1) = 0.39$$

② 滚子链的磨损

磨损寿命的计算，由公式：

$$T = 91500 (c_1 c_2 c_3 / p_r)^3 * (L_p' / v) * [(Z * i) / (i + 1)] * [\Delta p / p] \quad (\text{小时}) \quad (1.18)$$

式中的各项数据：

链长 $L_p' = 150$ 节；链轮轮齿数 $Z_1 = Z_2 = 12$ ；传动比： $i = Z_1 / Z_2 = 1$ ；

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

许用伸长率 $[\Delta p / p] = 200 / Z_2 = 200 / 12 = 16.67\%$;

链速 $v = z_1 n_1 p / (60 * 1000) = 12 * 60 * 9.525 / 60000 = 0.114$;

工作情况系数 $K_H = 1.3$

有效圆周力 $F = 1000 p / v = 1000 * 0.24 / 0.114 = 2105 \text{ N}$;

离心力引起的拉力 $F_c = q v^2 = 5.6 * 0.114^2 = 0.073 \text{ N}$;

悬垂拉力 $F_f = K_f q a * 10^{-2} = 6 * 5.6 * 0.18 * 10^{-2} = 0.06 \text{ N}$;

单排链铰链投影面积 $A = b_2 d_2 = 4.77 * 2.31 = 11.02 \text{ mm}^2$;

至此，可求得工作比压力：

$$P_r = (K_H F + F_c + F_f) / 4A = (1 * 2105 + 0.06 + 0.073) / (4 * 11.02) = 47.75 \text{ N/mm}^2 \quad (1.19)$$

磨损系数 $C_1 = 5$

节距系数 $C_2 = 1.48$

齿数速度系数 $C_3 = 1$

将上式数据代入公式可得磨损寿命为

$$T = 91500 (5 * 1.48 * 1 / 47.75)^3 * (92 / 0.114) * 12 / 2 * 0.1667 = 274987 \text{ 小时}$$

(4) 链条的静强度计算

链条的静强度是从链条的极限拉伸载荷 Q 出发，使用合适的安全系数来限定链条的工作能力。不同的规格许用安全系数 $[n]$ 是表示不同的意义：它可以是考虑静强度的，还可以是有效地考虑铰链磨损或链条元件。物质的静态安全系数的强度计算的链，是链拉力和极限拉伸载荷链，计算公式：

$$n = Q / (K_H F + F_c + F_f) \geq [n]$$

(1.20)

式中： n ——安全系数

Q ——链条极限拉伸载荷， $4510 \text{ N}^{[7]}$

K_H ——工作情况系数， $1.0^{[7]}$

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

F ---有效圆周力，2150N

F_c ---离心力引起的拉力，0.073N；

F_f ---悬垂拉力，0.06N

则： $n = 4510 / (1.0 * 2105 + 0.073 + 0.06) = 2.14$

$[n] = 1.5, n = 2.14 \geq [n] = 1.5^{[7]}$

可见足够的安全系数，磨损寿命是足够的，满足设计要求的设计。

2.2.6 链轮的设计^[7]

