

---

# 2t 叉车传动系统设计

## 摘要

叉车是一种特定的车辆，叉车叉捕捉和运送货物可以提升高度达到 2 米。叉车的组成部分包括引擎、轮式底盘、提升货物机构等系统。为了生产出具备被人们广泛使用、生产效率高、安全性能高等等优点的新型叉车，在原来就有的结构上，如果我们致力于改善传动系统中的传动轴，根据设计要求确定 2 吨叉车传动系统的结构方案，对其中的变速器进行结构设计，并按照参考数据进行核算。绘制完整的变速器的图纸，包括装配图、零件和部件图。并对 2 吨叉车的各个数据进行核算，直到得到符合要求的方案。通过设计变速器，校核传动轴寿命，使其不论在设计上还是制造工艺上都得到很大提高，极大地推动了未来的运输产业的发展。

**关键词：**叉车、传输系统、传动主轴结构的设计

---

## 目 录

前 言 .....	1
第 1 章 叉车的作用与种类 .....	2
1.1 叉车简介 .....	2
1.2 叉车的用途及作用 .....	2
1.3 叉车分类与结构 .....	3
第 2 章 叉车传动系统方案拟定 .....	4
2.1 叉车的基本参数拟定 .....	4
2.2 叉车的传动系统方案拟订 .....	5
2.2.1 传动系统的要求 .....	5
2.2.2 传动系统的方案拟订 .....	5
2.3 传动系统部件的选择 .....	6
2.3.1 发动机的选择 .....	6
2.3.2 主离合器的要求 .....	6
2.3.3 离合器的选择 .....	7
2.3.4 万向传动的选择 .....	10
2.3.5 叉车驱动桥的功能 .....	10
2.3.6 叉车驱动桥的构造 .....	10
第 3 章 变速器主要参数的选择 .....	11
3.1 档位参数的确定 .....	11

---

3.1.1 档数 .....	11
3.1.2 一档传动比 $i_1$ 的数值.....	11
3.1.3 计算确定变速器其他档位的传动比 .....	13
3.1.4 中心距 .....	13
3.1.5 轴向尺寸 .....	14
3.1.6 齿轮参数 .....	14
3.2 各挡传动比及其齿轮齿数的确定 .....	16
3.2.1 配齿时应考虑的要求 .....	16
3.2.2 确定 I 挡齿轮的齿数 .....	16

---

3.2.3 常啮合齿轮副的齿数的确定 .....	17
3.2.4 确定其他各档齿轮的齿数 .....	18
3.2.5 倒挡齿轮齿数的计算 .....	19
3.3 齿轮变位系数的选择 .....	19
3.4 计算各齿轮的几何尺寸 .....	20
3.4.1 齿轮的各主要尺寸 .....	20
3.5 齿轮的强度计算与校核 .....	21
3.5.1 齿轮弯曲强度计算 .....	21
3.5.2 齿轮接触应力 .....	24
<b>第 4 章 变速器轴的强度计算与校核 .....</b>	<b>26</b>
4.1 轴的计算 .....	26
4.1.1 轴的结构 .....	26
4.1.2 确定轴的尺寸 .....	27
4.2 轴的校核 .....	27
4.2.1 第一轴的强度校核 .....	27
4.2.2 轴的强度校核计算 .....	28
4.2.3 轴的刚度校核 .....	34
<b>第 5 章 同步环主要参数的确定 .....</b>	<b>35</b>
5.1 同步环锥面上的螺纹槽 .....	35
5.2 锥面半锥角 .....	35
5.3 同步环径向厚度 .....	35

---

5.4 锁止角 .....	36
5.5 同步时间 $t$ .....	36
5.6 同步器上的花键校核 .....	36
<b>第 6 章 变速器操纵机构 .....</b>	<b>37</b>
6.1 直接操纵手动换挡变速器 .....	37
6.2 远距离操纵手动换挡变速器 .....	37
6.3 自锁与互锁装置 .....	38
<b>第 7 章 变速器结构元件 .....</b>	<b>39</b>
7.1 变速器齿轮 .....	39

