

2 离合器基本参数和尺寸的确定

2.1 对标车型号及其发动机参数

本次膜片弹簧离合器设计的对标车型是江淮好运 82 马力的一款仓栅轻卡。



图 2-1 对标车

表 2-1 对标车发动机参数

扬柴 YZ4D	
型号	YZ4DC1-40
最大输出功率	60W
额定功率转速	3200rpm
最大扭矩	200N·m
最大扭矩转速	1000~2000rpm

2.2 摩擦片外径 D 及其他尺寸的确定

摩擦片的外径 D 属于离合器的基本尺寸，它直接会影响离合器的总质量和使用寿命，因此，在离合器的设计上通常首先确定摩擦片的外径 D。

在确定摩擦片的外径 D 时，通常由下列经验公式供初选使用：

$$D = K_D \times \sqrt{T_{e\max}}$$

(2-1)

式中： K_D ——直径系数；

$T_{e\max}$ -----发动机最大转矩。

轿车: $K_D=14.5$

轻、中型货车: 单片 $K_D=16.0\sim 18.5$

双片 $K_D=13.5\sim 15.0$

重型货车: $K_D=22.5\sim 24.0$

本此设计是轻型货车($T_{e\max} / n_T=200N \cdot m / 3200rpm$)膜片弹簧离合器的设计。

所设计的离合器摩擦片为单片, 选取 $K_D=17$, 所以:

$$D=17 \times \sqrt{200} =240.42mm$$

摩擦片内径 d 以及摩擦片厚度 b 通常由下表确定:

表 2-2 摩擦片的尺寸系列

外径 D/mm	内径 d/mm	厚度 h/mm	内外径之比 d/D	单位面积 F/mm^2
160	110	3.2	0.687	10600
180	125	3.5	0.694	13200
200	140	3.5	0.700	16000
225	150	3.5	0.667	22100
250	155	3.5	0.620	30200
280	165	3.5	0.589	40200
300	175	3.5	0.583	46600

根据计算摩擦片的外径为 240.42mm, 再结合表 2-2 摩擦片的尺寸系列, 选定摩擦片各项尺寸数据如下:

外径 $D=250mm$

内径 $d=155mm$

厚度 $h=3.5mm$

内外径之比=0.62

单面面积=30200mm²

2.3 离合器后备系数 β 的确定

后备系数 β 能够保证离合器可靠有效的传递发动机的转矩，与此同时，它还能有助于减少汽车起步时的滑磨，提高了离合器的寿命。为了保证有效可靠的传递发动机的最大转矩以及防止离合器的滑磨过大， β 的值不宜取得太小；但是，另一方面为了保证离合器的整体尺寸合理不致过大，减少传动系的过载，使的驾驶员操纵更轻便等，后备系数又不宜取得过大。当发动机的后备功率较大并且使用条件较好时， β 应该取小一些；当车辆的使用条件恶劣以及需要拖带挂车时，为了提高车辆起步能力，减少离合器的滑磨， β 应取大些；货车的总质量较大， β 也应该选取大一些；当采用柴油机时，由于柴油机工作比较粗暴，转矩较不平稳，应选取 β 应比汽油机适当大些；发动机缸数越多，转矩波动也就越小， β 也应选取小一些。

在刚开始设计离合器时，一般是先参照统计资料，并根据汽车的使用条件、离合器结构形式等特点，来初步选定汽车的后备系数 β 。

表 2-3 汽车离合器后备系数 β 推荐数据

轿车以及微型、轻型货车：	$\beta = 1.20 \sim 1.75$
中型和重型货车：	$\beta = 1.50 \sim 2.25$
越野车以及带拖挂的重型汽车和牵引车：	$\beta = 1.80 \sim 4.00$

在 β 的选取时，应考虑：1、离合器使用过程中摩擦片有一定磨损后还能传递最大扭矩；2、保证离合器自身的滑磨在一定范围内；3、保证传动系不能过载。本次是轻型货车膜片弹簧离合器的设计，所以选取 $\beta = 1.67$ 。

