

第1章 概述

变速器用来改变发动机传到驱动轮上的转矩和转速，原地起步，爬坡，转弯，加速等各种行驶工况下，使汽车获得不同的牵引力和速度，同时使发动机在最有利的工况范围内工作。变速器设有空挡和倒挡。需要时变速器还有动力输出功能。

用变速器转变发动机的转矩、转速的必要性，以及对外部载荷的适应性，发动机的适应性，使其在最大的转矩和最大的功率下工作，变速器能够使车辆在最低的稳定速度下行使，而这种低的车速只靠发动机的最低的稳定转速是难以达到的，发动机的倒挡是汽车可以倒退行使，其空挡使汽车在启动发动机、停车和滑行时能长时间的将发动机与传动系分离。

变速器的结构对汽车的动力性、经济性、操纵的可靠性与轻便性，传动的稳定性和效率都有着直接的关系，变速器与主减速器以及发动机的参数做优化的匹配，可得到良好的动力性、经济性，采用自锁及互锁装置，倒档安全装置，可使操作可靠，不跳挡，不乱挡，自动换挡和误挂挡，采用同步器可使换挡轻便，无冲击以及噪声。

变速器采用飞溅润滑，第一和第二轴承为了保证变速器具有良好的工作性能，对变速器应具有如下的设计要求：

- 1) 保证汽车有必要的动力性和经济性。
- 2) 设置空挡，用来切断发动机动力向驱动轮的传输。
- 3) 设置倒档，使汽车能倒退行驶。
- 4) 设置动力输出装置，需要时能进行功率输出。
- 5) 换挡迅速，省力，方便。
- 6) 工作可靠。汽车行驶过程中，变速器不得有跳挡，乱挡以及换挡冲击等现象发生。
- 7) 变速器应当有高的工作效率。
- 8) 变速器的工作噪声低。

除此以外，变速器还应当满足轮廓尺寸和质量小，制造成本低，维修方便等要求。满足汽车有必要的动力性和经济性指标，这与变速器的档数，传动比范围和各挡传动比有关。汽车工作的道路条件越复杂，比功率越小，变速器的传动比范围越大。

第 2 章 第变速器传动机构布置方案

机械式变速器因具有结构简单，传动效率高，制造成本低和工作可靠等优点，在不同形式的汽车上得到广泛应用。

传动机构布置方案分析

变速器传动机构有两种分类方法。根据前进挡数的不同，有三，四，五和多挡变速器。固定轴式分为两轴式，中间轴式，双中间轴式变速器。固定轴式应用广泛，其中两轴式变速器多用于发动机前置前轮驱动的汽车上，中间轴式变速器多用于发动机前置后轮驱动的汽车上。旋转轴式主要用于液力机械式变速器。与中间轴式变速器比较，两轴式变速器有结构简单，轮廓尺寸小，布置方便，中间挡位传动效率高和噪声低等优点。因两轴式变速器不能设置直接挡，所以在高档工作时齿轮和轴承均承载，不仅工作噪声增大，且易损坏。此外，受结构限制，两轴式变速器的一挡速比不可能设计得很大。

用在发动机前置前轮驱动轿车的两轴式变速器传动方案。其特点是：变速器输出轴与主减速器主动齿轮做成一体，发动机纵置时，主减速器采用弧齿锥齿轮或双曲面齿轮，发动机横置时则采用圆柱齿轮；多数方案的倒档传动常用滑动齿轮，其他挡位均用常啮合齿轮传动。倒挡齿轮为常啮合齿轮，并用同步器换挡；同步器多数装在输出轴上，这是因为一档主动齿轮尺寸小，同步器装在输入轴上有困难，而高档同步器可以装在输入轴的后端，变速器有辅助支承，用来提高轴的刚度，减少齿轮磨损和降低工作噪声。