齿廓链轮，链轮的设计应保证链节能自由进入或退出的网格，网格中应保证良好的接触，和形状应尽可能简单，加工方便

一个完美的齿轮设计应满足三个要求，即啮合的要求，要求，工艺要求和精度要求。低速链轮链传动的设计，和小的影响。链传动比 $i = 1$ ，因此选择齿数为 12。

链轮的结构：因为链轮的直径较小，所以制成整体式链轮。

链轮材料：因需合格证轮齿有一定的耐磨性和强度，应采用经淬火 HRC45 处理的 45[#] ^[1]。

链轮节距：距的选择应考虑传输功率，高、低速传动链轮，空间大小的限制和经济的设计，集成各种数据，，选定节距 $P = 9.525$

链轮的齿形参数见表 2.1：

表 2.1 链轮的齿形参数

名称	符号	计算
分度圆直径	d	$d = p / (\sin 180^\circ / Z) = 36.8$
齿根圆直径	d_f	$d_f = d - d_1 = 36.8 - 6.35 = 30.45$
齿顶圆直径	d_a	$d_a = p(0.54 + \text{ctg} 180^\circ / Z) = 41.26$
齿沟半角	$a/2$	$a/2 = 55^\circ - 60^\circ / Z = 50^\circ$
齿沟圆心到工作段圆心距离	$a_1 o_2$	$a_1 o_2 = 0.8 d_1 = 5.08$
齿沟圆弧半径	r_1	$r_1 = 0.5025 d_1 + 0.05 = 3.24$
工作段圆弧中心坐标	M	$M = 0.8 d_1 \sin(a/2) = 0.34$
	T	$T = 0.8 d_1 \cos(a/2) = 0.73$

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

工作段圆弧半径	r_2	$r_2 = 1.3025d_1 + 0.05 = 8.32$
工作段圆弧中心角	β	$\beta = 18^\circ - 56^\circ / Z = 13.33^\circ$
工作段圆弧弦长	ab	$ab = (2.605d_1 + 0.10) \sin(\beta / 2) = 3.8$
齿沟圆心到齿顶圆弧中心距	$o_1 o_3$	$o_1 o_3 = 1.3d_1 = 8.26$
齿顶圆弧中心坐标	W	$W = 1.3d_1 \cos(180^\circ / Z) = 7.97$
	V	$V = 1.3d_1 \sin(180^\circ / Z) = 2.14$
齿形半角	$\gamma / 2$	$\gamma / 2 = 17^\circ - 64^\circ / Z = 11.67$
工作段直线部分长度	bc	$bc = d_1(1.3 \sin \gamma / 2 + 0.8 \sin \beta) = 2.84$
滚切节圆上的节距	P_0	$P_0 = P(1 + 2(r_1 - d_1) / d) = 7.92$

链轮结构如图 2.1:

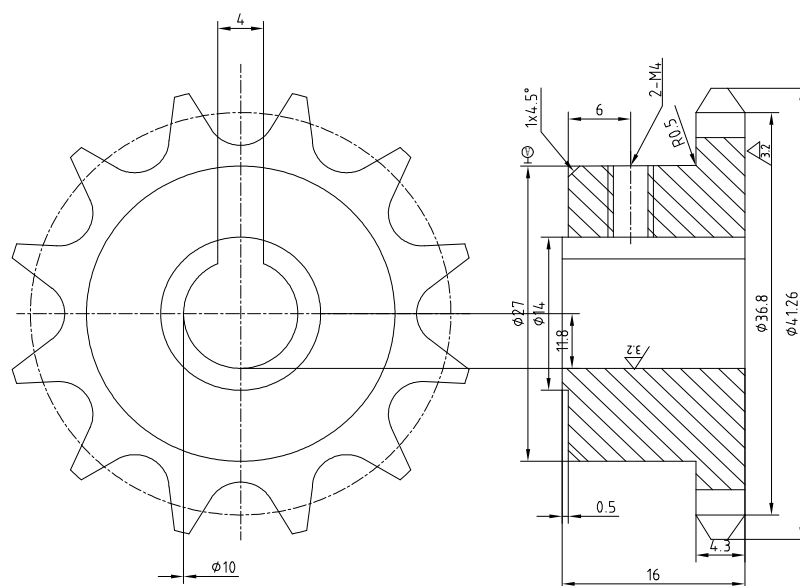


图 2.1 链 轮

3 输送机各机构的设计

3.1 传动滚筒及其零部件的设计

已知：轴上输入的功率为 $P_2 = 0.28K_w, n_2 = 64r/min$ ，皮带作用在轴上的牵引力为 $F_{牵} = 1692.9776N$

3.1.1 选择轴的材料，确定用应力

选用 45 钢（热轧圆钢）^[3] 毛坯直径为 $D_2 = 32mm$ ，横截面面积为 $8.042cm^2$ ，理论重量为 6.31 kg/m。经加工成直径 $D = 30mm$ 。

$$\sigma_b = 600MPa^{[3]}$$

$$[\sigma_b] = 55MPa^{[1]}$$

3.1.2 按扭转强度，初估传动滚筒的最小直径

$$A = 110^{[1]} \quad d \geq A(P/n)^{1.3} = 110 * (0.28/64)^{1.3} = 8mm \quad (3.1)$$