---

7.2 变速器轴和键 .....	39
7.3 变速器壳体 .....	40
结 论 .....	41

---

## 前 言

近年来,叉车迅速的发展抢占了更多的市场,不论对国内还是国外来说,这都是一个好消息。不同类型的叉车在销售清单中显示出的销量明显不同,其中 2.0~4.999t 级的叉车类型,销售额远远高于其他小型叉车。在不同的产业中,普遍使用 2t 的叉车,尤其是在运输机器方面,2t 叉车具有举足轻重的地位。所以我们决定研究并改善它的传动系统,希望通过我们的研究提高内燃叉车的生产效率和传动效率,从而使机器搬运的行业受益。

我国大概成立了 50 多家创造叉车的机制,但大部分创造叉车的产业机制不大,使用普遍的的大型叉车基本由主流的几个制造商制作,这几个主流制造商市场份额占据国内 90% 以上。如今,我国叉车抢占了给更多市场,开展了更多的项目。国内厂家为迎合迅速增长的市场需求,努力的提高生产效率,国际上也更加重视这方面的投资,提供了更多的产品类型供消费人员选择。但龙头企业展开的竞争姿态使行业全方位的感受到压力,这使得叉车技术不断的更新。因为这个原因,工业搬运行业才在我国蓬勃发展,稳居高位。

叉车技术发展到目前为止,组件的买卖全球化,中、小吨位叉车的传动组件逐步向专业化靠近。企业与企业间根据契约关系进行权合并,以实现生产要素的优化组合的手段让制造商的规模变的更大,使经济增长。甚至创造出大于 5t 级别的叉车种类,面向更大的消费群众,制造具有特殊用途的叉车。叉车不仅在外观上得到了改善,在设计上还更加安全,更加实用,生产效率更高,操纵机构手感更明显种种优势,利用信息全球化,使特性叉车的设计速度与水平得到提高,用户甚至可以专门定制。

言而总之,叉车发展的迅猛程度使我们对提高叉车各方面的性能有着更大的期望,钻研适合用户使用的叉车是刻不容缓的。

---

# 第 1 章 叉车的作用与种类

## 1.1 叉车简介

叉车把包装好的物料和货物放置在货叉上，因其具有四个车轮，以此来进行位置的移动，完成作业。在人口密集的地方，例如在车站、工厂、仓库等地方大范围使用，用机械代替人工劳动来完成货物装卸、物料搬运的作业，大大节省了人力物力及财力。叉车具有较强的适应性、灵活性、活动区域广等特点，各色各样的行业对叉车的需索逐渐增加，叉车随行就市，未来的规模会越来越大。

## 1.2 叉车的用途及作用

叉车的外观相对于其他车辆来说比较小巧，灵活，所以在各种不规则的、大型车辆受到限制不允许进入的地点都可以投放使用，甚至能够进入面积较小的、活动范围不大的地方，对各种货物可有计划地分拨与配送，在运输机器方面，非它不可。

叉车具备一双机械手，我们称之为货叉。用于工程上完成作业。完成作业后可以换下货叉，换成其他设备，用于叉的服装是主要的工作，工作之后在改变其他配件，用来完成其他任务。叉车的用途不止面向一种类型，所以适用范围宽泛。例如在公众道路面的运输、专用火车行驶的运输、轮船方面的运输。

叉车进行工程上的应用时，不需要有人在旁辅助，

---

只靠操纵员就能够成功完成任务，使生产方面没有了危险，消除了安全隐患，财力物力人力的输出减少，完成作业的效率显著提高，加大经济效益。

## 1.3 叉车分类与结构

### 1.3.1 叉车的分类

叉车一般分三种：使用燃油作为燃料提供动力的叉车、使用蓄电池提供动力的叉车和在特定的场所进行物品的储存的叉车。

#### a、内燃叉车

内燃叉车一般分四种：一般以燃油作为动力源的叉车、吨位较大的叉车、可运输集装箱的叉车和货叉可以沿着横向导轨移动的叉车。

#### b、电动叉车

可以承受载荷的范围为 1.1~4.7 吨，供叉车行驶的道路的宽为 3.6~5.1 米。

#### c、仓储叉车

小部分仓储叉车的行驶依靠手工完成，绝大部分由自动化的装置提供动力。

### 1.3.2 叉车的结构

---

叉车的构造简洁,短轮距,能随时改变方向,可以在面积较小、活动范围不大的地方完成作业,对各种货物可有计划地分拨与配送。现如今叉车更趋向于用机械代替人工劳动来成功完成作业,这不仅提高了生产效率,同时还减少了人力资源上的浪费。运输机器叉车不可或缺。叉车的组成包含提供动力的装置、提升货物的机构、轮式底盘。叉车选用刚性悬架,由动力传递的组件、产生动力的组件等构造。

