

径向嵌套式湿式双离合器设计方法的研究

李大胜, 吕 明, 石怀荣

(蚌埠学院 机械与电子工程系, 蚌埠 233030)

摘 要: 从湿式双离合器的特点出发, 分析了径向嵌套式湿式双离合器的设计方法, 建立了车辆起步时的动力学模型, 通过与某一款轿车实测参数比较结果基本符合, 由此证明径向嵌套式湿式双离合器的设计方法是合理可行的。

关键词: 湿式双离合器; 设计方法; 研究

中图分类号: U 463. 211 **文献标识码:** A **文章编号:** 1671- 119X(2011)02- 0019- 05

1 双离合器变速器

1.1 双离合器变速器的特点及工作原理

目前广泛装配于汽车上的自动变速器主要有液力机械式自动变速器(AT)、无级自动变速器(CVT)、电控机械式自动变速器(AMT)和双离合器自动变速器(DCT)等。AT的主要特点是通过液力变矩器建立传动系和发动机间的柔性连接和传动, 从而使汽车起步平稳、加速均匀、柔和, 但其结构比较复杂, 制造成本较高。CVT主要特点是通过改变带轮的工作半径, 使变速器传动比无级变化, 能使发动机始终工作在最佳工作点, 使车辆的性能大大提高。AMT则是在手动机械式变速器的基础上, 用液压和控制系统操纵, 实现自动变速^[1]。双离合器自动变速器DCT是一种具有双离合器结构的新型自动变速器, 它克服了机械手动变速器MT换挡时动力中断的缺点, 可以像自动变速器AT那样实现动力换挡。由于DCT有机地集成了AT和AMT在舒适性和经济性方面的优点, 具有很好的换挡品质和车辆动力性、经济性^[2]。双离合器自动变速器的研究在国内才起步不久, 但是由于其优良的性能及对现有生产设备条件很好的继承性而备受重视, 具有宽广的发展前景。

双离合器自动变速器的工作原理结构简图见图

1所示。双离合器自动变速器DCT使用两个湿式离合器, 与两个湿式离合器分别相联接的两根输入轴、按奇偶数档位分别布置在两根输入轴上的换挡同步器及相应齿轮组、自动换挡控制系统以及电控系统TCU等。它的主要特点是变速器各档位主动齿轮按奇、偶数档位分别与输入轴上设置的两个湿式离合器1、2连接, 离合器1、2交替传递工作动力以实现档位切换^[3]。

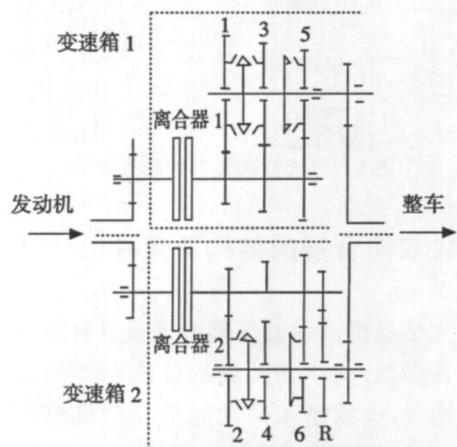


图1 双离合器自动变速器的工作原理结构简图

1.2 湿式离合器与干式离合器的特点

在双离合器自动变速器中通常采用干式单片或湿式多片离合器两种结构型式。两种结构型式相比较干式单片离合器具有结构简单、价格便宜、传递效率高、储备系数大的优点。湿式多片离合器则具有摩

擦系数稳定、磨损小和使用寿命长; 结构尺寸较小、易于布置、操作性和控制品质好; 用油冷却, 可长时间滑摩; 换挡冲击小, 换挡品质好的优点^[4].

