

# 一种新型滚柱式控制分离型超越离合器的设计

王鹏\*, 李平康, 李文广, 孔令亮

北京交通大学机械与电子控制工程学院, 北京 100044

\* E-mail: zhoyemx@163.com

收稿日期: 2013-03-01; 接受日期: 2013-03-27

国家自然科学基金(批准号: 61074104)资助项目

**摘要** 使用可控超越离合器进行车辆动力传动系统的改造已经成为简化系统构造, 提高综合传动性能的有效途径之一. 然而, 现有可控离合器在通用性及功能性等方面的缺陷极大制约了该类产品的适用范围. 在这样的背景下, 本文首先介绍了一种普遍适用于传统超越离合器“控制分离型再设计”的新方法; 基于该方法设计了一种新型的滚柱式控制分离型超越离合器的主体结构, 该离合器以传统自锁机构为原型, 具有适用范围广、通用性好等优点. 其次, 依据 Hertz 接触理论对其主要结构参数进行了静态设计校核. 然后, 遵循该离合器原理建立了基于 ADAMS 的非线性动力学模型, 通过将仿真结果与相关文献中同等工况下离合器的主要动态指标进行比较, 验证了所建模型的合理性. 最后, 通过仿真得到结论: 所设计的滚柱式控制分离型超越离合器能够可靠地实现预期的功能模式, 且主要动态指标均能够满足使用需求. 同时也证明了所使用设计方法可以有效指导该类型离合器的设计.

**关键词**滚柱式控制分离型  
超越离合器  
设计方法  
结构参数设计  
ADAMS

超越离合器应用领域的不断拓展, 形成了对其功能模式的多样化需求, 促进了在不同领域对具有单向或双向可控功能的超越离合器的研究, 由此产生了不同类型的可控超越离合器<sup>[1-7]</sup>, 使超越离合器可以有选择地工作在正向或反向单向超越、双向超越以及双向楔合这四种工作模式下.

近来, 随着汽车工业的快速发展, 为提高车辆动力传动系统的综合性能, 简化系统结构, 降低能耗, 国内外学者开始对可控超越离合装置配合或替代传统执行机构实现各工况转换的技术方案进行了深入地研究. 其中, Goto 等人<sup>[8]</sup>设计了一种应用于 SUV 车辆上控制四驱动力模式的可控式双向离合器, 该离合器由滚柱式超越离合器与电磁装置组成, 通过电磁装置控制滚柱停留在楔角中的位置, 以实现超越

与接合的双向选择. Martin 和 Heath 等人<sup>[9, 10]</sup>提出了使用经过改造的牙嵌式超越换挡器组件替代 AMT 中的换挡同步器组件, 解决了换挡动力中断问题. Holmes<sup>[11]</sup>开发了一种以轴向可移动的可控单向离合器为核心部件的电控变速器. Samie 和 Lee 等人<sup>[12, 13]</sup>开发了一种用于替代自动变速器中换挡制动器的新式可控超越离合器, 结合发动机的控制策略, 简化了变速系统的结构, 降低了换挡过程的冲击. 黄向东和刘延伟等人<sup>[14, 15]</sup>提出了基于可控化改造的摩擦式超越换挡器方案, 有助于缓解动力快速切换中的冲击. Morikawa<sup>[16]</sup>在一种变传动比转向装置中使用两种不同的滚柱式双向超越离合器, 用以转换转向系统的工作模式. Hao 等人<sup>[17]</sup>等提出了一种无动力中断的超越式 AMT 系统, 用双向离合器替代同步器解决了换

挡过程中的动力中断以及离合器磨损问题。另外,一些国外专利<sup>[18-21]</sup>中也包含了关于可控超越离合器在车辆系统中应用的研究资料。然而,从总体上讲,可控超越离合器仍存在以下一些问题:1) 对该类超越离合器的研发尚处于发展阶段,缺乏明确的分类,系列化程度还不高;2) 产品类型仍比较有限,通用性较差,多是针对某些特定情况而开发的;3) 机械结构上的制约,使得多数可控离合装置只适用于实现间歇或逆止运动。而当离合器分离后,从动部分能够独立于控制机件运动的这一类可控超越离合器仍然比较匮乏。这将大大局限可控离合器的适用范围,使其难以充分发挥与动力传动系统中其他执行机构的协同工作能力。