2.4 摩擦面上单位压力 P_0 的确定

离合器摩擦面上的单位压力 P_0 值与离合器自身的工作条件有关，此外，同时还与摩擦片直径的大小、后备系数 β 、制造摩擦片的材料以及其本身质量等因素有关。

当离合器的使用比较平凡、发动机的后备功率比较小时，此时 P_0 的值应取小一些；当离合器摩擦片的外径较大时，此时 P_0 的值应取小一些，目的是为了降低摩擦片外边缘处的热载荷；当后备系数比较大时， P_0 的值可适当的取大一些。

当采取不同的材料制造摩擦片时， P_0 的值可按一下给出范围选取：

表 2-4 不同材料 P_0 的取值

石棉基材料：	$P_0 = 0.10 \sim 0.35 \text{ MPa}$
--------	------------------------------------

粉末冶金材料:	$P_0=0.35\sim 0.60 \text{ Mp}_a$
金属陶瓷材料:	$P_0=0.70\sim 1.50 \text{ Mp}_a$

本次设计摩擦片材料我们选取石棉基材料作为摩擦片的制造材料。

根据摩擦定律离合器的摩擦力矩可表示为:

$$T_c = fFZR_c$$

(2-2)

式中, T_c -----静摩擦力矩;

f -----摩擦面间的静摩擦因素, 计算时一般取 0.25~0.30; 选取 $f = 0.28$ 。

F -----压盘施加在摩擦面上的工作压力;

R_c -----摩擦片的平均摩擦半径;

Z -----摩擦面数, 是从动盘的两倍; 所以本设计中, $Z=2$ 。

假设摩擦片上工作压力是均匀的, 则有:

$$F = P_0 \times A = P_0 \pi (D^2 - d^2) / 4$$

(2-3)

式中, P_0 -----摩擦片上的单位压力;

A -----一个摩擦面的面积;

D -----摩擦片的外径;

d -----摩擦片的内径。

根据压力均匀的假设摩擦片的平均半径 R_c , 可表示为:

$$R_c = \frac{D^3 - d^3}{3(D^2 - d^2)}$$

(2-4)

当 $d/D \geq 0.6$ 时, R_c 可相当准确的有下列计算式:

$$R_c = \frac{D + d}{4}$$

(2-5)

将 (2-3)、(2-4) 式代入 (2-2) 的:

$$T_c = \frac{\pi}{12} f Z P_0 D^3 (1-C^3) \quad (2-6)$$

式中, C 为摩擦片内外径之比, 一般在 0.53~0.70 之间。

为了保证在任何工况下离合器都能有效可靠的传递发动机的最大转矩, 在设计时 T_c 应比发动机的最大转矩 $T_{e\max}$ 大, 则有:

$$T_c = \beta T_{e\max} \quad (2-7)$$

本次设计 $T_{e\max} = 200 \text{ N} \cdot \text{m}$, $\beta = 1.67$, 把 (2-7) 代入 (2-6) 得:

$$P_0 = \frac{12\beta T_{e\max}}{\pi f Z D^3 (1-C^3)} \quad (2-8)$$

将各个参数代入 (2-8) 可得 $P_0 = 0.19 \text{ MP}_a$

计算得到的 P_0 值在石棉基材料单位压力内, 因此我们此前所选取的摩擦片材料是符合设计要求的。

2.5 离合器基本参数的约束条件

1、为了使摩擦片最大圆周速度 V_D 不超过 65~70m/s, 摩擦片的外径 D 应满足 $V_D = n_{e\max} D \times 10^{-3} \times \pi / 60 \leq 65 \sim 70 \text{ m/s}$ 。式中 $n_{e\max}$ 是发动机的最高转速 (r/min), 本设计中 $n_{e\max} = 3200 \text{ r/min}$, 代入上式得 $V_D = 3200 \times 250 \times 10^{-3} \pi / 60 = 41.87 \text{ m/s}$, 符合 V_D 不超过 65~70m/s 的约束条件。

2、摩擦片的内外径之比也应在一定范围内, 即 c 在 0.53~0.70 之内。 $C = d/D = 155/250 = 0.62$, 符合此约束条件。

3、为了使发动机的转矩通过离合器可靠地传递和防止传动系的过载, 根据车型的不同 β 值都应在一定范围内, 应满足 $1.2 \leq \beta \leq 4.0$, 在本次设计中我们选定的 β 值为 1.67, 符合约束条件。