---

## 第 2 章 叉车传动系统方案拟定

### 2.1 叉车的基本参数拟定

#### (1) 载荷中心距 C

叉车的机械手上所负荷货物的重心至机械手表面的间距 (mm) 见表 2-1

表 2-1

额定起重量 Q/t	载荷中心距 C/mm
$Q < 1$	400
$1 \leq Q < 5$	500
$5 \leq Q \leq 10$	600

可以选择  $C=500\text{mm}$ 。

#### (2) 最大起升高度

最大起升高度是指叉车位于地面上, 承受装载额定起重重量, 门架与地面呈 90 度, 当货叉起升到极限时, 它的上表面离地的距离 (mm)。

本次设计选择 3000mm。

#### (3) 自由提升高度

自由提升高度指的是货叉在不超叉车高度的情况下, 可以上下移动的最大距离 (mm)。使其可以自由出入面积较小, 活动范围不大, 较矮小的地点。典型值为 110—300mm。

我们在此选用了数值为 140mm 的自由提升高度。

---

#### (4) 空载最大起升速度

当叉车开始作业，油门开到极限，不负荷任何物料速度所能达到的极限。  
典型值：300-500mm/s。

在此我选择的空载起升速度 470mm/s。

(5) 在此选取的门架向前倾斜的角度为  $6^\circ$ ，向后倾斜的角度为  $11^\circ$ 。

(6) 满载运行时的快慢 本次设计选取 18km/h。

最大爬坡度 没有任何负荷的情形，最小的油门所能到达的最大的倾斜程度。在此我们选择的最大爬坡度为 20%。

## 2.2 叉车的传动系统方案拟订

### 2.2.1 传动系统的要求

- (1)减小动力装置的旋转速度提高扭距
- (2)有不同的传动比
- (3)利用传递动力的装置实现倒档
- (4)有空挡装置
- (5)汽车开始行驶时不会发生频繁的振动
- (6)当驱动车轮的运行半径不等时，差速器能提供差速，使汽车正常行驶。

而叉车对于传动系统还有一些特殊的

- (1)需要较大的速比。
- (2)有较多的倒档。
- (3)反复操作。

### 2.2.2 传动系统的方案拟订

叉车的传动系统大概有四种方案。

---

### (1) 机械传动

机械传动在挑选有差别的档位的变速器时,牵引力曲线差异较大,在档位一定的情况下,发动机的特性不发生变化。当档位有多种选择的情况下,分配比符合实际情况,手动调整档位,传动特性曲线趋于完美。当驾驶员熟练地操作时,传动效率显著提高。

当然这也要求操作员的技术很高。

### (2) 液力机械传动

(3) 利用液压油来传递转矩的装置和全自动变档的装置以串联或者并联的方式连接,称作液力传动。速度过低时,会造成加速过快的后果,不适合手动调档,安全性能不高,同时传动效率也不高。

### (4) 静压传动与内燃传动

静压传动和内燃传动虽然能完全符合特性曲线,但本钱过高。

结合上面所讲,液力传动和机械传动的优势更大。

在叉车中普遍使用机械传动,有比较完善的设计方案,较好的制造工艺。液力机械传动相较于机械传动,传动效率不够高,不方便操纵,制作本钱较高。

结合上面所讲的内容,我把传动方案定为了机械传动。

## 2.3 传动系统部件的选择

### 2.3.1 发动机的选择

查阅相关资料,初步确定汽车各性能参数,选择叉车合适的发动机型号。

见表 2-2

表 2-2

型号	新昌 XINCHANG BPG490
额定功率(kw)/(r/min)	37/2650

额定扭矩 (N/m) / (r/min)	170/1900
缸数	4
缸径×行程	90×100
排量	2.54

### 2.3.2 主离合器的要求

- (1) 为了防止发生意外事故，离合器必须保证分离完全。
- (2) 传力必须保证可靠。
- (3) 为避免各零部件的失效，不建议让其负荷过大。
- (4) 因为离合器易损坏，所以更换必须方便。
- (5) 为了保证有足够的转矩，防止传动系统负荷过大，需接合可靠。一般  $\beta$  取 1.6-2.5。