为解决上述问题,本文首先根据“控制机件能否在超越状态分离于从动部分”这一特征,将可控超越离合器划分为“控制分离型”与“控制非分离型”两类。本文的研究对象是一种能够实现4种工作模式的双向可控的控制分离型超越离合器。在此基础上,本文将介绍一种普遍适用于传统超越离合器的“控制分离型再设计”的新方法,使用该方法对一种新型的滚柱式控制分离型超越离合器进行结构设计以及静态强度校核;最后,通过对所建立的系统动力学模型进行仿真分析,验证所设计离合器功能的可靠性,以及主要动态指标能否满足设计需求。

## 1 滚柱式控制分离型超越离合器结构设计

### 1.1 控制分离型再设计的新方法介绍

为了便于理解本文设计的滚柱式控制分离型超越离合器的设计思路以及衍生机理,本文首先介绍这种以传统超越离合器为基础的,且普遍适用于滚柱式、楔块式、弧块式及其衍生型离合器的控制分离型再设计方法。该方法实质上是一种基于传统自锁机构的机构衍生方法,通过对传统离合器自锁机构进行等效转化、重新分割,并沿轴向布置,在满足自锁条件的前提下衍生出新型的控制分离型自锁机构。该方法的主要设计步骤为:1) 原机构的等效机构转化;2) 解楔方式的确定以及控制机件的设计;3) 由控制非分离型机构向控制分离型机构的分割衍生;4) 衍生机构的自锁条件分析;5) 确定从衍生机构还原为控制分离型离合器的轴向排布方式;6) 根据功能

需求,添加辅助装置,完善离合器的设计。

1) 该设计方法适应范围广,具有较强的通用性。所设计的离合器属于“控制分离型”,最多可具有4种工作模式,能够替代或配合离合型、制动型执行机构工作;2) 打破了传统的沿径向布置自锁构件的方式,具有轴向布置的特点;3) 由传统离合装置衍生而来,结构上未破坏传统的自锁机构,便于参照相关成熟的设计准则对新离合器进行设计,通过改变控制机件的作用对象与方向可以调换主从动部件。

下文将以滚柱式离合器为例介绍该方法的具体设计步骤与原理。

由图1(a)传统可控滚柱式离合器简图可知:假设外环为主动件,外环向右侧平动。当控制机件被制动时,呈正多边形结构的内环无法跨越滚柱而独立运动,它与控制端、滚柱约束在一起。因此,该离合器属于“控制非分离型”。

具体设计流程如下所述。

1) 为了便于分析,首先从图1(a)传统滚柱式超越离合器的对称结构中提取出一个独立的自锁机构,图中虚线部分所示。并根据各部件在相互作用点处的瞬时运动方向将原旋转构件转化为等效的平移构件。此时外环为主动件,顺时针旋转。外环与滚柱以及滚柱与内环之间的瞬时相对运动方向分别如图1(a)中箭头1,2所示。于是可将原离合器的外环、控制机件及内环分别转化为如图1(b)所示的平板型或楔型平移运动构件,而滚柱的结构保持不变。等效后的独立机构如图1(b)所示。一般来讲,滚柱、楔形体及弧块等原离合器的接触体保持原形不变,经等效后的构件应

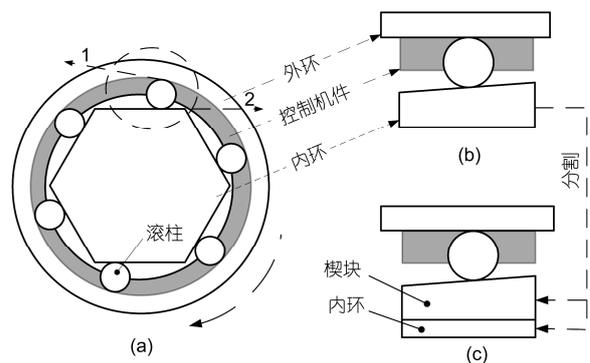


图1 典型自锁机构向控制分离型自锁机构的衍生流程  
(a) 传统滚柱式超越离合器; (b) 等效平移运动机构; (c) 衍生自锁机构

为楔块或平板型等简单结构件。

2) 根据主动件, 确定控制机件的解楔对象及方向. 若假设外环主动, 外环向右侧平动, 带动滚柱滚入由内外环形成的楔角, 机构各组件自锁, 自由度为 1. 为使滚柱脱离楔角, 则应使控制机件对滚柱施加向左的解楔力, 促使该机构解锁.