4、考虑到扭转减震器的安装, 摩擦片的内径 d 应满足大于扭转减震器弹簧的位置直径 $2R_0$ 的约 50mm, 即 $d > 2R_0 + 50$ 。 $d = 155 \text{ mm}$, $R_0 = 50 \text{ mm}$ 符合要求。

5、单位摩擦面积所传递的转矩应小于其许用值，体现了离合器保护过载及传递转矩的能力。有： $T_{C0}=4T_c/\pi Z(D^2-d^2)\leq[T_{C0}]$ ，满足 $T_{C0}\leq[T_{C0}]$ 即可。

6、为了防止离合器摩擦片的损伤以及降低离合器在发生滑动摩擦时的热负荷，对于不同的车型单位压力 P_0 应根据摩擦片所用的材料在一定范围内取值，石棉基材料 P_0 的范围在 0.10~0.35 Mp_a ，我们本次选取的 $P_0=0.19 \text{Mp}_a$ ，所以符合设计要求。

7、在车辆起步时为了防止滑磨使摩擦片表面温升过高而损伤摩擦片，摩擦片每次在结合时产生的单位面积滑磨功应小于其许用值。即：

$$\omega = \frac{4W}{\pi Z(D^2 - d^2)} \leq [\omega]$$

(2-9)

式中， ω -----是单位摩擦面积滑磨功 (J/mm^2)；

$[\omega]$ -----其许用值 0.4 J/mm^2 ；

W -----汽车在起步时离合器接合一次所产生的总滑磨功(J)，可以根据下式来计算：

$$W = \frac{\pi^2 n_e^2}{1800} \left(\frac{m_a r_r^2}{i_0^2 i_g^2} \right)$$

(2-10)

上式中： n_e -----发动机转速 r/min，计算时取 1500r/min；

m_a -----汽车总质量(Kg)，已知对标车 $m_a=2000\text{Kg}$ ；

r_r -----轮胎滚动半径 (m)，已知 $r_r=0.35$ ；

i_g -----汽车起步时所用变速器档位的传动比，取 $i_g=3.50$

i_0 -----主减速器传动比，取 $i_0=3.98$

将各个数据代入(2—10)，可得 $W=15576.63(\text{J})$ ，再将 W 的值代入(2—9)中，得 $\omega=0.26 \text{J}/\text{mm}^2 \leq [\omega]$ 。所以满足要求。

3 离合器从动盘总成的设计

离合器的从动盘总成主要包括摩擦片、从动片、从动盘毂、扭转减震器等部分组成。本次设计主要以摩擦片的基本数据为基础，对摩擦片、从动片、从动盘毂、扭转减震弹簧以及限位销等做了设计与计算。

3.1 从动片的设计

为了获得最小的转动惯量，应当尽量减小从动片的质量，与此同时应使其质量的分布尽可能靠近回转中心。另一方面减小转动惯量可以减小换挡冲击，因此从动片一般要求比较薄，从动片一般是由 1.3~2.0 的钢板压制而成的。

在从动片设计时考虑到离合器结合平顺和保证汽车能够汽车平稳起步，单片离合器的从动片一般都设计成了具有轴向弹性。一般分为三种弹性式从动片：整体式弹性从动片、分开式弹性从动片、组合式弹性从动片。

本次从动片的设计采用整体式从动片，在从动片上开有沿径向的 10 个 T 形槽，使从动片上形成多个扇形，从动片两边的摩擦片通过铆钉铆接在扇形片上。

3.2 摩擦片的设计

3.2.1 摩擦片材料的选取

摩擦片材料选取的原则是既要满足较高的性能标准同时其成本又要最小。选择方案有：1、石棉基材料，2、替代石棉的有机材料，3、金属陶瓷摩擦材料。结合性能和成本要求，本次设计摩擦片材料选取石棉基材料，这种摩擦材料是以石棉为基础的材料编织成的。这种摩擦片是由铜丝或锌丝和石棉纤维做成的石棉线绳制作成的，具有很好的耐热性和强度，是一种较好的摩擦片制作材料。