链轮节距：距的选择应考虑传输功率，高、低速传动链轮，空间大小的限制和经济的设计成各种数据，选定沥青 $T_c = KT = 1.5 * 9.549 * 10^6 * 0.24/64 = 184646N.mm$ ，初选 $d = 10mm$ 。

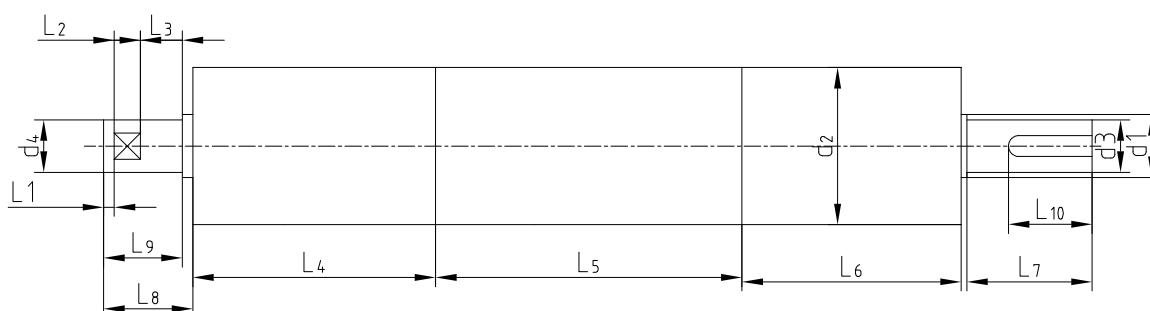
3.1.3 确定轴承的润滑

因为滚筒线速度 $v = 6$ 毫米/分钟（已经计算）

所以轴承采用脂润滑^[4]。

3.1.4 轴的结构设计

轴向定位和周向定位的要求确保轴的各段直径及长度，画出其结构草图 3.1 如下：



景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

图 3.1 传动滚筒轴

为了满足传动滚筒的轴向定值，左端用定位视套来定位，故取 L_9 段的直径为 $d_{L9} = 10mm$ ， L_7 轴段右端为一台阶来自定位。定位套筒的防松螺母为 M4*25。链轮与轴配合的毂孔长度为 16mm。

① 径向尺寸确定

从轴段 $d_1 = 10mm$ 开始，选择轴径相邻节段：图（3.1）表明：当辊子直径，链轮轴的安装。：

$d_2 = 30mm$ 为滚筒直径，安装链轮的轴段 $d_4 = 10mm$ 。轴肩 $d_3 = 12mm$ [1]。

② 轴向尺寸确定

$L_9 = L_1 + L_2 + L_3$ 它们是由定位套筒和轴承尺寸组成： $L_1 = 2, L_2 = 17, L_3 = 5$ 。 L_4 和 L_6 为没有橡胶包覆的一部分滚筒， $L_4 = L_6 = 60mm$ ； L_5 为有橡胶包覆的一部分滚筒， $L_5 = 180mm$ ； L_{10} 为轴与轴承相配合， $L_{10} = 16mm$ ； L_8 为滚筒的左端长度=25mm； L_7 为轴承轴肩长度。

3.1.5 选择滚动轴承

承只受径向力，选择圆柱滚子轴承。参照工作要求并据 $L_3 = 60mm$ ，由轴承产品目录中选取 10000900 圆柱滚子轴承，极限转速： $r_1 = 25000$ (脂润滑)， $r_2 = 32000$ (油润滑)，其尺寸为 $d * D * B = 9 * 20 * 6$ 。