1.3 两种湿式双离合器的结构分析及其比较

湿式双离合器是连接发动机和自动变速器, 实现动力传递的关键部件, 按两个湿式离合器的布置方式通常分为轴向平行式和径向嵌套式两种布置方式, 如图 2 所示, 图中左侧为轴向平行式结构示意图右侧为径向嵌套式结构示意图. 两种湿式双离合器都是主动部分与离合器壳连接, 从动部分分别与两根输入轴连接. 在换挡时一个离合器开始滑摩分离, 同时另一个离合器开始滑摩接合以实现轮流将发动机的动力传递到自动变速器的两根输入轴上, 具有基本相同的接合分离原理. 在结构上轴向平行式湿式双离合器上较为复杂, 但是能使离合器在接合时更加平稳、柔和, 其两个湿式离合器轴向平行紧挨着布置, 因此径向尺寸较小, 而轴向尺寸较大. 径向嵌套式湿式双离合器的两个湿式离合器径向平行布置, 内离合器嵌套在外离合器环形摩擦片组内, 虽然增大了径向尺寸, 但却可以大大减小轴向尺寸、简化双离合器的结构、减小其体积, 同时对于径向尺寸的控制可通过增加摩擦片数来实现.

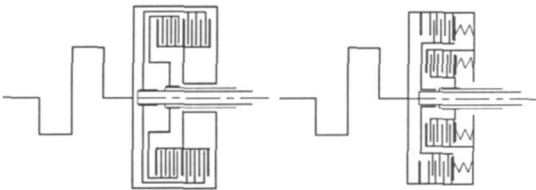


图 2 湿式双离合器的布置方式

2 湿式双离合器的结构及尺寸设计计算

本文将根据某一款车型验证设计计算湿式双离合器的各参数. 文中涉及到的该款车型的部分实测参数见表 1, 该款轿车采用的是发动机前置前轮驱动方式, 本设计选用径向嵌套式湿式双离合器. 图 3 为径向嵌套式湿式双离合器实体图.

表 1 本文涉及的部分参数

发动机位置	前置	最大扭矩/转速	135 N·m/ 3000 r/min
驱动型式	前轮驱动	速比 i_R	2.455
主减变速器型	两级圆柱齿轮主减变速器	速比 i_0	$67/52 \times 73/21$ $= 4.479$
额定功率/转速	65 kw/ 5600 r/min	起步时间 t_m	2 s

发动机输出扭矩 T_e	100 N·m	接合开始时发动机转速 ω_0	130.83 rad/s
发动机和离合器主动部分的转动惯量 I_e	0.15 kg·m ²	离合器整个从动部分的转动惯量 I_c	0.74 kg·m ²
反作用扭矩 T_{11}	56.64 N·m		

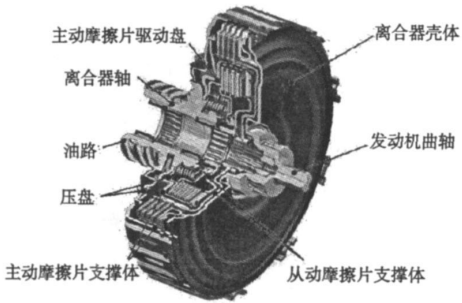


图 3 径向嵌套式湿式双离合器实体图

2.1 选取摩擦副材料和摩擦副系数

一般离合器的摩擦副按照材料的不同可分为两大类, 一类是金属型, 采用金属作为摩擦对偶衬面材料, 例如钢对钢, 钢对青铜(或黄铜), 钢对粉末冶金等; 另一类是非金属型, 采用具有非金属性质的材料作为摩擦衬面, 如石棉-树脂, 纸, 石墨-树脂, 塑料合成物等, 它们的对偶可用钢和铸铁^[5].

一般金属摩擦对偶衬面材料多用在干式刹车片、制动器的摩擦材料. 非金属型摩擦对偶衬面材料最大的缺陷是磨损量大、导热性差、易烧坏. 但只要能保证良好的冷却润滑, 其性能中独特的疏松弹性、无噪声、结合平稳、润滑保持性能好、动摩擦系数几乎和摩滑速度无关及低成本并且可以改善驾乘舒适性的优点就能得以充分体现. 目前纸质材料在中小型轿车自动传动中得到较广泛使用, 在本论文中湿式双离合器的摩擦副材料选用纸质材料.