汽车离合器摩擦片上使用的石棉基材料的摩擦因数约在 0.3 左右，其许用单位压力约在 0.2 MPa 左右。

3.2.2 摩擦片铆钉的校核

通常情况下摩擦片与从动片的连接方式有粘贴和铆接两种，我们在本次设计中摩擦片采用铆接的方式与从动片连接。用 20 颗铆钉将摩擦片铆接上，选用黄铜铆钉将摩擦片铆接，这种铆钉铆接有助于摩擦片在高温条件下正常工作，此外还有可靠性好及便于更换等优点。铆钉的位置为 $R_1=88\text{mm}$, $R_2=110\text{mm}$, 则平均半径 $R_a=(R_1+R_2)/2=99\text{mm}$ ，材料选为 15 号钢，则铆钉的校核如下：

一颗铆钉平均所受的最大剪切力 F_{\max} :

$$F_{\max} = \frac{T_{\max}}{nRa}$$

(3-1)

代入数据可得 $F_{\max}=101.01\text{N}$ ，再对从动片抗压强度以及铆钉的抗剪强度进行校核:

$$\sigma_p = \frac{F_{\max}}{d_0 \delta} \leq [\sigma_p]$$

(3-2)

$$\tau = \frac{4F_{\max}}{\pi d_0^2 m} \leq [\tau]$$

(3-3)

上式中， d_0 是铆钉孔直径 (mm);

m 是每个铆钉的抗剪面数量;

δ 铆间中较薄板的厚度 (mm)。

由相关数据有: $\delta=1\text{mm}$, $m=2$; 本次设计中选取的铆钉直径 $d_0=4\text{mm}$, $[\tau]=115\text{Mpa}$, $[\sigma_p]=430\text{Mpa}$ 。将数据代入 (3-2) 和 (3-3) 中:

$$\sigma_p = \frac{200}{4 \times 1} = 50 \text{ Mpa} \leq [\sigma_p]$$

$$\tau = \frac{4 \times 200}{\pi \times 4^2 \times 2} = 7.96 \text{ Mpa} \leq [\tau]$$

由此可知，本次设计所选的铆钉符合要求。

3.2.3 摩擦片上开槽尺寸的设计

毛擦片上的开槽设计是为了让摩擦片在较高温度下工作的时候较好的散热和处理摩擦片磨损的磨屑，通常开槽设计由以下经验参考:

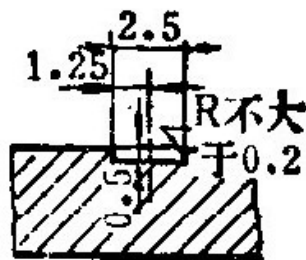


图 3-1 摩擦片的开槽设计

3.3 从动盘毂的设计

从动片毂和后面的变速器的第一轴是通过花键而连接的,因此发动机的转矩几乎都是由从动盘毂来承受的,之后在传递给变速器。因此从动盘毂是离合器上承受载荷最大的零件。一般由摩擦片的外径 D 和发动机最大转矩 $T_{e\max}$ 来确定从动盘毂上花键的尺寸,花键结构形状如下图所示,花键的尺寸可由下表选取:

表 3-1 从动盘毂花键尺寸系列

从动盘 外径 D/mm	发动机 转矩 $T_{e\max}$ $/\text{N}\cdot\text{m}$	花键 齿数 n	花键 外径 D/mm	花键 内径 d/mm	键齿宽 b/mm	有效齿 长 l/mm	挤压应力 σ/MPa
160	50	10	23	18	3	20	10
180	70	10	26	21	3	20	11.8
200	110	10	29	23	4	25	11.3
225	150	10	32	26	4	30	11.5
250	200	10	35	28	4	35	10.4
280	280	10	35	32	4	40	12.7
300	310	10	40	32	5	40	10.7