3) 确定由“控制非分离型”向“控制分离型”衍变的方案. 通过分析可知: 当外环主动时, 为使控制机件对滚柱施加解楔力后能够独立于内环, 则必须将内环上的楔角从其上分离出来, 且二者间的分割面应平行于外环运动的方向. 于是, 将内环沿外环运动方向分割为内环与楔块两个构件, 得到如图 1(c)所示的衍生自锁机构. 观察该衍生机构可以看出: 内环也可以作为主动件促使衍生机构自锁. 当内环主动时, 内环向左侧平动, 带动楔块向左侧平移, 此时滚柱进入楔角, 整个机构自锁, 自由度为 1. 此时若控制机件对滚柱施加阻力, 将会增加离合器楔紧的趋势. 为使离合器分离, 需将楔块作为解楔对象, 解楔方向仍与主动件的运动方向相反. 由此可见, 衍生机构可以有选择地通过内环或外环驱动, 并且机构的解锁是分别通过约束滚柱与楔块的运动而实现. 只需调整控制机件的解楔对象与方向即可实现主从动件的调换. 此外, 如图 2 所示, 楔块式、弧块式离合器亦可遵照以上等效分割方法进行“可控分离型”机构的转化. 事实上, 该方法普遍适用于对滚柱式、楔块式、弧块式及其派生机构进行可控分离型设计.

4) 衍生机构的自锁分析. 经过沿轴向排布的滚柱与内外环的各接触点处具有一定的速度差. 为减少这一因素的影响, 在设计时要求滚柱的接触点直

径与滚柱长度之比应选取较大值. 另外滚柱在楔合过程中滚动的角度是非常小的. 故可以近似认为滚柱与内外环在接触点上的转速是一致的, 自锁分析仍采用经典方法.

依据自锁原理<sup>[22]</sup>, 并见图 3 所示, 当外环主动时, 只要同时保证滚柱与楔块, 以及楔块与内环的接触面上不发生打滑, 则该机构自锁, 即  $\tan(\alpha/2) < \mu_1$  且  $\tan(\alpha/2) < \mu_2$ . 同理可得: 内环主动时该机构自锁的条件为  $\tan(\alpha/2) < \mu_1$  且  $\tan(\alpha/2) < \mu_3$ . 其中:  $\alpha$  为楔块楔角;  $\mu_1, \mu_2, \mu_3$  分别为楔块与滚柱、楔块与内环以及滚柱与外环之间的静摩擦系数.

5) 利用衍生机构还原控制分离型超越离合器. 超越离合器的还原方案有径向和轴向布置方案两种, 如图 4 所示. 若采用径向布置方案, 如图 4(a)所示, 由于内环与楔块间为弧面接触, 接触面上实际的合力方向对有效接触位置、加工精度及磨损等因素均比较敏感, 因此在实际运行中不易保持自锁的稳定性. 另外, 为保证各组滚柱与楔块之间的相对位置关系, 则必须为楔块组配备保持架, 使离合器的结构复杂化. 因此, 综合以上两点考虑宜采用轴向布置的方案,