2.2 内离合器摩擦表面尺寸的计算

湿式离合器的摩擦力矩 M_m 与压紧力、离合器摩擦副数、摩擦接触表面摩擦系数和作用半径有关, 经推导纸质摩擦材料换算作用半径为 $r_h = 2(R^3 - r^3)/3(R^2 - r^2)$, 离合器摩擦力矩应大于传递的扭矩, 才能可靠工作, 即在滑摩过程中能保证一定时间内结合, 在结合后工作时不打滑. 故离合器的摩擦力矩 $M_m = \beta M_{\max} = 0.67\pi\mu\psi(1 - a_m^3)/[q]R^3z$

其中:

M ——离合器传递的扭矩, 一般取发动机的最大扭矩;

μ ——摩擦系数, 从动力换挡传递力矩出发, 取动摩擦系数;

Ψ ——接触系数, 等于扣除油槽后的面积和总面积之比($\Psi < 1$);

a_m ——摩擦片内外半径的比值;

$[q]$ ——摩擦片允许比压, 即单位面积上的压力;

R ——摩擦片外半径;

r ——摩擦片内半径;

z ——摩擦副数;

β ——离合器的储备系数。

在设计计算时首先应选择合理的储备系数 β 。储备系数 β 选择的过大将会增加离合器的体积, 而 β 选择过小则会影响离合器传递的稳定性。通常湿式双离合器一般选择储备系数 $\beta = 1.1 \sim 1.25$ 。如果在高级轿车上使用, 因为一般高级轿车后备功率相应较大、使用条件相应较好。为控制离合器的尺寸, β 取较小值。对于安装于中低型车, 通常因其后备功率较小, 所以 β 值相应取较大值。对于径向嵌套式湿式双离合器因为其内外两个离合器尺寸不同, 在设计时一般将外离合器的后备系数取值大于内离合器的后备系数取值。本例内离合器的 β 取较小值 $\beta = 1.1$ 。通常取离合器摩擦片表面接触系数 $\Psi = 0.6 \sim 0.7$ 。在设计时的原则是一般接触系数 Ψ 在连接 1、3、5 档取较小值, 连接 2、4、6 档的接触系数 Ψ 应取较大值。本例取 $\Psi = 0.7$ 。摩擦力矩、比压和磨损的大小与摩擦片内外半径比 a_m 的选择有关, 在实际设计中为尽量减小离合器尺寸同时又获得较大的摩擦力矩, 允许磨损有适量的增加。所以 a_m 值的选择除考虑比压分布和磨损外, 还应考虑摩擦副的结构特点^[5]。对于径向嵌套式湿式双离合器的外离合器在设计计算时必须考虑到其有足够的空间嵌套内离合器, 因此一般外离合器的 a_m 值可取较大值, 相应内离合器 a_m 取较小值。本例设计计算时内离合器取 $a_m = 0.7$ 。查相关参考资料可知纸质对钢的静摩擦系数为 $\mu_s = 0.13 \sim 0.16$, 动摩擦系数为 $\mu_d = 0.11$, 允许比压为 $2 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ 。因此本例取摩擦片允许比压 $[q] = 2 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ 。因为如果要求湿式离合器摩擦副在接合时压紧力损失小, 分离时磨损小、功率损失少则必须尽量减少湿式离合器摩擦副对数, 因此在保证传递力矩的前提下摩擦副数 z 的选择应尽量少, 对于两个湿式离合器轴向平行布置的轴向平行式湿式双离合器, 摩擦片数取小些可大大减小轴向尺寸。一般取 3~5 片摩擦片较为适宜。为了径向

嵌套式湿式双离合器能传递足够大的转矩同时又控制外离合器的径向尺寸, 一般每个湿式离合器的摩擦片数取 4~6 片为宜。在实际计算时, 一般是先依据经验初选 z 值计算离合器的外径尺寸, 如果计算结果摩擦片外径尺寸较大, 则可通过增加摩擦片数来减小离合器外径尺寸。在本例中选择内离合器摩擦片数与外离合器摩擦片数相等各为 4 片, 则摩擦副数 $z = 8$ 。