### 2.3.3 离合器的选择

#### (1) 摩擦片参数的选择

根据经验公式来选定 D:

$$D = K_D \sqrt{T_{e\max}} \quad (2.7)$$

式中， $K_D$  为直径系数，取  $K_D=15$ ，

求得  $D=195\text{mm}$

表 2-3 离合器摩擦片尺寸系列和参数

外径 D/mm	250	280	300	325	350	380	405	430
内径 d/mm	155	165	175	190	195	205	220	230
厚度 b/mm	3.5	3.5	3.5	3.5	4	4	4	4
$c=d/D$	0.620	$\frac{0.58}{9}$	0.583	0.585	0.557	0.540	0.543	0.535
$1-c^3$	0.762	$\frac{0.79}{6}$	0.802	0.800	0.827	0.843	0.840	0.847

单位面积	302	402	466	546	678	729	908	1037
------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	------

根据表 2-3 取得：

$$D=250\text{mm}; d=155\text{mm}; b=3.5\text{mm}; C=0.620; 1-C^3=0.7$$

表 2-4 摩擦材料的摩擦因数 f 的取值范围

摩擦片材料		摩擦因数 f
石棉基材料	模压	0.20-0.25
	编织	0.25-0.35
粉末冶金材料	铜基	0.25-0.35
	铁基	0.35-0.50
金属陶瓷材料		0.70-1.50

本离合器根据表 2-4 选取摩擦因数 f 为 0.3

因为设计的是双片摩擦片离合器，取 Z=4

典型的间隙  $\Delta t$  的数值为 3-4mm。

## (2) 膜片弹簧参数的选择

普通汽车离合器膜片弹簧的 H/h 值在 1.5~2 范围内拔取。膜片弹簧板厚的数值典型值为 2~4mm，取  $H/h=1.56$ 。

根据实验表明，R/r 的取值范围为 1.20~1.35。选取  $R/r=1.26$ ，摩擦片的平均半径，

$$R_c = \frac{2}{3} \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} = \frac{2}{3} \frac{250^3 - 155^3}{250^2 - 155^2} = 206$$

$$R \geq R_c, \text{ 故取 } R=207, \text{ 则 } r = \frac{R}{1.26} = \frac{207}{1.26} = 164。$$

一般起始底角  $\alpha$  的取值范围为在  $9^\circ \sim 15^\circ$ ，选择  $12^\circ$ 。

$$\alpha = \arctan tH / (R - r) \approx H / (R - r), \text{ 所以 } H=9.0\text{mm}, h=9.0/1.56=5.76\text{mm}。$$

分离指的数目  $n=18$ ，切槽的宽度分别为  $\delta_1=3.2\text{mm}$ ； $\delta_2=10\text{mm}$ 。

本设计膜片弹簧与压盘的接触半径  $R_1=112\text{mm}$ ，支撑圈平均半径  $r_1=94\text{mm}$ 。

(3) 挑选扭转减振器的主要参数

$$\text{极限转矩 } T_j = (1.5 \sim 2)T_{e\max} = 296\text{N}\cdot\text{m} ;$$

$$\text{扭转刚度按经验公式 } K_\rho \leq 13T_j, \quad K_\rho = 3500\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad} ;$$

$$\text{阻尼摩擦转矩 } T_\mu = (0.06 \sim 0.17)T_{e\max} = 25.16\text{N}\cdot\text{m} ;$$

$$\text{预紧转矩 } T_n = (0.05 \sim 0.15)T_{e\max} = 22\text{N}\cdot\text{m} ;$$

$$\text{减震弹簧的位置半径 } R_o = (0.60 \sim 0.75)d/2 = 55\text{mm} ;$$

$$\text{减震弹簧的个数 } Z_j = 4 ;$$

$$\text{减震弹簧总压力 } F_\Sigma = T_j/R_o = 296/55 = 5382\text{N} .$$

(4) 从动盘尺寸的选择

计花键的结构尺寸参照国际标准 GB1144-1974 的花键标准

表 2-5 从动盘毂花键的尺寸

摩擦片 外径 mm	发动机 最大转 矩 N·m	齿数 n	外径 mm	内径 mm	齿厚 mm	有效齿 长 mm	挤压应 力 MPa
160	49	10	23	18	3	20	9.8
180	69	10	26	21	3	20	11.6
200	108	10	29	23	4	25	11.1
225	147	10	32	26	4	30	11.3
250	196	10	35	28	4	35	10.2
280	275	10	35	32	4	40	12.5
300	304	10	40	32	5	40	10.5
325	373	10	40	32	5	45	11.4