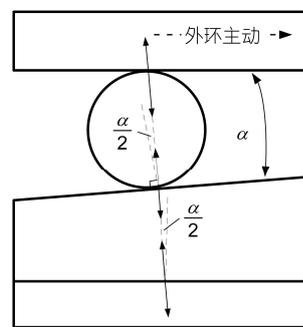


图3 新机构自锁分析

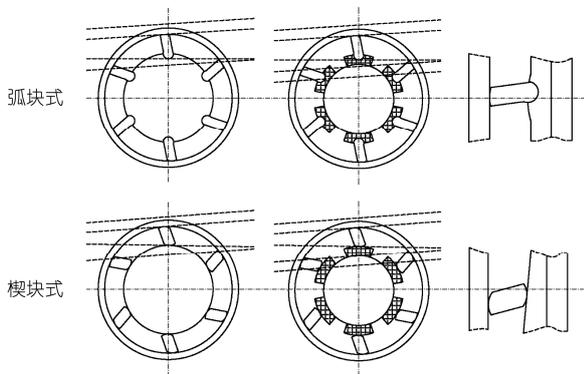


图2 弧块式与楔块式自锁机构的衍生过程

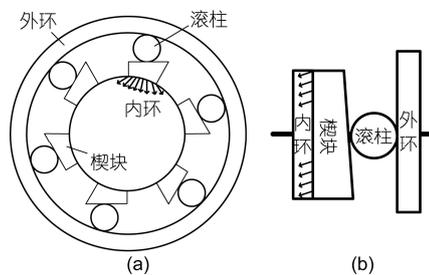


图4 径向与轴向布置方案比较

(a) 径向布置方案; (b) 轴向布置方案

如图 4(b)所示, 沿轴向排布的内环与楔块间为平面接触, 便于保证两者间作用力方向的稳定性, 且各楔块可制为一体, 避免了径向布置带来的缺陷。

6) 根据设计需求, 完善设计细节. 根据所需工作模式的种类, 完善自锁构件与控制机件的设计, 如双向离合器需具备正反两向对称的自锁机构, 配置预紧弹簧、保持架等辅助构件等。

## 1.2 滚柱式控制分离型超越离合器的特点及工作原理

滚柱式控制分离型超越离合器的机构设计图如图 5 所示. 该离合器主要由主动环、从动环、楔块环、滚柱、控制环及预紧弹簧组成, 前 4 个构件分别对应于图 1(c)中的外环、内环、楔块、滚柱及控制机件. 主动环与从动环均为平面圆盘构件, 图中设计的围挡结构是为了保证滚柱体不脱离楔角. 工作时, 主从动部件依靠盘面传递扭矩的. 楔块环上表面为突起的楔形对称结构, 对称的楔形结构使离合器能够在双向传递转矩; 其下表面为平面, 与从动环接触形成摩擦转矩. 滚柱沿径向对称排布于楔块的斜面上, 在主动环与楔块环之间传递转矩. 控制环为环形多拨爪结构, 工作时只与滚柱接触, 拨爪拨动滚柱脱离楔角而使离合器分离. 预紧弹簧为压缩弹簧, 安置在两个滚柱之间, 将滚柱推向楔角的上坡面而达到预紧的作用, 促进离合器快速接合。

通过改变控制环的约束方式, 离合器可以有选择地工作在正向或反向单向超越、双向超越以及双向离合这 4 种工作模式下. 具体来说: 当控制环正反两向均不受约束时, 主动环经楔块环, 通过两侧对称的

楔块-滚柱机构在正反两向均可传递转矩, 此时控制环处于自由状态, 不会阻止滚柱进入由楔块环与从动环组成的楔角, 离合器运行于“双向楔合”模式, 相当于联轴器的作用; 当控制环正反两向均受约束时, 控制环将阻止滚柱进入楔角, 动力在正反两向均无法传递给从动环. 从动环因不受其他构件的约束, 可以自由运动, 此时离合器完全分离, 运行于控制分离的“双向超越”模式; 而当控制环受到单向约束时, 在受到约束的方向上离合器处于控制分离的超越状态, 反方向上处于楔合状态, 此时离合器运行于控制分离的“单向超越”模式, 等同于典型单向离合器。

总结该新型滚柱式控制分离型超越离合器有以下特点。

- 1) 该离合器属于“控制分离型”, 具有 4 种工作模式, 能够替代或配合离合型、制动型执行机构工作, 适用面较宽;
- 2) 该离合器打破了传统超越离合器沿径向布置的方式, 沿轴向布置自锁机构, 有效地减小控制机件的轴向尺寸, 适用于轴向设计尺寸受限的情况;
- 3) 该离合器滚柱磨损后, 理论上楔角保持不变, 与比传统离合器相比, 具有更强的尺寸变化的宽容性;
- 4) 该离合器由传统离合装置衍生而来, 未破坏原离合器的基本自锁机构, 在设计过程中, 可以参照相关成熟的设计准则进行参数设计与强度校核, 且只需调整控制机件的作用对象与方向, 便可互换主从动部件;
- 5) 该离合器自锁元件可沿轴向对称分布, 理论上可成倍增加承载能力, 在某些特殊情况下可以采纳。