3.1.6 轴上零件的定位

(1) 轴上零件的周向定位

链轮的周向定位采用平键联结。 L_{10} 用平键为 $b * h = 4 * 4$ (GB1096-79) [4]，键槽用键槽铣刀加工，长为 16mm [4]。其与轴的配合为 H7/r6。滚动轴承与轴的周向定位是过盈配合来保证，此处选轴的尺寸公差为 m6。

(2) 轴上零件的轴向定位

链轮轴向定位：轴套的右端，与套筒轴承之间的左轴上左边轴承的轴向定位：右端与链轮之间采用套筒，左端用轴肩定位；轴上右边轴承的轴向定位：右端采用轴肩定位，右端采用定位套筒。（定位套的右端可以保证完美）

3.1.7 确定轴上圆角和倒角尺寸

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

取轴上所有倒角（轴端）为 $1.5 \times 45^\circ$ [5]；各轴肩处圆角半径为 R1.5。

3.1.8 计算轴上的扭矩 T

$$T = 9.549 \times 10^6 \times P_2 / n_2 = 9.549 \times 10^6 \times 0.24 / 64 = 35808.75 N.m$$

(3.2)

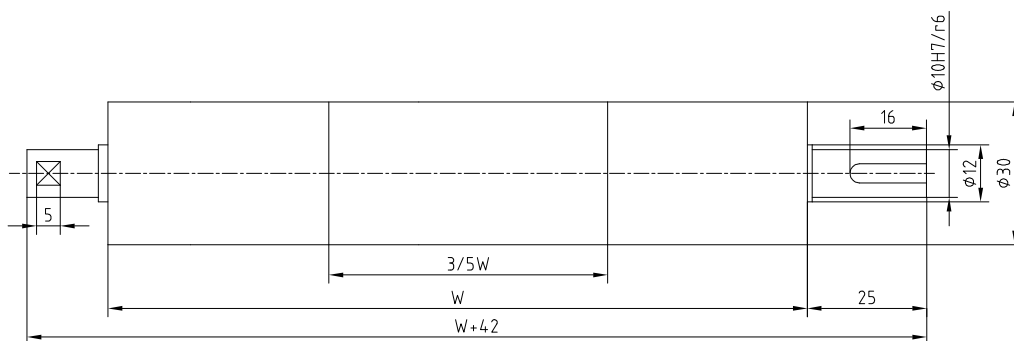


图 3.2 传动滚筒轴

3.1.9 求作用在链轮轴上的力

$$\text{皮带牵引力} \quad P = F_{\lambda} - F_{\text{出}} = 3383.595 - 2031.5726 = 1692.978 N \quad (3.3)$$

$$\text{齿沟半角 } a/2 = 55^\circ - 60^\circ / Z = 50^\circ$$

$$\text{分度圆直径} \quad d = p / (\sin 180^\circ / Z) = 36.8 mm \quad (3.4)$$

$$\text{有效圆周力} \quad F = 1000 p / v = 1000 * 0.24 / 0.114 = 2105 N \quad (3.5)$$

$$\text{离心力引起的拉力} \quad F_c = qv^2 = 5.6 * 0.114^2 = 0.073 N \quad (3.6)$$

$$\text{悬垂拉力} \quad F_f = K_f q a * 10^{-2} = 6 * 5.6 * 0.18 * 10^{-2} = 0.06 N \quad (3.7)$$

$$\text{链轮轴向力} \quad F_x = F_f \sin(a/2) + F_c (\tan a/2) = 0.132 N \quad (3.8)$$