根据表 2-5 所示，花键的齿数  $n=10$ 、花键的内径  $d=28\text{mm}$ 、花键的外径  $D=35\text{mm}$ 、有效的齿长  $l=35\text{mm}$ 、齿的厚度  $B=4\text{mm}$ 。

(5) 压盘几何尺寸的确定

---

在摩擦片的尺寸确定以后，大概就确定了压盘的内外径尺寸，所以，压盘只要确定厚度即可。

压盘的厚度一般为 15~25mm,在此选取了中间值，取 20mm。

离合器的温度也不应该过高，否则会使零件损伤，应在 8~10℃ 的范围内。

校核公式：
$$\tau = \frac{\gamma L}{cm} \quad (5-4)$$

式中： $\tau$ -温升，℃；

L-滑磨功，N.m；

$\gamma$ -滑磨功在压盘上具有的比例，单片的离合器压盘  $\gamma=0.50$ ；

C-压盘热容量，铸铁压盘比热容： $c=481.4\text{J}/(\text{Kg}\cdot\text{K})$ ；

m-压盘质量，Kg。

$$m = \rho v = 7.0 \times 10^3 \times 3.14 \times (0.225 \times 0.225 - 0.15 \times 0.145) \div 4 \times 0.020 = 2.78\text{Kg}$$

$$\tau = \frac{0.5 \times 40064.1}{481.4 \times 3.1} = 9.8^\circ\text{C} < 10^\circ\text{C}$$

符合要求。

#### (6) 离合器盖的厚度

根据已有的离合器盖，典型的厚度为 3~4mm，本次设计取厚度 4mm。

#### (7) 支撑环的选择

根据已有的支承环，典型的制造支撑环原料为碳素弹簧钢丝，厚约为 3~4mm。取 4mm。

#### (8) 离合器操纵系统

---

本次离合器操纵系统采用机械操纵的方式。

#### 2.3.4 万向传动的选择

万向传动装置只需要一个万向节以及一个传动轴，它结构简单，利用率高，方便实惠，安全可靠，不必担心间隔和角度倾向所造成的影响，可以可靠地传递动力。

叉车吨位和轴距较大时，利用万向传动是发动机布置在后面，叉车承载重物时的重量得到平衡。

设计万向传动有两个典型要求：

- (1) 有关联的万节需要在同一二维空间里。
- (2) 有联系的两个轴与另一个轴拥有相同的夹角数。

#### 2.3.5 叉车驱动桥的功能

- (1) 降速提距：为满足驱动要求。
- (2) 为了适应凹凸不平的路面，需要具有差速的功能。
- (3) 承受各个传动系统对它所施加的负荷，连接其他零部件。
- (4) 传递各种力矩。

#### 2.3.6 叉车驱动桥的构造

因为叉车的速度很慢，使它的传动系统的总传动比较大，所以主要的传动组件将会帮助它分担一部分传动比。通常被用于一对具有斜齿的弧齿锥，它的优势是不会发生太多的齿轮根切，顶多 5~6 个，有改善传动比的好处，几何尺寸变小。主传动系统要担负的传动比，一般单级的传动比为 5~7，双级的传动比为 8~12。本次采取了单级传动。

---

差速器的作用是允许左右驱动车轮以不同的速度旋转，当叉车在凹凸不平的路面上行驶，或者左右轮胎行驶中滚动半径不同时，使用差速器，叉车才能正常行驶。差速器分别给两个轴分配不同的动力，使驱动车轮的转动快慢有差异。通常的情形是，差速器壳给十字轴动力，使行星齿轮被引导，进行公转，半轴齿轮因被引导而开始旋转，它们的转动速率一致。当差速时，行星齿轮公转和自转，半轴齿轮随着转动，但旋转的速度不一样。