由前述摩擦力矩的公式换算可得摩擦片外半径计算公式:

$$R = \sqrt[3]{\frac{1.5\beta M}{\pi\mu\Psi(1-a_m^3)[q]z}}$$

将以上各参数带入可求得内离合器摩擦片外半径 $R = 44.444 \text{ mm}$, 再根据离合器摩擦片的设计标准取整得内离合器摩擦片外半径 $R = 50 \text{ mm}$, 则内离合器摩擦片外直径 $D = 100 \text{ mm}$ 。内离合器摩擦片内直径 $d = D \times 0.7 = 70 \text{ mm}$ 。由此可选取摩擦片厚度 $h = 3.2 \text{ mm}$, 摩擦片分离间隙 $\Delta = 0.18 \text{ mm}$ 。

$$M_m = \beta M_{\max} = 0.67\pi\mu\Psi(1-a_m^3)[q]R^3z$$

$$1.1 \times 135 = 0.67 \times 3.14 \times 0.11 \times 0.7 \times (1 - 0.7^3) \times [q] \times 0.05^3 \times 8$$

$$\text{则可求得: } [q] = 1.39 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

2.3 外离合器摩擦表面尺寸的计算

一般离合器摩擦片支撑体的厚度在 5~8 mm 之间, 本例中取内外离合器之间的间隙为 15 mm。所求得外离合器摩擦片的内直径为 $d = 100 + 15 \times 2 = 130 \text{ mm}$ 。由前述知一般外离合器的 a_m 值取较大值; 内离合器的 a_m 取较小值。本例设计内离合器取 $a_m = 0.7$, 外离合器则取 $a_m = 0.8$, 则外离合器外直径 D 为: $D = d/a_m = 130/0.8 = 162.55 \text{ mm}$, 按照离合器摩擦片的设计制造标准进行数据圆整选择: $D = 165 \text{ mm}$ 。由最终确定的 D 和 d 的值反求摩擦片内外直径比 $a_m = 130/165 = 0.788$, 由此可选取摩擦片厚度 $h = 3.5 \text{ mm}$, 摩擦片分离间隙 $\Delta = 0.19 \text{ mm}$ 。一般在设计时外离合器的后备系数取值大于内离合器的后备系数取值。因此外离合器的后备系数 β 需选得较大, 取 $\beta = 1.2$ 。由前述一般连接 1、3、5 档的接触系数 Ψ 取较小值, 连接 2、4、6 档的接触系数 Ψ 应取较大值。本例内离合器摩擦片接触系数取 $\Psi = 0.7$, 则外离合器摩擦片接触系数取 $\Psi = 0.6$ 。其余 $[q]$ 、 z 的取值与内离合器取值相同。将以上各参数代入, 验证设计外离合器数值是否能满足传递发动最大扭矩的要求。

$$M_m = 0.67\pi\mu\Psi(1-a_m^3)[q]R^3z$$

$$\begin{aligned} &= 0.67 \times 3.14 \times 0.11 \times 0.6 \times (1 - 0.8^3) \times 2 \times \\ &10^6 \times 0.07425^3 \times 8 \\ &= 443.8 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

$$M_m = \beta M_{\max} = 1.2 \times 135 = 162 \text{ N} \cdot \text{m}$$

因 $M > M_m$, 所以验证设计的外离合器可以保证传递发动机的最大转矩。但外离合器接合如仍按上述的内离合器接合时的规律加压, 必定会产生冲击和过载, 因此还需按外离合器的后备系数确定外离合器接合时的最大比压。

$$\begin{aligned} M_m &= \beta M_{\max} = 0.67 \pi \mu \Psi (1 - a_m^3) [q] R^3 z \\ 1.2 \times 135 &= 0.67 \times 3.14 \times 0.11 \times 0.6 \times (1 - 0.8^3) \times [q] \times 0.07425^3 \times 8 \end{aligned}$$