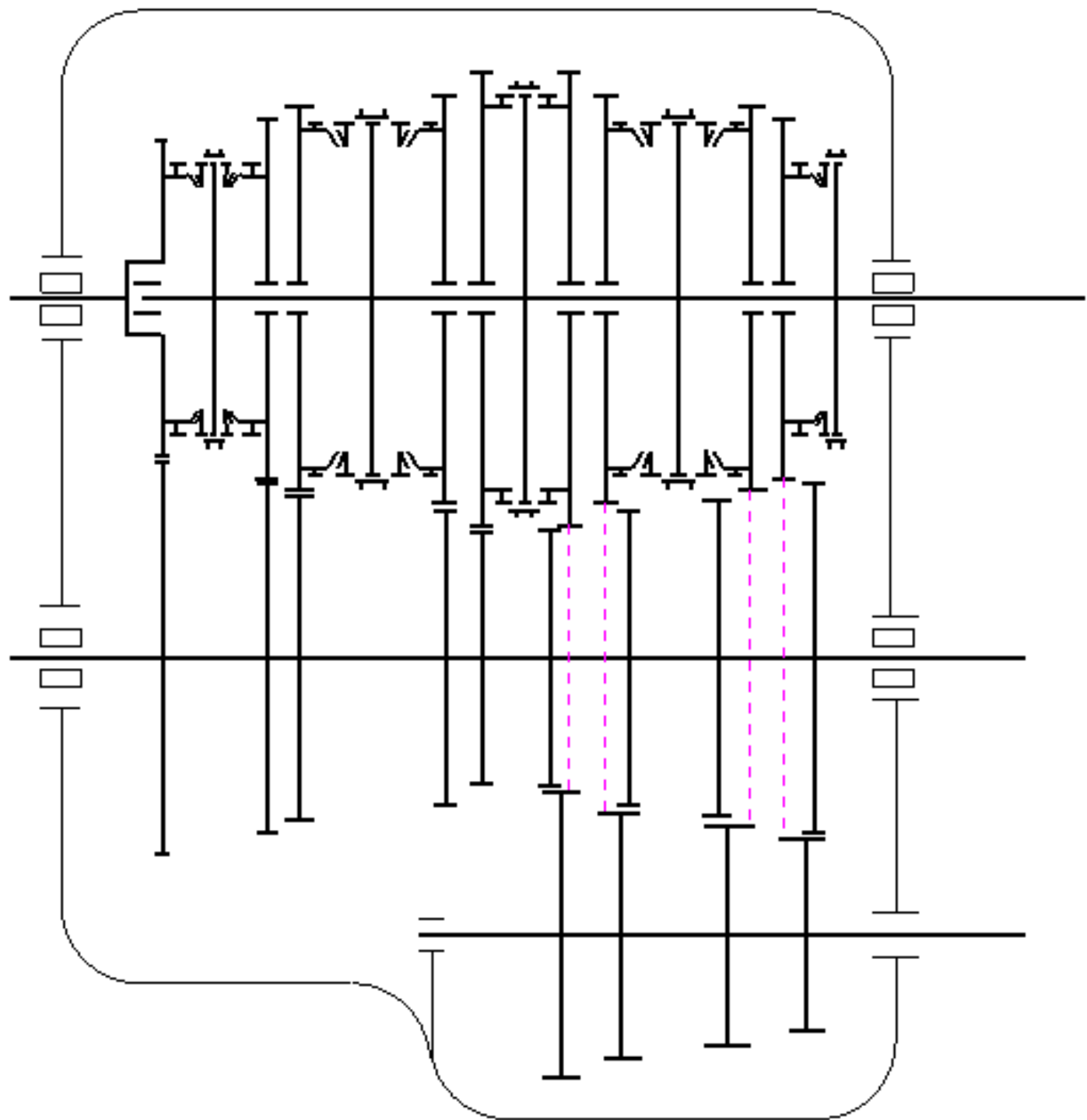
特点是：变速器第一轴和第二轴的轴线在同一直线上，经啮合套将它们连接得到直接挡。使用直接挡，变速器的齿轮和轴承及中间轴均不承载，发动机转矩经变速器第一轴和第二轴直接输出，此时变速器的传动效率高，可达 90%以上，噪声低，齿轮和轴承的磨损减少。因为直接挡的利用率高于其它挡位，因而提高了变速器的使用寿命；在其它前进挡位工作时，变速器传递的动力需要经过设置在第一轴，中间轴和第二轴上的两对齿轮传递，因此在变速器中间轴与第二轴之间的距离（中心距）不大的条件下，一档仍然有较大的传动比；挡位高的齿轮采用常啮合齿轮传动，挡位低的齿轮（一档）可以采用或不采用常啮合轮传动；多数传动方案中除一档以外的其他挡位的换挡机构，均采用同步器或啮合套换挡，少数结构的一挡也采用同步器或啮合套换挡，还有各挡同步器或啮合套多数情况下装在第二轴上。再除直接挡以外的其他挡位工作时，中间轴式变速器的传动效率略有降低，这是它的缺点。在挡数相同的条件下，各种中间轴式变速器主要在常啮合齿轮对数，

