

汽车设计

课程设计说明书

姓名 朱林雨
学号 201325120118
院系 机电工程学院
专业 车辆工程
年级 2013 级
指导教师 王新亮

2017 年 1 月 1 日

《汽车设计》课程设计任务书

	班级	学号	姓名	题目
--	----	----	----	----

组号					
18	车辆一班	20132512011 8	朱林 雨	乘用车膜片弹簧离合器设计	
<p>一、课程设计目的：</p> <p>(1) 培养学生专业思想，为综合应用“汽车构造”、“汽车理论”、“汽车设计”等课程的专业知识奠定良好基础，为今后的专业设计、生产做准备。</p> <p>(2) 提高结构设计能力，使学生学习和掌握汽车底盘总成及零部件设计的程序和方法，培养独立的、全面的、科学的工程设计能力。</p> <p>(3) 学习查阅和应用国家标准、规范、手册、图册和相关技术资料等，养成按国家标准设计应用系统的习惯。</p>					
<p>二、主要内容：</p> <p style="text-align: center;">离合器设计</p> <p>(1) 查阅离合器资料，根据使用条件，确定离合器的总体结构方案，进行离合器的总体结构设计。</p> <p>(2) 确定结构参数，对主要零部件进行强度计算。</p> <p>(3) 离合器操纵机构设计计算。</p> <p>(4) 绘制装配图和主要零件图。</p> <p>(5) 编制设计说明书。</p>					
<p>三、已知技术参数和条件：</p>					
整车	长 (mm)	5995	轮距	前 (mm)	1640

尺寸	宽 (mm)	2100		后 (mm)	1630
----	--------	------	--	--------	------

	高 (mm)	2300			
驱动形式：后轮驱动 轴距 (mm):3360 整备质量 (kg)：2160 总质量 (kg):4345 最高车速 (km/h)：90 满载时前轴负荷率：1740/2605% 最大爬坡度： $\geq 23/22$			最小转弯直径 (m)：18 最大功率 (kw)/转速 (rpm)：75/4500 最大扭矩 (Nm)/转速 (rpm)：170/4500 轮胎型号：7.50-16LT 6PR, 7.50R16LT 6PR 制动距离 (初速 30km/h) (m)：11 变速器类型：手动 5 挡		
四、参考资料：					
(1) 《汽车设计课程设计指导书》 主编：王国权，机械工业出版社 (2) 《汽车构造》 主编：陈家瑞，机械工业出版社 (3) 《汽车理论》 主编：余志生，机械工业出版社 (4) 《汽车设计》 主编：王望予，机械工业出版社 (5) 《汽车工程手册》 汽车工程手册编写组，人民交通出版社 (6) 《汽车设计实用手册》 主编：林秉华，黑龙江人民出版社 (7) 《机械设计手册》 主编：闻邦椿，机械工业出版社					
五、进度安排：					
离合器设计					
(1) 2016. 12. 19—2016. 12. 24 确定离合器总体结构设计，确定结构参数、材料及相关计算。 (2) 2016. 12. 25—2016. 12. 27 离合器操纵机构设计。					

(3) 2016. 12. 28—2017. 01. 01 绘制零部件与装配图，并撰写设计说明书。

指导老师:王新亮

学 生:朱林雨

发题日期: 年 月 日

目 录

第 1 章 离合器的结构设计.....	1
1.1 离合器结构选择.....	1
1.2 离合器结构设计的要点.....	3
1.3 离合器主要零件的设计.....	3
第 2 章 离合器的设计计算及说明.....	5
2. 1 离合器设计所需的数据.....	5
2. 2 摩擦片主要参数的选择.....	5

2. 3 膜片弹簧主要参数的选择.....	7
2. 4 膜片弹簧的载荷与变形关系.....	8
2. 5 膜片弹簧的应力计算.....	10
2.6 扭转减振器设计.....	12
2. 7 减振弹簧的设计.....	12
2. 8 从动轴的计算.....	15
2.9 从动盘毂.....	15
2. 10 分离轴承的寿命计算.....	16
第 3 章 离合器操纵机构的设计.....	17
3. 1 操纵机构.....	17
3. 2 离合器踏板行程计算.....	17
3.3 踏板力的计算.....	18

第 1 章 离合器的结构设计

1.1 离合器结构选择

(1) 摩擦片的选择

单片离合器因为结构简单, 尺寸紧凑, 散热良好, 维修调整方便, 从动部分转动惯量小, 在使用时能保证分离彻底接合平顺, 所以被广泛使用于轿车和中、小型货车, 因此该设计选择单片离合器。摩擦片数为 2。