从以往设计经验可知为了使从动盘毂在花键上滑动不产生偏斜使分离不彻底,从动盘毂轴向长度不应过小,在本次设计中我们取的是 1 倍花键直径。材料一般用调质处理的锻钢。

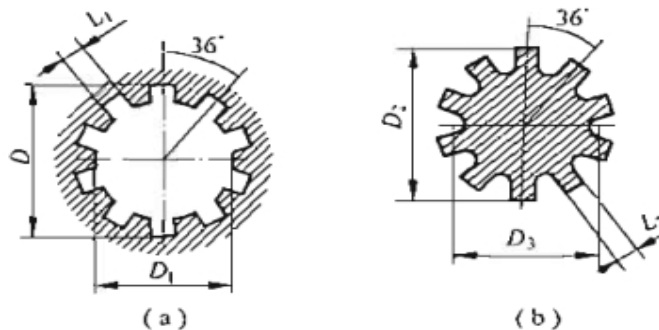


图 3-1 从动盘毂花键

根据本次从动盘外径 $D=250\text{mm}$ ，发动机转矩 $T_{\text{emax}}=200\text{N}\cdot\text{m}$ ，选定从动盘毂的相关尺寸。花键齿数 $n=10$ ，花键外径 $D=35\text{mm}$ ，花键内径 $d=28\text{mm}$ ，键齿宽 $b=4\text{mm}$ ，有效齿长 $l=35\text{mm}$ 。花键尺寸选定后需要对其进行强度校核，因为花键受挤压应力而破坏为其主要的破坏形式，因此在这里对花键的挤压应力进行计算校核，其计算公式如下：

$$\delta_{\text{挤压}} = \frac{P}{nhl} \quad (\text{Mpa}) \quad (3-4)$$

式中 P 是花键的齿测压力 (N)，可由下式计算：

$$P = \frac{4T_{\text{emax}}}{(D' + d') / Z} \quad (3-5)$$

上式中， D' 与 d' 分别为花键的内外径 (m)；

Z 为从动盘毂数目；

T_{emax} 为发动机的最大转矩 (N·m)；

n 为花键齿数；

h 为花键齿工作高度 (m)； $h = (D' + d') / 2$

l 为花键有效长度 (m)。

从动盘毂的花键的挤压应力一般不应超过 20 Mpa。将相关数据代入公式 (3-5) 和 (3-4)，计算得： $\delta_{\text{挤压}}=10.37 \text{ Mpa} \leq 20 \text{ Mpa}$ ，符合设计要求。

3.4 扭转减震器的设计

在汽车的行进过程中发动机的工作震动也会和转矩一起通过传动系传递，从而引起传动系的共振。这将会使零件寿命缩短、传动系的噪声增加，甚至带来更严重的后果。而扭转减震器就是为了消除这一危害而设计产生的，由阻尼元件(阻尼片)和弹性元件(减震弹簧)等构成。按阻尼元件类型来划分，扭转减震器分为液阻式、橡胶金属式和弹簧摩擦式。

3.4.1 扭转减震器基本参数的确定

1、极限转矩 T_j

$$T_j = (1.5 \sim 2.0) T_{\text{emax}} \quad (3-6)$$

本次设计的是轻型货车膜片弹簧，而商用车一般取 1.5，则 $T_j=300\text{N} \cdot \text{m}$ 。

2、扭转刚度 k_d

在初选时 k_d 可按下列公式选取：

$$k_d \leq 13T_j$$

(3-7)

由 (3-6) 有 $T_j=300\text{N} \cdot \text{m}$ ，代入 (3-7) 有： $k_d \leq 3900 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$ ，选取 $k_d=3900 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$ 。

3、阻尼摩擦转矩 T_u

阻尼摩擦转矩 T_u 可按下式选择：

$$T_u = (0.06 \sim 0.17) T_{\text{emax}}$$

(3-8)

一般按经验 $T_u=0.12T_{\text{emax}}$ ，则 $T_u=24\text{N} \cdot \text{m}$ 。

4、预紧转矩 T_n

$$T_n = (0.05 \sim 0.15) T_{\text{emax}}$$

(3-9)

本次设计取 $T_n=0.12T_{\text{emax}}$ ，则 $T_n=24\text{N} \cdot \text{m}$

5、减震弹簧位置半径 R_0

减震弹簧位置半径一般取为： $R_0 = (0.60 \sim 0.75) \frac{d}{2}$ ，但是为保证扭转减震器的安装，应使摩擦片内径 $d \geq 2R_0 + 50$ ，所以本次设计选取 $R_0=50\text{mm}$ 。