换挡方式和到档传动方案上有差别。

倒挡用直齿滑动齿轮换挡外，其余各挡为常啮合齿轮传动。各前进挡，均用常啮合齿轮传动；倒挡和超速挡安装在位于变速器后部的副箱体内，这样布置除可以提高轴的刚度，减少齿轮磨损和降低工作噪声倒挡用直齿滑动齿轮换挡，其余各挡均用常啮合齿轮。

发动机前置后轮驱动的轿车采用中间轴式变速器，为缩短传动轴长度，可将变速器后端加长，伸长后的第二轴装在三个支承上，其最后一个支承位于加长的附加壳体上。如果在附加壳体内，布置倒挡传动齿轮和换挡机构，还能减少变速器主体部分的外形尺寸。

传动简图如下图所示：



图（1）

第 3 章 变速器传动齿轮的设计及参数选择

第一节 一档传动齿轮各项参数的确定

齿数比 u 齿数比 u 是大齿轮数 Z_2 与小齿轮 Z_1 之比。减速传动时, $u = i > 1$, 增速传动时 $i = n_1 / n_2 < 1$ 。

单级闭合式传动, 一般取 $i \leq 5$ (直齿), 需要更大的传动比时, 可采用二级或者二级以上的传动, 对传动比值无严格要求的一般的齿轮传动, 实际传动比 i 允许有 $\pm 3\% \sim \pm 5\%$ 范围内的误差。

齿数 z 和模数 m 软齿面闭式传动的承载能

力主要取决于齿面的接触强度, 其齿根的弯曲强度一般较大, 此时, 齿数宜多一些, 以增大重合度, 从而提高了传动的平稳性, 并可减少齿轮加工的切削用量和减少顶圆直径。

齿宽系数 ϕ_a 及齿宽 b 齿宽系数 ϕ_a 选的越大, 齿轮越宽。增大 ϕ_a 可使中心距 a 或模数 m 减小, 从而缩小了径向尺寸和减小了齿轮的圆周速度。但轮齿过宽, 会使载荷沿齿向分布不均匀程度更严重。

ϕ_a 的推荐值为 0.4。

齿宽 $b = \phi_a \times A$, 为了便于安装, 通常使啮合传动的小齿轮齿宽 b_1 比大齿轮齿宽 b_2 大一些。

中心距对变速器的尺寸及质量有直接的影响, 所选的中心距应能保证齿轮的强度, 三轴式变速器的中心距 A 可根据对已有变速器的统计而设计得出的经验公式如:

$$A = K_A \sqrt[3]{T_{\max}} \quad 3-1-1$$

式中 K ——为中心距系数 查得 $K=12$;

T ——为变速器处于一档时的输出转矩;

$$T_{\max} = T_{e \max} i \eta_g \quad 3-1-2$$

$T_{e \max}$ ——为发动机的转矩;

i ——为变速器一档传动比;

η_g ——变速器的传动效率, 取值为 0.97;

发动机的输出转矩可用以下公式计算:

$$T_{e \max} = 9550 * \frac{P}{n} \quad 3-1-3$$

当齿轮中心具选定以后，齿轮的弯曲强度随模数的减小而降低，但接触强度并不降低，反而有所改善，见效模数将提高想啮合齿轮的重叠系数，所以在满足强度的要求下应该选择小的模数。