3.1.10 按弯扭合成应力校核轴的强度

① 求轴上载荷

首先根据轴的结构简图（图 3.2），做出轴的计算简图（图 3.3）

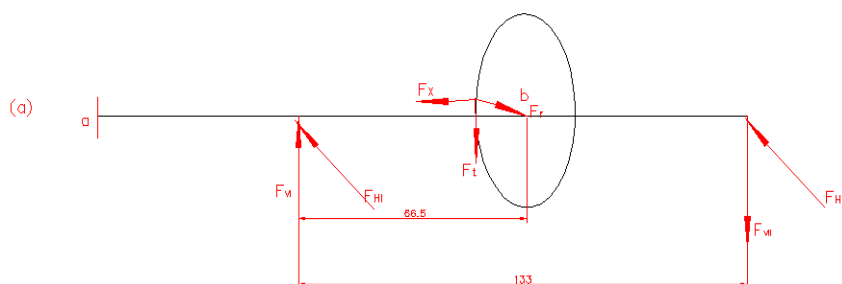


图 3.3 轴的计算简图

在确定轴承的支点位置后，此轴即可作为简支梁，其支承跨距为 319mm。链轮重心点到支承点距离 $L_8 = 26mm$ 。根据轴的计算简图 3.3，从轴的结构上看，截面 b 处的计算转矩大，是轴的危险截面。现计算出的截面 b 处的 M_h, M_v, M 及 M_{ca} 的值于下表 3.1

表 3.1 轴所受力各项数据

载荷	水平面	垂直面
支承反力 R	$F_{h1} = 1.204N$ $F_{h2} = 0.093N$	$F_{v1} = F_{v2} = 846.526N$
弯矩 M	$M_{H1} = 31.304N.mm$ $M_{H2} = 31.297N.mm$	$M_{V1} = M_{V2} = 129518.474N.mm$
总弯矩	$M_1 = (31.304^2 + 129518.474^2)^{1.2} = 134634.392N.mm$ $M_2 = (31.297^2 + 129518.474^2)^{1.2} = 130126.641N.mm$	
扭矩 T	$T = 35808.75$	
计算弯矩 Mca	$M_{cb1} = M_1 = 134634.392N.mm$ $M_{cb2} = 130126.641N.mm$	

② 按弯矩合成应力校核轴上承受最大计算弯矩的截面（即危险截面 b）的强度，得：

$$\delta_{cb} = M_{cb2} / W = 134634.392 / (0.1 \times 55 \times 55 \times 55) = 8.093 M_{pa}^{[2]}$$

前面已选定轴的材料为 45 钢（热轧圆钢）， $[\delta - 1] = 60 mpa^{[5]}$ 。因此， $\delta_{cb} < [\delta - 1]$ ，故安全。

3.1.11 画出轴的结构图 3.3：

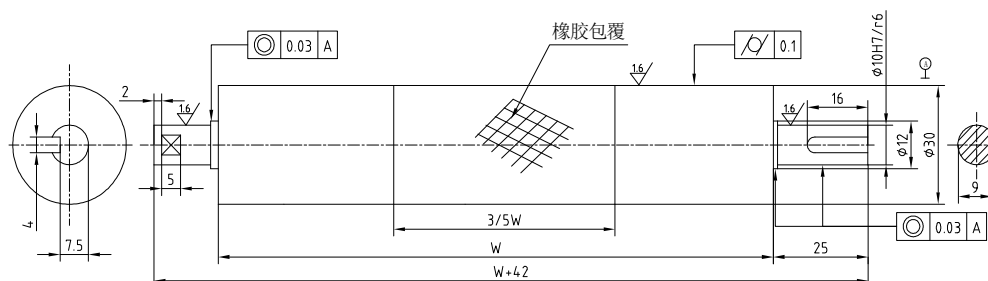


图 3.3 轴的结构图

滚筒，滚筒轴和配件的设计

3.2.1 滚筒的设计

从选定数据前有：滚筒直径 $D=30mm$ ；滚筒的长度 $L=300mm$

(1) 选择滚筒的材料^[4]