$$\text{则可求得: } [q] = 7.3 \times 10^5 \text{ N/m}^2$$

2.4 摩擦功的计算

车辆从原地起步及动力换挡的过程中, 离合器分离、接合将出现摩擦过程, 直到主被动系统转速相等时摩擦才结束, 在此过程中离合器消耗的功称为摩擦功将会转变为大量的热, 使摩擦副工作条件变坏。离合器的工作可靠性和耐用性, 不仅决定于传递转矩的能力, 很大程度上还与摩擦副的热负荷有关。而摩擦功也是计算离合器热负荷的基础, 影响摩擦功的因素主要有: 摩擦片的压力, 相对转速, 换挡时间, 发动机的扭矩变化特性, 主被动系统的转动惯量, 主被动系统的阻力矩, 摩擦副的摩擦系数和表面状态, 润滑油的粘度等。如摩擦过程中产生的热量过大, 离合器摩擦片将可能出现翘曲、烧坏、融化、烧结等现象, 因此必须对离合器进行热负荷计算以便为后续摩擦片的热负荷和冷却油的计算提供依据。换挡和起步时产生摩擦功大小也不相同, 与换挡过程相比起步时汽车从零速度在几秒内上升到几十千米每小时的速度, 加速度很大, 摩擦现象较剧烈, 单位时间内产生的摩擦功也较多。因此只需计算湿式双离合起步时产生的摩擦功即可。

车辆一般都使用一档起步, 假设与一档主动齿轮连接的自动变速器输入轴与湿式离合器 C1 的从动部分连接, 则车辆起步时只有湿式离合器 C1 在工作, 湿式离合器 C2 是始终分离的。由此我们可建立车辆在起步时的动力学模型如图 4 所示。

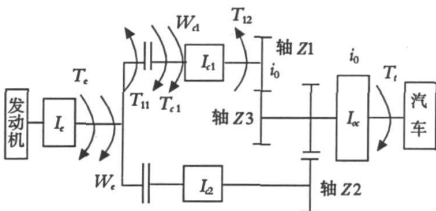


图 4 车辆起步时的动力学模型

图中各符号的意义为: T_e 为发动机输出扭矩; T_{c1} 为离合器 C1 传递的摩擦扭矩; T_i 为对车辆输出的扭矩; T_{11} 为离合器 C1 从动部分对发动机和离合器主动部分的反作用扭矩; T_{12} 为输出轴对离合器 C1 从动部分的反作用扭矩; ω_e 为发动机的角速度; ω_{c1} 为离合器 C1 的角速度; I_e 为发动机和离合器主动部分的转动惯量; I_{c1} 为离合器 C1 从动部分(包括所在变速器输入轴 Z1 及其上齿轮)的转动惯量; I_{c2} 为离合器 C2 从动部分(包括所在变速器输入轴 Z2 及其上齿轮)的转动惯量; I_a 为汽车主减速器等其他旋转零件的转动惯量。力矩方向以沿发动机角速度方向为正。主减速器传动比为 i_0 , 低档传动比为 $i_1^{(6)}$ 。

假设起步时湿式离合器 C1 在 t_m 秒接合, 在 C1 接合过程中, 为了计算的方便, 一般假设发动机输出扭矩 T_e 和离合器 C1 从动部分对发动机和离合器主动部分的反作用扭矩 T_{11} 均为常数, 离合器 C1 传递的摩擦扭矩 T_{c1} 为时间 t 的线性函数, 即 $T_{c1} = kt$ 。设 I_c 为离合器整个从动部分的转动惯量, 则 $I_c = I_{c1} + I_{c2} + I_a$ 。

当 $t = 0$ 时, 湿式离合器开始接合, 其主动部分角速度 $\omega_e = \omega_0$, ω_0 为离合器接合开始时发动机输出的转速, 湿式离合器从动部分角速度 $\omega_{c1} = 0$ 。

当 $t = t_m$ 时, 湿式离合器主从动部分将完全接合在一起, 离合器主动部分角速度 ω_e 将等于离合器从动部分角速度 ω_{c1} , 即 $\omega_e = \omega_{c1}$ 。

$$\text{由此推导出摩擦扭矩随时间的增长系数 } k = \frac{(T_e I_c + T_{11} I_e) t_m + \omega_0 I_e I_c}{(I_e + I_c) t_m^2}$$

$$\text{车辆在起步时的摩擦功的表达式 } W_{c1} = \int_0^{t_m} kt \left[-\frac{k(I_c + I_e)}{I_e I_c} t^2 + \frac{(T_e I_c + T_{11} I_e)}{I_e I_c} + \omega_0 \right] dt$$