直齿圆柱齿轮 m 的确定：

$$m = (0.45 - 0.55) \sqrt{T_{\max}} \quad 3-1-4$$

由于初设齿轮的模数 $m=4$ $z=21$

啮合齿轮的齿数和 Z_{Σ} 可根据中心距及模数求得：

$$Z_{\Sigma} = \frac{2A}{m} \quad 3-1-5$$

分度圆直径： $d=mz$

齿顶圆： $d_a = d+2ha$

式中 ha ——齿顶高 $ha=m$

齿跟圆直径： $d_f=d-2(h' - ha + c)$

式中 h' ——工作高度 $h' =2m$

c ——顶隙 $c =0.25m$

全齿高： $h = h' +c$

基圆直径： $d_b=dcos\bar{\alpha}$

齿厚： $s=e=p/2$

槽宽： $e=p/2$

齿距： $p = m\pi$

一档中间轴传动齿轮的各项参数的确定

由于 $i_1=3.6$ ，即一档的传动比为 3.6，则可以确定了传动齿轮的齿数，由于五挡为直接挡，使得长啮合齿轮中，输入轴的齿轮齿数等于一档中间轴齿轮的齿数，使得长啮合齿轮的中间轴齿轮的齿数等于 Z_2 ，

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1 \quad 3-1-6$$

在设计一档的输出轴的齿轮各种参数时，模数 $m=4$ ， $Z=47$ 。 则

分度圆直径： $d= m z$

齿顶圆： $d_a = d+2ha$

通过计算得到：

$df=74\text{mm}$ $h=9\text{mm}$ $db=80\text{mm}$ $s=6.28\text{mm}$ $e=6.28\text{mm}$ $p=12.56\text{mm}$

$z_2=47$ $d=188\text{mm}$ $d_a=196\text{mm}$

齿跟圆直径： $df=d-2(h' - ha + c)$

全齿高： $h = h' + c$

基圆直径： $db=d\cos\alpha$

齿厚： $s=e=p/2$

槽宽： $s=e=p/2$

齿距： $p = m\pi$

通过计算得到： $d_f=178\text{mm}$ $h=9\text{mm}$ $db=179\text{mm}$ $s=6.28\text{mm}$ $e=6.28\text{mm}$ $p=12.56\text{mm}$

齿轮失效的主要形式为轮齿失效，因此，齿轮传动的强度计算也主要是针对轮齿。

第二节 齿轮受力分析

齿轮传动是靠齿间力作用来传递功率，如图所示，一对啮合标准的直齿圆柱齿轮，当主动轮 1 沿逆时针方向转动时，通过两齿轮齿宽 b 方向分布作用推动从动轮工作沿顺时针方向转动，为了便于分析计算受力分析，按照分度圆上的受力进行分析，并忽略摩擦力沿齿宽方向分布的全部作用力，作用在齿宽 b 中集中力来代替，根据渐开线性质可知，两齿轮廓间的法向力作用， F_n 应沿啮合线方向， F_n 在分度圆上可分解为两个相互垂直的力，切于分度圆的切向力 F_t 和向轮心的径向力 F_r 。

设计齿轮时，主动轮的传递功率 P 及转速 n

分别为 $P=120\text{KW}$ $n=2400\text{r/min}$ 故主动轮上的转矩 T 可为

$$T = 9550 * \frac{P}{n} \quad 3-2-1$$

则 F_r 、 F_t 、 F_n 分别为：

$$F_t = \frac{2 T}{d} \quad 3-2-2$$

$$F_r = F_t \tan \alpha \quad 3-2-3$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{2T}{d \cos \alpha} \quad 3-2-4$$

式中 d ——为主动轮的分度圆直径

α ——为压力角 $\alpha = 20^\circ$

作用在主动轮和从动轮各对力的大小相等，方向相反。

隔离的方向是主动轮上的切向力与其转向相反，从动轮撒谎能够的切向力与其转向相同，主从动轮的径向力指向轮心。

第三节 齿面接触强度的计算：

齿面疲劳点蚀是闭合式齿轮失效的主要形式，而疲劳点是由于传动过程中齿面受到压紧力反复作用所致。

由弹性力学可知，在法向力的作用下相互压紧接触最大的应力 $\sigma_H (Mpa)$ 可用赫兹公式来计算

$$P=120KW \quad n=2400r/min$$

通过计算得到：

$$F_t = 23.87 \times 10^3 N \quad F_r = 7.75 \times 10^3 N \quad F_n = 25.1 \times 10^3 N$$

即：

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{\pi b} \frac{1}{\rho} \frac{1}{\left(\frac{1-V_1^2}{E_1} + \frac{1-V_2^2}{E_2}\right)}} \quad 3-3-1$$

式中 F_n 为两圆柱体的法向力

b 为接触宽度

ρ 为当量弯曲半径。 $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}$

其中， ρ_1 ρ_2 分别为两圆柱体的半径

E_1 E_2 分别为两个圆柱体的强性模量 (MPa)