热轧无缝钢管筒材料的选用。。其外径 $D'=32mm$ ，厚度为 $5.5mm$ ，理论重量为 $3.59kg/m$ 。

滚筒轴的材料先用碳素结构钢 Q235 棒材。其外径 $D_1=16mm$ 。经加工成外径 $D=12mm$ 链接滚筒材料使用热轧钢板^[6]。其长度为 $L=2mm$ ，宽度为 $D_2=0.6mm$ ，厚度为 $11mm$ 。

(2) 滚筒结构设计

【10】结构的表面是平坦的，按装配要求画辊工作图

3.2.2 滚筒轴的设计

(1) 计算轴的最小直径^[2]

根据公式和最小直径的轴的计算方法，为 $12mm$ ，考虑到组件，在一个 M6 螺钉孔，其两端各处理，这显然是用来安装张紧装置。

(2) 轴的装配方案部分的测定

① 选用轴承

因为能够承受径向力。选择单列向心球轴承。由于 $\phi 12mm$ ，型号为 1000901，极限转速： $n_1=22000$ 转/分（脂润滑）、 $n_2=28000$ 转/分（油润滑），尺寸为 $d \times D \times B=9 \times 20 \times 6$ ^[3]，用内外圈定位^[4]，校核同前，此略。

② 滚筒轴配合处孔长为 $22mm$ ，长为 $300mm$ 。

③ 滚筒轴与滚筒轴承之间用轴用弹性挡圈定位。挡圈的基本尺寸 $d=11$ ，基本尺寸极限偏差为 $+0.01 \sim 0.36$ ，厚度 $S=1$ ，厚度极限偏差为 $+0.05 \sim -0.13$ ^[4]。

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

轴用弹性挡圈为标准件可以购买。

3.2 托辊装置的设计

3.3.1 托辊装置的设计

从选定数据前有：滚筒直径 $D=30mm$ ；滚筒的长度 $L=262mm$

(1) 选择滚筒的材料^[4]。

热轧无缝钢管筒材料的选用。其外径 $D'=32mm$ ，厚度为 $5.5mm$ ，理论重量为 $3.59kg/m$ 。（滚筒结构见零件图 3.4）

滚筒轴的材料先用碳素结构钢 Q235 棒材。其外径 $D_1=16mm$ 。经加工成外径 $D=12mm$ 。

热轧钢板[6]耦合辊材料。其长度为 $L=2mm$ ，宽度为 $D_2=0.6mm$ ，厚度为 $11mm$ 。（经加工后见图 3.4）

(2) 滚筒结构设计^[10]

轧辊表面光滑的结构。（根据要求画辊装配工作图，见图 3.4。）

3.3.2 滚筒轴的设计

(1) 计算轴的最小直径^[2]

根据公式计算和计算方法，算得轴的最小直径为 $12mm$ ，考虑到装配原因，在其两端各加工一个 M6 的螺孔，显然这是用来装配张紧装置。

(2) 确定轴上零件的装配方案

① 选用轴承

因为只受径向力。选用单列向心球轴承。根据，型号为 1000901，极限转速： $n_1=22000$ 转/分（脂润滑）、 $n_2=28000$ 转/分（油润滑），尺寸为 $d \times D \times B=12 \times 24 \times 6$ ^[3]，采用内外圈定位^[4]，校核同前，此略。

② 滚筒轴配合处孔长为 $22mm$ ，总长为 $262mm$ 。

③ 滚筒轴与滚筒轴承之间用轴用弹性挡圈定位。挡圈的基本尺寸 $d=11$ ，基本尺寸极限偏差为 $+0.01 \sim -0.36$ ，厚度 $S=1$ ，厚度极限偏差为 $+0.05 \sim -0.13$ ^[4]。