## 2 离合器结构参数设计与强度校核

本文所设计的超越离合器虽然采用了轴向布置方式, 但并未破坏原离合器中的自锁机构. 于是, 依据机械设计手册中有关滚柱型的技术标准, 仍然应以滚柱与外环、楔块间的接触面作为危险接触面进行校核. 假设楔块环、滚柱与从动环的材料、表面硬度和表面粗糙度是相同的, 故滚柱与楔块环、从动环之间的正压力是相等的. 因此, 只需对其中一个接触面进行校核即可。

此外, 与传统离合器相比, 新增接触面包括主动环与楔块环, 以及控制环与滚柱之间的接触面. 前者为平面低副接触; 后者虽为高副接触, 但由文献 [23]可知, 解楔力矩一般低于传递转矩的 10%. 由此

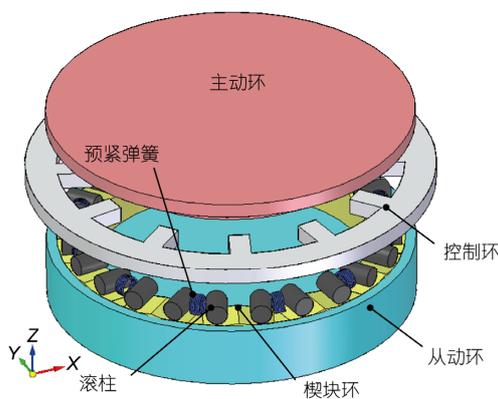


图 5 滚柱式控制端分离型超越离合器的机构设计图

可知, 这两个接触面上产生的接触应力均远小于上述危险接触面上的接触应力. 故下文仅对滚柱与楔块环之间的接触应力进行校核.

### 2.1 结构参数的初步选取

该离合器主要结构参数包括楔角 $\alpha$ 、滚柱直径 $d$ 、滚柱长度 $b$ 、滚柱数 $z$ 、平均有效接触半径 $R_C$ 以及静摩擦系数 $\mu_A$ . 本文所设计的超越离合器面向中型以下车辆动力传动系统, 其设计要求为: 额定工作转速为 2000 r/min, 最大传递转矩为 800 N m, 离合器额定楔合次数为  $10^6$  次. 离合器采用 GCr15 制造, 静摩擦系数一般在 0.10~0.15, 因此选取  $\mu_A=0.12$ . 由文献[24]可知, 当滚柱磨损因素对楔角的影响不大时, 可取  $\alpha=10^\circ\sim 12^\circ$ . 同时考虑到适当增大楔角 $\alpha$ , 有利于降低控制机件的解楔力, 故最终选取  $\alpha=11^\circ$ . 其余参数均按照机械设计手册中对应结构要素的要求进行初选.

### 2.2 静态强度校核

本文参照图 6 所示的设计流程对离合器结构参数进行校核.

首先, 由下式得到离合器计算转矩  $T_C$

$$T_C = K_3(K_1 + K_2)T_i \quad (1)$$

其中  $K_1$  为原动机类型系数;  $K_2$  为工作机类型系数;  $K_3$  为接触面系数;  $T_i$  为最大传递转矩.

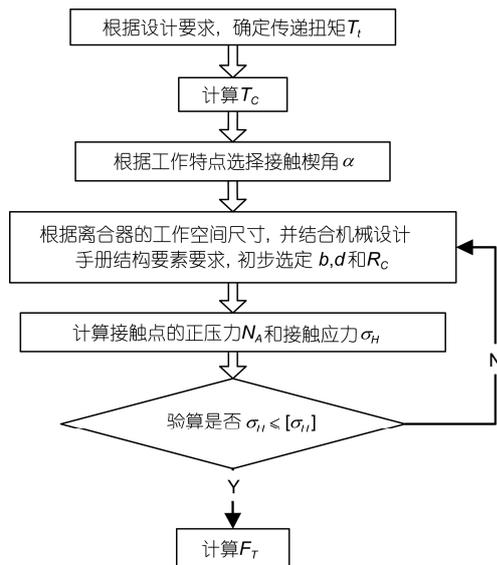


图 6 主要结构参数设计校核流程

若忽略滚动摩擦力与弹簧预紧力的影响, 由下式, 可得滚柱与从动环接触点的正压力  $N_A$ .

$$N_A = \frac{T_C}{R_C \mu_A z} \quad (2)$$

由 Hertz 接触(3)式<sup>[1]</sup>, 可得接触应力  $\sigma_H$

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{N_A E}{b \rho_v}} \quad (3)$$

其中  $\rho_v = 0.5D_v d / (D_v - d)$ ,  $D_v$  与  $d$  为接触副两侧曲率直径; 弹性模量  $E$ .