ν_1 ν_2 分别为两个圆柱体材料的泊松比

由式中选定的两圆柱体，当 $F_n = 25.13 \times 10^3$ ，即当 F_n 值一定时，当量曲率半径 ρ 越大，接触宽度 b 越大，接触应力 σ_H 越小。

将式中应用于啮合的一对齿廓，只需将式中个参数代之齿轮传动的相应参数，但是两个轮廓接触时，各自的曲率半径将随他们啮合线上啮合位置不同而不同，因此虽然两齿廓上法向力 F_n 是定值，但接触力在不同啮合位置也是不同的，实践证明，在节点啮合时作为齿面接触力计算点。

由圆和渐开线性质可知，一对渐开线标准直齿圆柱齿轮在节点处两个齿廓的曲率半径为 $\rho_1 = \overline{N_1 C}$ 和 $\rho_2 = \overline{N_2 C}$ ，则可将该处视齿宽为齿宽 b ，半径分别为 ρ_1, ρ_2 的两个圆柱受法向力作用在 c 点接触情况，又因为：

$$\rho_1 = \overline{N_1 C} = \frac{d_1}{2} \sin \alpha \quad 3-3-2$$

$$\rho_2 = \overline{N_2 C} = \frac{d_2}{2} \sin \alpha \quad 3-3-3$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{\rho_1 \rho_2} \quad (\rho_1 \text{ 为 } 0.1) \quad 3-3-4$$

式中 ρ_1, ρ_2 分别为大小齿轮的分度圆直径

α 为啮合角 $\alpha = 20^\circ$

设大小齿轮的齿数分别为 Z_2, Z_1 则齿数比 $u = Z_2 / Z_1$ ，并因中心距

$$a = (d_1 + d_2) / 2 = d_1 (u + 1) / 2 \quad 3-3-5$$

$$d_1 = \frac{2a}{u + 1} \quad d_2 = \frac{2au}{u + 1}$$

将上式代入，

$$\frac{1}{\rho} = \frac{(u + 1)^2}{au \sin \alpha} \quad 3-3-6$$

又由于考虑到在传动时个中因素对轮齿的载荷的影响，引入载荷系数值大小时综合考虑，因此法向力的作用 F_n 可写成：

$$\rho_1 = 12.6 \quad \rho_2 = 29 \quad u = 1.9 \quad a = 136 \text{ mm}$$

$$F_n = \frac{2TK}{d_1 \cos \alpha} = \frac{TK(u+1)}{a \cos \alpha} \quad 3-3-7 \quad F_N = 42.72 \times 10^3$$

将上式代入

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{KT(u+1)^3}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) ua^2 b \sin \alpha \cos \alpha}} \quad 3-3-8$$

对于一对标准的钢制齿轮， $\alpha = 20^\circ$ $E_1 = E_2 = 2.06 \times 10^5 \text{ MPa}$ 和 $\nu_1 = \nu_2 = 0.3$ 代入经处理

后得到齿面的接触强度校核公式：

$$\sigma_H = 336 \sqrt{\frac{KT(u+1)^3}{bua^2}} \quad 3-3-9 \quad \sigma_H = 1.5 \times 150$$

配对齿轮材料改变时，若引入对应的接触应力，影响修正系数 ξ_H 则直齿圆柱齿轮齿面的接触强度校核公式：

$$\sigma_H = 336 \xi_H \sqrt{\frac{KT(u+1)^3}{bua^2}} \leq [\sigma_H] \quad 3-3-10 \quad \xi_H = 1$$

由于 根据计算的结果可知 $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ 所以该齿轮设计尺寸合格。

[注]：载荷系数 K 的选取

- (1) 发动机特性平稳，工作有微冲击，由此 K 取小的值。
- (2) 轴承对齿轮对称布置，由此，K 宜去小值。
- (3) 对于直齿圆柱齿轮 $\phi_a = 0.4$ ，已经较大，K 取偏大值。