按标准选取于半轴，驱动桥壳，车轮等其他组件。

## 第3章 变速器主要参数的选择

### 3.1 档位参数的确定

#### 3.1.1 档数

变速器的挡数普遍在 VI 挡之下，在一定条件下，档数越多，速度级别也就越多，能够减少耗油量，提高最大速度，但由于挡数越多，变速器的结构越繁琐，并且使得轮廓的大小和质量都变大，同时也不方便操纵。当最低挡的传动比稳定的前提下，高档与低挡间的传动比比值越小越好 ( $<1.8$ )，说明更易换挡，换挡时不会产生频繁的振动。

为了使油耗减少，为了保护环境，减少排放，变速器的挡位在合理范围内越多越好。我选择了四挡变速器。

#### 3.1.2 一档传动比 $i_1$ 的数值

(1) 依据相关资料确定了一下基本参数：

- 1) 整车结构质量：3510Kg;
- 2) 载荷质量：2000Kg;
- 3) 发动机型号：新昌发动机 BPG490
- 4) 额定功率/转速：37(kw)/2650(r/min)
- 5) 最大扭矩/转速：170(N·m)/1900(r/min);
- 6) 滚动半径  $r_r$ ：280mm;

7) 最高车速  $v_{\max}$  : 19km/h;

8) 最大爬坡度  $\alpha_{\max}$  : 25°。

(2) 根据最大爬坡度, 确定  $i_1$ : (满足驱动条件)

由驱动公式可知 
$$F_{t\max} < F_f + F_{i\max} \quad (2-1)$$

式中:  $F_{t\max}$  ——汽车最大驱动力;

$F_f$  ——滚动阻力;

$F_{i\max}$  ——最大上坡阻力,

又因为: 
$$F_{t\max} = \frac{T_{e\max} i_1 i_0 \eta_t}{r};$$

$$F_f = fG \cos \alpha_{\max};$$

$$F_{i\max} = G \sin \alpha_{\max}。$$

将上述三式带入 (3-1) 式得:

$$\frac{T_{e\max} i_1 i_0 \eta_t}{r} > G(f \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max})$$

所以 
$$i_1 > \frac{G \psi r}{M_{e\max} i_0 \eta_t} \quad (2-2)$$

式中:  $T_{e\max}$  ——发动机的最大转矩;

$i_1$  ——变速器 I 挡传动比;

$i_0$  ——主传动器的传动比 ( $i_0$  取 4.782);

$\eta_t$  ——汽车传动系的总效率;

$G$  ——汽车总质量;

$f$  ——滚动阻力系数（ $f$  取 0.2）；

$\psi$  ——道路的最大阻力系数，

$$\begin{aligned}\psi &= (f \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max}) \\ &= 0.2 \times \cos 25^\circ + \sin 25^\circ \\ &= 0.2 \times 0.906 + 0.423 \\ &= 0.6042 \quad (\text{《汽车设计》})\end{aligned}$$

将相关数据代入式（2-2），得

$$i_1 = \frac{2000 \times 9.8 \times 0.6042 \times 0.28}{170 \times 4.782 \times 0.95} = 4.29 \quad (2-3)$$

（3）依靠驱动轮和路面的附着力确定  $i_1$ ：

根据下列不等式 
$$\frac{T_{e\max} i_1 i_0 \eta_t}{r} < \varphi G_2$$

上式变为

$$i_1 < \frac{\varphi G_2 r}{M_{e\max} i_0 \eta_t} \quad (2-4)$$

式中： $\varphi$  ——道路附着系数，计算时  $\varphi = 0.5 \sim 0.6$

$G_2$  ——叉车承受最多货物时，驱动桥对地面的重量

将相关数据代入式（2-4），得

$$i_1 < \frac{3510 \times 0.28 \times 0.5 \times 9.8}{170 \times 4.782 \times 95\%} = 6.23 \quad (2-5)$$

根据上述两个条件确定的 I 挡传动比为  $i_1 = 4.29$ 。

### 3.1.3 计算确定变速器其他档位的传动比

(1) 变速器最高档传动比  $i_4$  的确定

平面三轴式变速器的高档为直接挡，故取  $i_4 = 1$

(2) 变速器其他各档传动比  $i_2$ 、 $i_3$  的确定

变速器各档传动比应按等比级数分配，即

$$\frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \dots = \frac{i_{n-1}}{i_n} = q \quad (2-6)$$