轴用弹性挡圈为标准件可以购买。

3.3.3 托辊的设计

(1) 选择滚筒的材料^[5]。

采用钢板焊接。

(2) 托辊结构设计（见图 3.5）

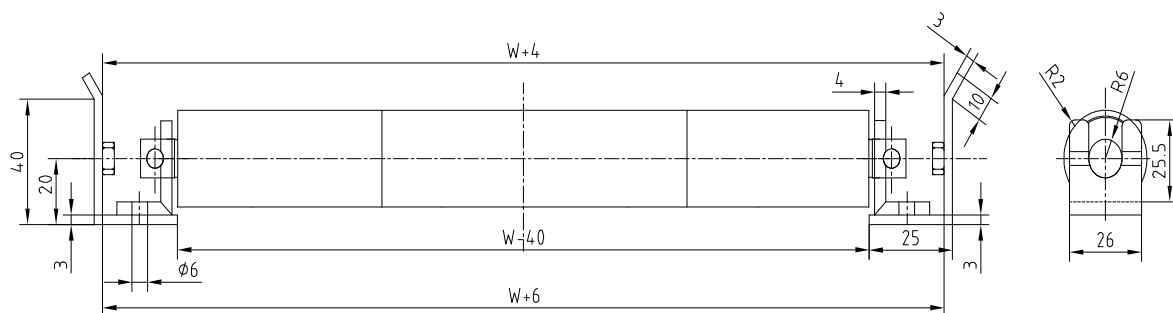


图 3.5 托辊结构

3.4 滚筒和托辊滚动轴承的选择与校核

3.4.1 常用滚动轴承

轴承是支承轴颈的部件。根据设计所需，选用滚动轴承。常用滚动轴承有深沟球轴承、圆柱滚子轴承、调心球轴承、调心滚子轴承、滚针轴承、角接触球轴承、圆锥滚子轴承、推力球轴承。选定滚动轴承时要根据承载状况和工况条件，正确选择轴承的类型和尺寸，还要进行必要的工作能力计算，合理进行轴承的组合设计。

3.4.2 滚动轴承的选择

已知：滚筒和托辊所受的圆周力 $F_t = 1880N$ ，径向力 $F_r = 1880N$ ，滚筒和托辊转速 $n_2 = 64r/min$ ，轴承预期计算寿命 $L_h' = 1500h$ （约 3.5 年，每年工作 300 天，每天工作 15 小时），作用在带轮上的作用力 $F = 1880N$ 。

(1) 由表 3.1 计算可得： $R_{r1} = R_{r2} = 595.65N$ ； $R_{H1} = 811.35N$ ； $R_{H2} = 4235.45N$ ，

$\therefore R_1 = 1006.5N, R_2 = 4277N$ ，因轴向力为 0，考虑到 R_2 较大，故初选用圆柱滚子轴承。

(2) 初步计算当量动载荷^[2] $P = R = R_2 = 4227N$

(3) 轴承应有的基本额定动载荷值^[2]

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

$$C = P^3 \sqrt{60 n l' h / 10^6} = 4277^3 \sqrt{60 \times 64 \times 1500 / 10^6} = 23843 N \approx 23.8 KN \quad (3.9)$$

(4) 初步选择 $C = 26.5 KN$ 的 100091 轴承^[5]

(5) 验算 100091 轴承的寿命^[2]

$$L_h = 10^6 / 60 n (C / P)^3 = 10^6 / (60 \times 64) (26500 / 4277)^3 = 11678 h > 15000 h \quad (3.10)$$

即不高于预期计算寿命, 故选用 100091 圆柱滚子轴承合适 (GB276-64), 极限转速:

$n_1 = 22000$ 转/分 (脂润滑)、 $n_2 = 28000$ 转/分 (油润滑), 尺寸为 $d \times D \times B = 12 \times 24 \times 6$ 。

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

总 结

完成毕业设计对我来说，过程是一种折磨，结果是令人满意的。这也是我第一次真正意义上参与一项产品的机械结构设计。尽管可能有些不足，但受益非浅。

是空间和模具的位置这一话题，不是一个步进高度，模干扰，如何自动地从模具中除去废水中，设计了一种适应性强，效率高，为废物安全和自动输送装置的可靠性。应用相当的广泛。