综合上面所有的因素考虑，取 K 为 1.7。

第四节 变速器其他各挡位齿轮参数确定

1、 二挡传递齿轮参数确定

由一挡的传动比 $i_1 = 3.6$ ， $i_5 = 1$ 根据等比数列分配公式求出公比

$$\phi = \sqrt[4]{\frac{i_1}{i_5}} \quad 3-4-1$$

所以， $\phi = \frac{i_1}{i_2} = 1.377$ $i_2 = 2.61$

则 $i_2 = \frac{Z_2 Z_7}{Z_1 Z_8} = 2.61$ 3-4-2

$$a = (d_1 + d_2) / 2$$

3-4-3

所以从以上两式可解得

$$z_7 = 37 \quad z_8 = 31$$

二挡传动齿轮的参数：（中间轴） 模数 $m=4$ 齿数=37

分度圆直径 $d = mz = 37 \times 4$

通过计算得到：

$$z_7 = 37 \quad z_8 = 31 \quad d = 148$$

齿顶圆直径 $d_a = d + 2h_a$

齿跟圆直径 $d_f = d - 2(h' - h_a + c)$

全齿高 $h = h' + c$

基圆直径 $d_b = d \cos \alpha$

齿厚 $s = e = \frac{p}{2}$

槽宽 $e = \frac{p}{2}$

齿距 $p = \pi m$

齿轮宽度 $b = 7m$

二挡齿轮参数 （表一）

	输出轴	中间轴
分度圆直径	148mm	124mm
齿顶圆直径	156mm	132mm
齿跟圆直径	138mm	114mm
全齿高	9mm	9mm

基圆直径	140mm	118mm
齿厚	6.28mm	6.28mm
齿宽	6.28mm	6.28mm
齿距	12.56mm	12.56mm
齿轮宽度	28mm	28mm

2、三挡传动齿轮参数计算

传动比 $\varphi = \frac{i_2}{i_3} = 1.377$ 得到 $i_2 = 1.9$

$$i_3 = \frac{z_2 z_5}{z_1 z_6} = 1.9$$

$$a = (d_1 + d_2) / 2$$

由以上各式解得 $Z_5 = 32$ $Z_6 = 36$

三挡传动齿轮参数 （表二）

	输出轴	中间轴
分度圆直径	128mm	144mm
齿顶圆直径	136mm	152mm
齿根圆直径	126mm	134mm
全齿高	9mm	9mm
基圆直径	121mm	136mm

齿厚	6.28mm	6.28mm
槽宽	6.28mm	6.28mm
齿距	12.56mm	12.56mm
齿轮宽度	28mm	28mm

3、四挡各传动齿轮的参数计算

传动比 $\varphi = \frac{i_3}{i_4} = 1.377$ 得到 $i_2 = 1.38$ 3-4-4

$$i = \frac{z_2 z_3}{z_1 z_4} = 1.38 \quad 3-4-5$$

$$a = (d_1 + d_2) / 2 \quad 3-4-6$$

由以上各式解得 $Z_3 = 26$ $Z_4 = 42$

四挡各传动齿轮的参数 (表三)

	输出轴	中间轴
分度圆直径	104mm	168mm
齿顶圆直径	112mm	176mm
齿根圆直径	94mm	158mm
全齿高	9mm	9mm
基圆直径	99mm	160mm
齿厚	6.28mm	6.28mm
槽宽	6.28mm	6.28mm
齿距	12.56mm	12.56mm

齿轮厚度	28mm	28mm
------	------	------

由于分度圆弦齿高是一齿顶来定位的，故对齿顶圆直径一起颈项跳动以及分度圆弦齿厚都规定了严格的共查和极限偏差，可查“JB179—81 渐开线圆柱齿轮精度制”。

测量公法线长度也是控制齿厚的一种方法，这时不以顶圆为基准，故其共查可放宽。对于无法测量公法线长度的内齿轮，窄斜齿轮及精度要求较高的的齿轮，可采用跨棒距及起偏差来检验、控制齿厚。在大批量生产的汽车工业中，测量高效率的方法是利用被测齿轮与理想的精确的且与之配对的所谓测量齿轮紧密啮合时度量中心距的极限偏差，来控制被测齿轮的齿厚。

第 4 章 轴的设计及其校核

第一节 轴的直径和长度估算与确定

轴的结构设计就是合理的确定轴上各部分的形状尺寸。轴的结构应该满足周和装在轴上的零件要有准确的工作位置，轴上零件应该便于装拆和调整，周应具有良好的制造工艺性等。轴的毛坯多数用的是轧制圆钢或者锻件，有时也可采用铸钢或球墨铸铁，由于设计尺寸较小所以这里选用了 45 号圆钢车制。