将结构参数代入下式, 可得弹簧压紧力  $F_T$

$$F_T \geq \frac{2R_C \mu_A m n^2}{18 \times 10^4} \quad (4)$$

经过多次反复校核, 得到滚柱与外环、楔块间的接触应力  $\sigma_H=2865.5$  MPa. 由于离合器额定楔合次数为  $10^6$ , 参考手册[24]取  $[\sigma_H]=3041\sim 3247$  MPa, 可知  $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ , 说明经过校核的结构参数满足设计要求. 离合器主要设计参数见表 1 所示.

## 3 离合器动力学模型的建立与仿真分析

为评价本文所设计离合器的动态性能指标, 并验证其功能的可靠性, 本节遵循该离合器原理建立了基于 ADAMS 的系统动力学模型.

### 3.1 动力学模型的建立

#### 3.1.1 模型假设

为了便于研究, 对超越离合器模型做如下假设: 1) 装配间隙为零, 制造误差忽略不计; 2) 转动约束为理想约束, 忽略黏性阻尼的影响; 3) 暂不考虑润滑对系统的影响.

#### 3.1.2 初始条件与约束

结合第二节离合器的设计要求, 对主动环施加 2000 r/min 的恒角速度; 对从动环施加 1848 N m 的计

表 1 离合器主要设计参数

参数	$\alpha$ (°)	$d$ (mm)	$b$ (mm)	$z$ (个)	$R_C$ (mm)	$\mu_A$	$F_T$ (N)
取值	11	10	15	12	150	0.12	3.7

算转矩  $T_c$ , 并在每个滚柱上施加 3.7 N 的弹簧预紧力. 因超越离合器在实际运行时主要承受冲击载荷, 故楔块环、滚柱与从动环的初始角速度均设为零.

使用刚体接触单元 Contact 定义了滚柱与楔块环、从动环之间以及控制环与滚柱之间的碰撞力. 由于以上接触均为滚柱与平面的接触, 故各处接触刚度相等, 根据 Hertz 接触理论, 可得该接触刚度为  $3.375 \times 10^5 \text{ N mm}^{-3/2}$ , 刚度因子  $e$  为 1.5. 阻尼系数取  $2.1 \times 10^3 \text{ N mm}^{-1} \text{ s}$ . 考虑到主动环与楔块环之间为平面接触, 接触刚度较大, 因此忽略此处弹性碰撞的影响, 用转动副定义二者的约束关系. 各构件自由度与约束关系见表 2 所示.

### 3.1.3 模型的建立

在 SolidEdge 中建立系统的三维实体模型, 并导入到 ADAMS 中依照上述对材料属性、约束关系以及初始条件的定义, 完成了离合器动力学模型的建立.

### 3.2 楔合过程仿真与模型验证

本文所设计的离合器是通过改变控制环的约束方式来转换运行模式的. 因本文侧重对离合器本体进行设计, 所以假设对控制环的约束是理想的, 暂不考虑驱动控制环机构的执行过程. 考虑到自锁机构是对称分布的, 因此只需对离合器任一转向上的楔合与解楔过程进行仿真分析, 即可验证离合器 4 种运行模式的可靠性. 下文首先对其楔合过程进行仿真分析.