当 $t = 0$, $\omega_{c1} = 0$ 时确定积分常量得摩擦功的表达式

$$W_{c1} = -\frac{k^2(I_c + I_e)}{4I_e I_c} t_m^4 + \frac{k(T_e I_c + T_{11} I_e)}{3I_e I_c} t_m^3 + \frac{1}{2} k \omega_0 t_m^2$$

将各参数代入上式可得:

$$\begin{aligned} W_{c1} &= \frac{50.41^2(0.74 + 0.15)}{4 \times 0.15 \times 0.74} \times 2^4 + \\ &\frac{50.41 \times (100 \times 0.74 + 56.64 \times 0.15)}{3 \times 0.15 \times 0.74} + \frac{1}{2} \times \\ &50.41 \times 130.83 \times 2^2 = 20524.91 \text{ J} \end{aligned}$$

2.5 数据汇总

将本文计算所得的数据和实测实物数据列表见

表 2 所示, 根据计算所得的表中的数值与实物实测数据相比较基本符合, 误差不大, 说明这种径向嵌套式湿式双离合器的设计方法基本上是合理可行的.

表 2 设计结果汇总表

湿式双离合器参数	外离合器	内离合器
摩擦副材料	纸质材料	纸质材料
静摩擦系数	0. 13~ 0. 16	0. 13~ 0. 16
动摩擦系数	0. 11	0. 11
后备系数	1. 2	1. 1
摩擦片数	4	4
计算摩擦片外半径 D (mm)	165	100
实测摩擦片外半径 D (mm)	170	105
计算摩擦片内直径 d (mm)	130	70
实测摩擦片外半径 D (mm)	135	75
计算摩擦片内外半径比 a_m	0. 788	0. 7
实测摩擦片内外半径比 a_m	0. 794	0. 714
计算摩擦片厚度 (mm)	3. 5	3. 2
实测摩擦片厚度 (mm)	3. 55	3. 28
计算摩擦片分离间隙 (mm)	0. 19	0. 18
实测摩擦片分离间隙 (mm)	0. 20	0. 19
最大许用应力 $[q]$ (N/M ²)	$7. 3 \times 10^5$	$1. 39 \times 10^6$
起步时的摩滑功 (J)	20524. 9	无

等特点进行分析的基础上, 提出了内外离合器摩擦副表面尺寸的设计计算方法, 在理论上建立湿式双离合器起步时的动力学方程从而推导出了离合器摩滑功的计算公式, 通过计算数据与实物实测数据的比较, 证明了该设计方法的合理有效性, 为今后进一步进行的双离合器自动变速器动力学建模及仿真研究奠定了理论和数据基础.

参 考 文 献

[1] 邓在标. 湿式双离合器自动变速器设计方法的研究 [D]. 武汉: 华中科技大学硕士学位论文, 2007.

[2] 刘振军, 刘 飞, 郝宏伟. 双离合器式自动变速器的三维建模与仿真[J]. 机械传动, 2010, (6): 26– 30.

[3] 操剑锋. 湿式双离合器自动变速器仿真技术研究[D]. 吉林: 吉林大学硕士学位论文, 2007.

[4] 刘振军, 秦大同, 叶 明等. 车辆双离合器自动变速传动技术研究进展分析[J]. 农业机械学报, 2005, (11): 161– 164.

[5] 朱经昌, 魏宸官, 郑幕侨, 等. 车辆液力传动[M]. 北京: 国防工业出版社, 1983: 163– 192.

[6] 牛铭奎, 程秀生, 等. 双离合器式自动变速器换挡特性研究[J]. 汽车工程, 2004, (4): 453– 457.

3 结 论

本文在对湿式双离合器的作用、设计要求、结构

A Study Based on Design Approach of Radial Nested DCT

LI Da-sheng, LV Ming, SHI Hua-rong

(Dept. of Electronic and Mechanical Engineering, Bengbu College, Bengbu 233030, China)

Abstract: This thesis begins with characteristics of wet double clutch transmission, analyzes the design approach of radial nested DCT, and builds the dynamic simulation model of cars' starting . Through comparing the parameter of one saloon car, the result is accord with the fact. This proves that the design approach of radial nested DCT is reasonable and feasible.

Key words: wet double clutch transmission; design approach