初估轴的最小直径

$$\text{由 } d \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \quad 4-1$$

$$\text{第一轴 } d \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 28.175 \text{ mm}$$

所以取一轴直径为 45mm

$$\text{第二轴 } d \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 41.2 \text{ mm}$$

取二轴直径为 51mm

$$\text{中间轴 } d \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 31.2 \text{ mm}$$

取中间轴直径为 51mm

$$\text{惰轮轴 } d \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 23.63 \text{ mm}$$

取惰轮轴的直径为 30mm

当变速器在工作工程中，处于一档时所受到的扭矩处于最大值，所以，当挡位处于一档时如果该轴的强度足够，则说明该轴合理，其设计校核如下：

输出轴的总体尺寸由各结合齿轮宽等决定了总长度：

$$L = 47 + 40 + 50 + 90 + 50 + 40 + 40 + 14 + 85 = 496 \text{ mm}$$

材料选择 45 号钢正火处理。

该轴在轴承的支撑作用下，跨度为 380.5mm

第二节 轴的强度校核

由一档的传动比为 3.6，则

$$d_1 = 45 \text{ mm} \quad d_2 = 51 \text{ mm} \quad d_{\text{中}} = 51 \text{ mm} \quad d_{\text{惰轮}} = 30 \text{ mm} \quad L = 496 \text{ mm}$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = 3.6 \quad 4-2-1$$

轴传递的转矩为

$$T = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P}{n} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{120}{666} = 1.7 \times 10^6 \quad 4-2-2$$

齿轮圆周力 $F_t = \frac{2T}{d} \quad 4-2-3$

径向力 $F_r = F_t \tan \alpha \quad 4-2-4$

水平面的支反力 $F_{AH} = \frac{F_t \times l}{l} \quad 4-2-5$

$$F_{CH} = \frac{F_t \times l}{l} \quad 4-2-6$$

铅垂面内的支反力 $F_{AV} = \frac{F_r \times l}{l} \quad 4-2-7$

(d 为齿轮的分度圆直径)

做弯矩图 齿轮作用力集中在齿宽中心。

水平面弯矩图:

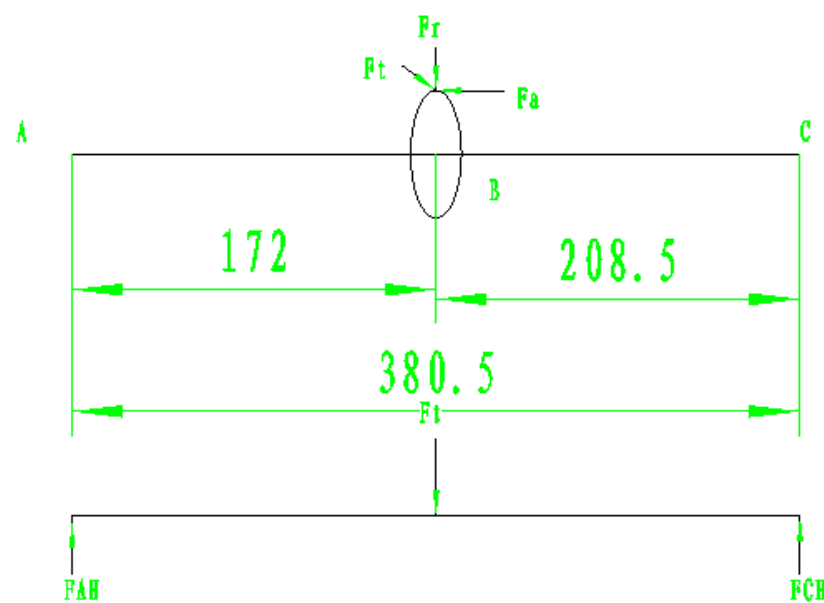


图 2

由以上各式计算得到:

$$F_t = 18000 \text{ N} \quad F_r = 5848 \text{ N} \quad F_{Ah} = 9863 \text{ N} \quad F_{Ch} = 8136.6 \text{ N} \quad F_{Av} = 2643.5 \text{ N}$$

由

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/346002205235010114>