输送带横向位置可调，适应不同的焊脚的位置；一种输送带宽度可适应范围的垫脚间距，输送带可任意组合，已适合不同宽度；换模容易移动的传送带，在深度和一个带进模具带可调整，适应不同尺寸的模具；适应不同的模具尺寸；对线，可以很容易地更换输送带；薄带可能跨越式夹模器或阻止，更好地利用空间。

冲压废料自动输送装置，可以改变传统的经营方式，提高生产力，创造经济效益高，设备投资回收期短，是一种低投入，高技术，值得推广应用。

由于我学的知识、设计能力、所查找的资料不和经验不足等，设计中肯定会多少缺点和错误。恳切希望读者为我的设计提出宝贵意见，待我在以后的工作中吸取经验，不断改进。

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

致 谢

在这漫长的两个多月里，我终于完成了大学四年的最后一个环节-----毕业设计。四年来，我们的课程设计和生产实践的许多倍，感谢学校为我们安排这些和培训机会的地方，也感谢这些来引导我们的学习，设计，专业教师的实践，在专业术语，是各位老师引导我走出了第一步，让我们对机械设计这一行业有了最初的认识及进一步的了解。

我认为，本次毕业设计的工作量，个人能力和学习更有意义，这样的设计让我受益不浅，一点对我的感觉是最实用的机械设计。此次设计下来，我感觉自己所学知识远远不够，有待自己在今后的工作过程中去升华自己。通过对整个毕业设计，我知道做设计不是简单的，就更不容易了，从中我也觉得他们应该在未来的工作中，学到更多的实用知识，增强解决实际问题的能力。由于笔者水平有限，实践经验不足，此次设计存在的一些错误和缺陷，敬请各为老师、专家予以批评、指正。

在完成此次毕设之际，我要特别感谢给我提供帮助的各位同学及老师，特别是刘建成老师，作为我的毕设指导老师在设计之初给予了我许多建议，包括提供初始设计方案，指导查阅相关资料，讨论修改具体零件设计等许多方面的无私帮助。

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

参考文献

- [1] 张建中.《机械设计基础》.中国矿业大学出版社.2001.
- [2] 张建中.《机械设计课程设计》.中国矿业大学出版社.2001.
- [3] 《机械设计手册》联合编写组编.《机械设计手册》.第二版（上册）.化学工业出版社.1989.
- [4] 屈少敏.普通V带传动优化设计.焦作工学院学报.2000,4:287~290
- [5] 徐萃萍,栾丽君.串联盘输送机驱动方式的确定及运动分析.煤矿机械.2004(7)
- [6] 《机械设计手册》联合编写组编.《机械设计手册》.第三版（第一卷）化学工业出版社.1993.
- [7] 郑志峰.王义行.柴邦衡编写.《链传动》.机械工业出版社.1984.
- [8] 王晓懂.周鹏翔编写.《轴系部件设计》.机械工业出版社.1989
- [9] 输送设备制造协会联合会编.《散状物料带式输送机》机械工业出版社.1983.
- [10] 上海交通大学洪致育.林良明编写.《连续输送机》.机械工业出版社.1982.
- [11] 王炳实编写.《机床电气控制》机械工业出版社.2003
- [12] 毕谦.程培基编写.《材料力学》.重庆大学出版社1999.
- [13] 邓危梧.林莱君编写.《理论力学》.重庆大学出版社》.1999.
- [14] 吴宗泽主编.《机械设计》.高等教育出版社
- [15] 清化大学吴宗泽和北京科技大学罗圣国主编.《机械设计课程设计手册》.高等教育出版社
- [16] 王三民.诸文俊主编.《机械原理与设计》.机械工业出版社出版.2001.3
- [17] 东北工学院《机械零件设计手册》编写组编.《机械零件设计手册》冶金工业出版社出版
- [18] 陈建萱.带式给料机设计与计算.起重运输机械,1991年第11期
- [19] 闻邦椿.现代机械产品设计在新产品开发中的重要作用.机械工程学报,2003(10):43~51