(2) 压紧弹簧布置形式的选择

离合器压紧装置可分为周布弹簧式、中央弹簧式、斜置弹簧式、膜片弹簧式等。其中膜片弹簧的主要特点是用一个膜片弹簧代替螺旋弹簧和分离杠杆。膜片弹簧与其他几类相比又有以下几个优点[9]:

1) 由于膜片弹簧有理想的非线性特征, 弹簧压力在摩擦片磨损范围内能保证大致不变, 从而使离合器在使用中能保持其传递转矩的能力不变。当离合器分离时, 弹簧压力不像圆柱弹簧那样升高, 而是降低, 从而降低踏板力;

2) 膜片弹簧兼起压紧弹簧和分离杠杆的作用, 使结构简单紧凑, 轴向尺寸小, 零件数目少, 质量小;

3) 高速旋转时, 压紧力降低很少, 性能较稳定; 而圆柱弹簧压紧力明显下降;

4) 由于膜片弹簧大断面环形与压盘接触, 故其压力分布均匀, 摩擦片磨损均匀, 可提高使用寿命;

5) 易于实现良好的通风散热, 使用寿命长;

6) 平衡性好;

7) 有利于大批量生产, 降低制造成本。

但膜片弹簧的制造工艺较复杂, 对材料质量和尺寸精度要求高, 其非线性特性在生产中不易控制, 开口处容易产生裂纹, 端部容易磨损。近年来, 由于材料性能的提高, 制造工艺和设计方法的逐步完善, 膜片弹簧的制造已日趋成熟。因此, 选用膜片弹簧式离合器。

(3) 压盘的驱动方式

在膜片弹簧离合器中，扭矩从离合器盖传递到压盘的方法有三种 [9]：

1) 凸台-窗孔式：它是将压盘的背面凸起部分嵌入在离合器盖上的窗孔内，通过二者的配合，将扭矩从离合器盖传到压盘上，此方式结构简单，应用较多；缺点：压盘上凸台在传动过程中存在滑动摩擦，因而接触部分容易产生分离不彻底。

2) 径向传动驱动式：这种方式使用弹簧刚制的径向片将离合器盖和压盘连接在一起，此传动的方式较上一种在结构上稍显复杂一些，但它没有相对滑动部分，因而不存在磨损，同时踏板力也需要的小一些，操纵方便；另外，工作时压盘和离合器盖径向相对位置不发生变化，因此离合器盖等旋转物件不会失去平衡而产生异常振动和噪声。

3) 径向传动片驱动方式: 它用弹簧钢制的传动片将压盘与离合器盖连接在一起, 除传动片的布置方向是沿压盘的弦向布置外, 其他的结构特征都与径向传动驱动方式相同。经比较, 我选择径向传动驱动方式。

(4) 分离杠杆、分离轴承

分离杠杆的作用由膜片弹簧承担, 其作用是通过分离轴承克服离合器弹簧的推力并推动压盘移动, 从而使压盘与从动盘和从动盘与飞轮相互分离, 截断动力的传递, 分离杠杆要具有足够的强度和刚度, 以承受反复作用在其上面的弯曲应力, 分离轴承的作用是通过分离叉的作用使分离轴承沿变速器前端盖导向套作轴向移动, 推动旋转中的膜片弹簧中部分离前端, 使离合器起到分离作用。分离本次设计选用的是油封轴承, 它可以将润滑脂密封在轴承壳内, 使用中不需要增加润滑, 相比供油式轴承则需增加。

(5) 离合器的散热通风

试验表明, 摩擦片的磨损是随压盘温度的升高而增大的, 当压盘工作表面超过 $^{\circ}\text{C}$ 时摩擦片磨损剧烈增加, 正常使用条件的离合器盘, 工作表面的瞬时温度一般在 $^{\circ}\text{C}$ 以下。在特别频繁的使用下, 压盘表面的瞬时温度有可能达到 $^{\circ}\text{C}$ 。过高的温度能使压盘受压变形产生裂纹和碎裂。为使摩擦表面温度不致过高, 除要求压盘有足够大的质量以保证足够的热容量外, 还要求散热通风好。改善离合器散热通风结构的措施有: 在压盘上设散热筋, 或鼓风筋; 在离合器中间压盘内铸通风槽; 将离合器盖和压杆制成特殊的叶轮形状, 用以鼓风; 在离合器外壳内装导流罩。膜片弹簧式离合器本身构造能良好实现通风散热效果, 故不需作另外设置。

(6) 从动盘总成

从动盘总成由摩擦片, 从动片, 减震器和从动盘毂等组成。它虽然对离合器工作性能影响很大的构件, 但是其工作寿命薄弱, 因此在结构和材料上的选择是设计的重点。从动盘总成应满足如下设计要求:

- 1) 转动惯量要小, 以减小变速器换档时轮齿简单冲击;
- 2) 应具有轴向弹性, 使离合器接合平顺, 便于起步, 而且使摩擦面压力均匀, 减小磨损。
- 3) 应装扭转减振器, 以避免传动系共振, 并缓和冲击。

1.2 离合器结构设计的要点

在进行离合器的具体设计时, 首先应保证传递发动机最大扭矩为前提, 然后满足下列条件 [15]:

(1) 如前所述, 扇形波状弹簧对置分布铆接在从动钢片上, 并在从动盘上设置扭转减震器保证离合器接合柔和, 摩擦片制成一定锥度 (从动盘锥形量约为 0.5mm) 使其大端面向飞轮, 这样从动盘毂在从动轴 (即变速器第一轴) 花键上易于滑动, 有利于离合器彻底分离。

(2) 离合器主动部分与从动部分的连接和支撑形式, 离合器的主动部分包括飞轮, 离合器盖与他们一起转动并能轴向移动的压盘, 压盘通过钢片与离合器盖相连, 离合器从动部分有从动盘, 从动轴, 从动轴装在飞轮与压盘之间, 可在从动轴花键上滑动, 设计时把离合器从动轴的前轴承安装在发动机曲轴的中心孔内。

(3) 离合器从动轴的轴向定位及轴承润滑, 离合器从动轴在安装后应保持轴向定位, 在拆卸时便于离合器中抽出来。因此, 设计时使从动轴前轴承外圆与飞轮为过渡配合, 而前轴承内圈与从动轴为间隙配合, 离合器的从动轴轴向定位是靠从动轴后轴承来保证的。离合器分离轴承靠注入黄油润滑的, 而从动轴前轴承靠油杯定期注入润滑。为防止润滑油流到摩擦衬面, 造成离合器打滑, 除在轴承处安有自紧油封外, 还在飞轮上开泄油孔。

(4) 离合器运动零件的限位, 离合器处于接合时为使压盘与摩擦片很好接合, 应使分离弹簧与分离轴承之间保持一定间隙, 这是分离轴承回位弹簧加以保证。分离时, 应对踏板的最大行程加以限制。

1.3 离合器主要零件的设计

(1) 从动盘

扇形波状弹簧两两对置铆接与从动钢片上, 两侧在铆接摩擦片, 铆钉都采用铝制埋头铆钉, 摩擦衬面在铆接后腰磨削加工, 使其工作表面的不平度误差小于 0.2mm , 从动盘本体采用 45 号钢冲压加工得到, 为防止其弯曲变形而引起分离不彻底, 一般在从动盘本体上设径向切口。

(2) 摩擦片

摩擦片在性能上要满足如下要求:

- 1) 摩擦系数稳定, 工作温度, 滑磨速度, 单位压力的变化对其影响;
- 2) 具有足够的机械强度和耐磨性, 热稳定性好;
- 3) 有利于接合平顺; 4. 长期停放离合器摩擦面会发生粘着现象。

4) 摩擦片选用材料为石棉基摩擦材料, 它是由石棉或石棉织物、粘结剂和特种添加剂热压而成, 其摩擦系数为 μ 。石棉基摩擦材料密度小, 工作温度小于 180°C , 价格便宜, 使用效果良好, 在汽车离合器中广泛使用。

(3) 膜片弹簧

膜片弹簧使用优质高精质钢。其碟簧部分的尺寸精度要求高, 碟簧材料为 60SiMnA。为了提高膜片弹簧的承载能力, 要对膜片弹簧进行调质处理, 得具有高抗疲劳能力的回火索氏体。要防止膜片内缘离开, 同时对膜片弹簧进行强压处理 (将弹簧压平并保持 小时), 使其高压区产生塑性变形以产生残余反向应力, 对膜片弹簧的凹表面进行喷丸处理, 喷丸是 $\phi 0.8$ 的白口铁小丸, 可提高弹簧的疲劳寿命。同时, 为提高分离指的耐磨性, 对其进行局部高频淬火式镀铬。采用乳白镀铬, 若膜片弹簧许用应力可取为 $1500\sim 1700\text{N/mm}^2$ 。

(4) 压盘

压盘的材料选用 HT20—40 铸造制成。它要有一定的质量和刚度, 以保证足够的热容量和防止温度升高而产生的弯曲变形。压盘应与飞轮保持良好的对中, 并进行静平衡。压盘的摩擦工作面需平整光滑, 其端面粗糙不高于 0.8 。压盘壳用 $\text{M}8\times 12\text{mm}$ 螺栓将其一端固定在飞轮端面上, 另一端固定在压盘端面上。