式中： $i_1, i_2, i_3, i_4 \dots i_{n-1}, i_n$ ——变速器 I、II、III、IV  $\dots$  n 挡传动比

$q$ ——为各档之间的公比。为常数，由于  $i_4 = 1$ ，则由 (2-6) 式可得：

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{i_1}{i_n}};$$

$$i_4 = i_{\min} = 1;$$

$$i_3 = \sqrt[3]{i_1} = 1.62;$$

$$i_2 = \sqrt[3]{i_1^2} = 2.64;$$

根据上面的内容，传动比为  $i_1 = 4.29$ ， $i_2 = 2.64$ ， $i_3 = 1.62$ ， $i_4 = 1$ 。

### 3.1.4 中心距

变速器中心距 A 的选择：

中心距 A 是中间轴轴心线和变速器输出轴轴心线的间距。变速器的体积和重量由中心距决定。根据经验公式初选：

$$A = K\sqrt[3]{T_{e\max}} = (17 \sim 19.5) \times \sqrt[3]{170} = 94.17 \sim 108.02\text{mm} \quad (2-7)$$

式中： $K$ ——中心距系数，与车型及使用条件有关。对轿车  $K=14.5\sim 16$ ，对于货车  $K=17\sim 19.5$ 。

根据经验公式，圆整中心距为： $A' = 100$ 。

### 3.1.5 轴向尺寸

变速器的轴向尺寸至关重要，它与变速器的挡位数、换挡机构的关系密切。在设计初始阶段，可由齿轮的直径、倒挡中间齿轮、换挡机构的安放来确定轴向尺寸。

根据经验公式，壳体的轴向尺寸为

$$(3.0 \sim 3.4) A' = (3.0 \sim 3.4) \times 100 = 300 \sim 340$$

变速器壳体最后的轴向尺寸将取决于变速器总图的结构尺寸链的大小。

### 3.1.6 齿轮参数

(1) 选取变速器各齿轮模数  $m$

可按下式初选模数：

第一轴常啮合斜齿轮的法面模数  $m_n$

$$m_n = 0.47 \times \sqrt[3]{170} = 2.60, \text{ 取 } m_n = 2.6$$

I 挡斜齿齿轮的法面模数  $m_n$

$$m_n = 0.33 \cos \beta \sqrt[3]{T_{1\max}} = 0.33 \times \cos 30^\circ \times \sqrt[3]{147.84} = 2.54, \text{ 取 } m_n = 2.6$$

上述式中：

$T_{e\max}$  ——发动机的最大转矩， $N \cdot m$ ；

$T_{1\max}$  ——变速器 I 挡的最大转矩，

$$T_{1\max} = T_{e\max} i_1 \eta = 170 \times 4.29 \times 0.96 = 700.12, \quad N \cdot m;$$

$i_1$  ——变速器 I 挡传动比；

$\eta$  ——变速器传动效率，可取  $\eta = 0.96$ ；

$\beta$  ——斜齿轮的螺旋角。

齿轮的模数取决于轮齿弯曲疲劳强度大小，模数的大小与变速器的噪声成正比，与变速器的质量成反比。对叉车而言降低重量更为重要。

倒档的模数  $m$  取 2.75，其余各档取 2.6。

(2) 齿形、压力角  $\alpha$ 、螺旋角  $\beta$  和齿宽  $b$

压力角和重合度成反比，与轮齿的弯曲强度和轮齿的表面接触强度成正比，与噪声和传动平稳性也成正比。实际上，因国家规定的标准压力角为  $20^\circ$ ，常采用  $\alpha = 20^\circ$ ，也有  $14.5^\circ$ 、 $15^\circ$ 、 $16.5^\circ$ 、 $22.5^\circ$  等角度。对于普通的乘坐的车，高档齿轮采用较小压力角，中、重型汽车采用  $22.5^\circ$ ， $25^\circ$  压力角。变速器不变时，普遍低档齿轮选用的压力角较大，高档齿轮选用小一点的压力角（本设计取  $\alpha = 20^\circ$ ），啮合套以及同步器接合齿压力角的数值一般为  $20^\circ$ ， $25^\circ$ ， $30^\circ$  三种选择，典型的压力角大小为  $30^\circ$ 。