6、减震弹簧的个数 Z_j

减震弹簧数目的确定可参考下图 3-2 标准。

离合器摩擦片外径 D/mm	减震弹簧数量 Z
225 - 250	4 - 6
250 - 325	6 - 8
325 - 350	8 - 10
> 350	10 以上

图 3-2 减震弹簧数目标准

结合选取标准，本次设计选定减震弹簧数目 $Z_j=6$ 。

7、减震弹簧总压力 F_Σ

减震弹簧总压力可由下式得出：

$$F_\Sigma = T_j / R_0$$

(3-10)

由上面计算得出数据代入上式得： $F_\Sigma=6000\text{N}$ ，则单个减震弹簧的工作负荷为： $F=F_\Sigma/Z_j=1000\text{N}$ 。

8、极限转角 φ_j

极限转角 φ_j 可由下式求得：

$$\varphi_j = 2 \sin^{-1} \theta \frac{\Delta l}{2R_0}$$

(3-11)

上式中， Δl 是单个减震弹簧的总变形量，下面可求得 $\Delta l=3.85\text{mm}$ ，再结合前面计算得数据，可求得 $\varphi_j=4.41$ 度。通常 φ_j 的值在3~12度，可知本次设计满足要求。

3.4.2 扭转减震弹簧尺寸的计算

1、弹簧中径 D_c 及钢丝直径 d 的确定

通常弹簧中径由结构布置来确定，其值一般在11~15mm之间选取，这里我们选择 $D_c=12\text{mm}$ 。而弹簧钢丝直径 d 则可由以下公式决定：

$$d = \sqrt{\frac{8pD_c}{\pi[\tau]}}$$

(3-12)

上式中， $[\tau]$ 的值一般为550~600MPa， d 的取值一般在3~4mm，将以知数据代入上式再综合 d 的取值范围，本次设计 $d=4\text{mm}$ 。

2、减震弹簧刚度 k

减震弹簧刚度通常可按下式计算：

$$k = \frac{k_d}{1000nR_0^2}$$

(3-13)

代入数据 $k = \frac{3900}{1000 \times 6 \times 0.05^2} = 260 \text{ N} \cdot \text{m}。$

3、减震弹簧的有效圈数 i

i 可由下式计算：

$$i = \frac{Gd^4}{8D_c^3k}$$

(3-14)

式中， G 是材料剪切模量为 83000 Mpa 。总圈数 $n = i + (1.5 \sim 2)$ ，代入数据 $n = 5.91$ ，所以本次设计 n 取 6 。

4、减震弹簧最小高度 l_{\min}

减震弹簧最小高度 $l_{\min} = n(d + \delta) \approx 1.1dn = 1.1 \times 4 \times 6 = 26.4 \text{ mm}。$

5、减震弹簧总变形量 Δl

弹簧总变形量 $\Delta l = \frac{P}{k} = \frac{1000}{260} = 3.85 \text{ mm}。$

6、减震弹簧自由高度 l_0

自由高度 $l_0 = l_{\min} + \Delta l = 26.4 + 3.85 = 30.25 \text{ mm}。$

7、减震弹簧预变形量 $\Delta l'$

预变形量 $\Delta l' = \frac{T_n}{kZR_0} = \frac{24}{260 \times 6 \times 0.05} = 0.31 \text{ mm}。$

8、减震弹簧安装工作长度 l

工作长度 $l = l_0 - \Delta l' = 30.25 - 0.31 = 29.94 \text{ mm}。$

3.4.3 限位销的计算

1、相对从动盘毂来说从动片的最大转角 α

$$\alpha = 2\sin^{-1} (\Delta l' / 2R_0)$$

减震弹簧的工作变形量 $\Delta l'$ 则和 α 有关，而 $\Delta l' = \Delta l - \Delta l'$ ，代入数据有 $\alpha = 4.06$ 度。

2、从动盘毂缺口侧边与限位销的间隙 λ_1

间隙 λ_1 可按下式计算：

$$\lambda_1 = R_1 \sin \alpha$$

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/358014131062006053>