(5) 离合器盖

离合器盖的膜片弹簧支撑处须具有较大的刚度和较高的尺寸精度,压盘高度(丛承压点到摩擦面的距离)公差要小,支撑环和支撑铆钉的安装尺寸精度要高,耐磨性好,膜片弹簧的支撑形式采用铆钉作支承时,如果分离轴承与曲轴中心线不同心,可引起铆钉的过度磨损.提高铆钉硬度的套筒和支承与曲轴中心线不同心,亦可引起铆钉的过度。提高铆钉硬度的套筒和支承圈是提高耐磨性的结构措施,采用 10 钢材材料、HRc40-50。

第 2 章 离合器的设计计算及说明

2.1 离合器设计所需的数据

表 2.1 离合器原始数据

汽车的驱动形式		4×2	
汽车最大加载质量	2000 kg	汽车的质量	4325 kg
发动机位置		前置	
发动机最大功率	75KW	发动机最大转速	4500r/min
发动机最大扭矩		≥170N·m	
离合器形式	机械、干式、单片、膜片弹簧(压式)		
操纵形式		液压人力操纵	
摩擦片最大外径		f=225mm	
踏板行程		80~150 mm	
$i_0=6.17$		$i_{g1}=5.913$	$i_{g2}=2.659$
		$i_{g3}=1.775$	$i_{g4}=1.000$
汽车最大时速		≥110 km/h	

2.2 摩擦片主要参数的选择

采用单片摩擦离合器是利用摩擦来传递发动机扭矩的,为保证可靠度,离合器静摩擦力矩 T_c 应大于发动机最大扭矩 $T_{e\max}$

摩擦片的静压力:

$$T_c = \beta \cdot T_{e\max} \quad (3.1)$$

式中： β 离合器后备系数 ($\beta > 1$)

$$T_{e\max} = 9549 \frac{\alpha P_{e\max}}{n_p} \quad (3.2) \text{ 求得}$$

发动机的最大扭矩可由式：

式中： $P_{e\max} = 75 \text{ Kw}$, $n_p = 4500 \text{ r/min}$ 。 α 在 $1.1 \sim 1.3$ 之间，取 $\alpha = 1.16$ ，则 $T_{e\max} = 196 \text{ N.m}$

(1) 后备系数 β 是离合器的重要参数，反映离合器传递发动机最大扭矩的可靠程度，选择 β 时，应从以下几个方面考虑：**a.** 摩擦片在使用中有一定磨损后，离合器还能确保传递发动机最大扭矩；**b.** 防止离合器本身滑磨程度过大；**c.** 要求能够防止传动系过载。通常轿车和轻型货车 $\beta = 1.2 \sim 1.75$ 。结合设计实际情况，故选择 $\beta = 1.5$ 。

则有 β 可有表 2.2 查得 $\beta = 1.5$ 。

表 2.2 离合器后备系数的取值范围

车型	后备系数 β
乘用车及最大总质量小于 6t 的商用车	1.20~1.75
最大总质量为 6~14t 的商用车	1.50~2.25
挂车	1.80~4.00

摩擦片的外径可有式： $D = K_D \sqrt{T_{e\max}}$ (3.3) 求得

K_D 为直径系数，取值见表 2.3 取 $K_D = 16$ 得 $D = 221.11 \text{ mm}$ 。

表 2.3 直径系数的取值范围

车型	直径系数 K_D
乘用车	14.6
最大总质量为 1.8~14.0t 的商用车	16.0~18.5 (单片离合器)
	13.5~15.0 (双片离合器)
最大总质量大于 14.0t 的商用车	22.5~24.0

摩擦片的尺寸已系列化和标准化，标准如下表(部分)：

表 2.4 离合器摩擦片尺寸系列和参数

外径 D/mm	160	180	200	225	250	280	300	325
内径 d/mm	110	125	140	150	155	165	175	190
厚度/mm	3.2	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5
$1 - C'^3$	0.687	0.694	0.700	0.667	0.620	0.589	0.583	0.585
$C' = d/D$	0.676	0.667	0.657	0.703	0.762	0.796	0.802	0.800
单面面积 cm^2	106	132	160	221	302	402	466	546

摩擦片的摩擦因数 取决于摩擦片所用的材料及基工作温度、单位压力和滑磨速度等因素。可由表 2.5 查得：

摩擦面数 Z 为离合器从动盘数的两倍，决定于离合器所需传递转矩的大小及其结构尺寸。本题目设计单片离合器，因此 $Z=2$ 。离合器间隙 Δt 是指离合器处于正常接合状态、分离套筒被回位弹簧拉到后极限位置时，为保证摩擦片正常磨损过程中离合

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/567014004113010010>