为了增加设计的合理性，我们采用了标准值。啮合套或同步器的压力角和斜齿轮螺旋角  $\beta$  均选  $30^\circ$ 。

表 3-1 汽车变速器齿轮的齿形、压力角与螺旋角

项目 车型	齿形	压力角 $\alpha$	螺旋角 $\beta$
轿车	高齿并修形的齿形	$14.5^\circ$ , $15^\circ$ , $16^\circ$ , $16.5^\circ$	$25^\circ \sim 45^\circ$

一般货车	GB1356-78规定的标准 齿形	20°	20° ~30°
重型车	同上	抵挡倒档齿轮 22.5° , 25°	小螺旋角

螺旋角旋向：I，II 轴上斜齿轮采取向左旋转的方向，中间轴上的取向  
右旋转的方向。

### (2) 选定齿轮齿宽 b

齿轮宽度 b 决定轮齿的负荷能力，虽然齿轮宽度 b 与齿的承载能力成正  
比但超过一定值后，轮齿的负荷能力会迅速下降。所以，在合理的范围内，  
齿宽应选取的不大不小，使变速器的重量和轴向尺寸减小。

直齿齿宽  $b = k_c m$ ， $k_c$  是齿宽的系数，按规定范围选取，

$$b = (4.5 \sim 8.0) \times 2.75 = (12.375 \sim 22) \text{mm}, \text{ 取 } b = 18;$$

斜齿轮  $b = k_c m_n$ ， $k_c$  取为 6.0~8.5，

$$b = (6.0 \sim 8.5) \times 2.6 = (15.6 \sim 22.1) \text{mm}, \text{ 取 } b = 18,$$

$$b = (6.0 \sim 8.5) \times 2.75 = (16.5 \sim 23.375) \text{mm}, \text{ 取 } b = 18。$$

为了增加接触线长度，减少接触应力，第一轴常啮合齿轮的副齿宽可选  
取较大的数值，使传动时不会频繁的振动，轮齿的磨损程度也不至于太大。

### (3) 齿顶高系数 f。

齿顶高系数与轮齿的重合度成正比，与工作噪声成反比。

按国家标准选取为 1.00。

齿轮径向间隙系数  $C=0.25$ 。

### 3.2 各挡传动比及其齿轮齿数的确定

#### 3.2.1 配齿时应考虑的要求

（1）配齿后所得的实际传动比  $i_{\text{实}}$  与原来计算传动比（即理论传动比  $i_{\text{理}}$ ）应满足下列条件

$$\delta = \frac{i_{\text{实}} - i_{\text{理}}}{i_{\text{理}}} \times 100\% < 5\% \quad (2-8)$$

式中： $\delta$ ——变化率

- （2）验算不应该相接触的齿轮是否会有干涉的情形
- （3）一对齿轮的速比应小于 3，以免使变速器尺寸过大
- （4）应考虑最小齿轮轮毂最小厚度的限制

依据上文所计算出的中心距、齿轮的模数和齿轮的螺旋角，各挡齿轮的齿数由提前设计完成的变速器的挡数、传动比的构造制定计划来调配。

#### 3.2.2 确定 I 挡齿轮的齿数

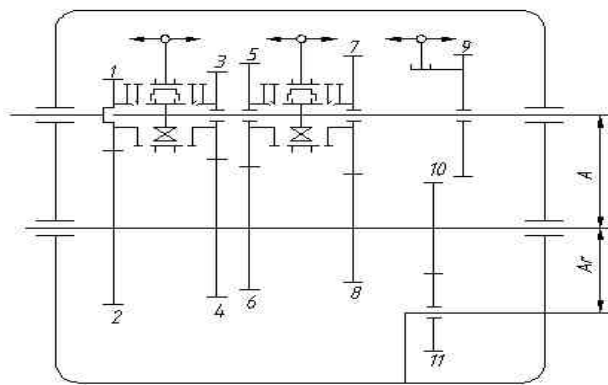


图 3-1 传动方案

以上内容仅为本文档的试下载部分,为可阅读页数的一半内容。  
如要下载或阅读全文,请访问:

<https://d.book118.com/735114244023011324>