图 7 为内离合器在接合过程中主动环(Driving)、从动环(Driven)及楔块环(Wedge)的角速度曲线. 由于受建模工具的限制, 在组装时内滚柱与楔块环、从动环之间必须留有间隙, 所以从 0~A 点的时间是为内滚柱与楔角接触之前的运行时间. 在实际运行时, 由于预紧弹簧使内滚柱提前与楔角接触, 故 A 点之前的时间不应计入楔合时间. 从 A 点起, 离合器开始接合过程, 楔块环与从动环转速均急速上升, 直至 C 点

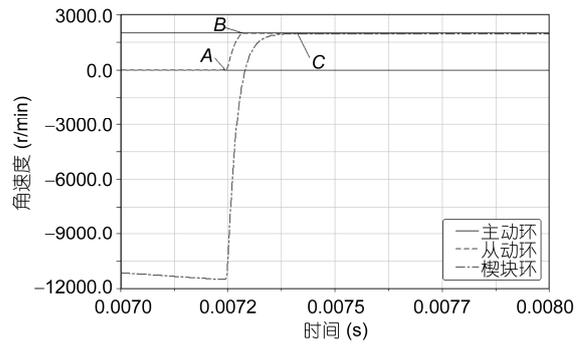


图 7 主从动环与楔块环角速度曲线

离合器进入稳定的接合状态, 转速稳定在 2000 r/min. 从图 7 中可清楚地看到, 楔块环先于从动环与主动环在 B 点同步, 三者的同步并不是同时完成的. 从图 7 中可得, AC 段所经历的时间为离合器的楔合时间, 该段时间为 0.197 ms.

由于内离合器是一种新型离合器, 在结构上与传统离合器多出一个参与自锁的元件, 因此该离合器的空转角是由主动环-楔块环空转角以及从动环-楔块环空转角两部分组成的, 二者共同组成了该离合器的总空转角. 图 8 为总空转角与主动环-楔块环空转角的对比, 达到 C 点后总空转角不再变化, 离合器完全楔合稳定运行, 可得总空转角等于  $1.12^\circ$ , 而主动环-楔块环空转角仅为  $0.11^\circ$ , 仅占总空转角 9.88%, 这说明该接触面上的滑移对整个楔合过程的影响是相对较小的. 另外, 通过空转角的对比, 同样可以看出主动环与楔块环、从动环的接合并不同步, 但整体上对离合器的接合特性并未产生较大的影响, 故离合器的同步性能是可靠的.

通过与文献[25, 26]比较, 楔合时间小于同等工况下楔块式离合器的楔合时间, 符合滚柱式与楔块式离合器的比较特点. 空转角为  $1.12^\circ$ , 略大于参考值  $0.75^\circ$ , 这主要是由于双重空转角增加了总的滑移量. 通过对楔合过程的分析, 以及对楔合时间、空转角的比较可知: 1) 动态指标的仿真结果均在合理参

表 2 各构件自由度分析与约束定义

构件	自由度	约束定义
主动环	1 旋转自由度 (相对大地)	相对于大地的转动副与楔块环的摩擦力矩(不含黏性摩擦)
楔块环	1 旋转自由度 (相对主动环)	
滚柱	6 自由度	相对于主动环的转动副与滚柱的接触
控制环	1 旋转自由度 (相对大地)	与楔块环、控制环、主动环的接触
从动环	1 旋转自由度 (相对大地)	相对于大地的转动副与滚柱的接触

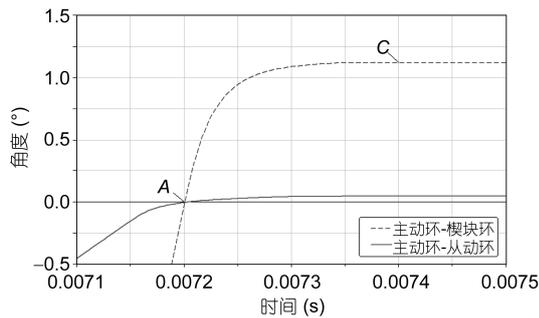


图8 总空转角与主动环-楔块环空转角的对比

考值附近,证明了所建立的动力学模型是合理的,能够比较准确地反映系统动态特性. 2) 离合器离合时间短,空转角小于超越离合器一般设计要求 $2^\circ$ ,可以满足车辆传动系统中这种对空转角不严格限制的情况的使用要求.

### 3.3 解楔过程的仿真

图9为离合器由楔合向超越状态过渡时,主动环、楔块环与从动环的角速度曲线. 离合器从0~A点为滚柱与楔角接触之前的调整过程,此时三者间尚未形成力的作用,故楔块环保持静止,从动环在负载转矩的作用下反向运动;从A点起,离合器进入楔合

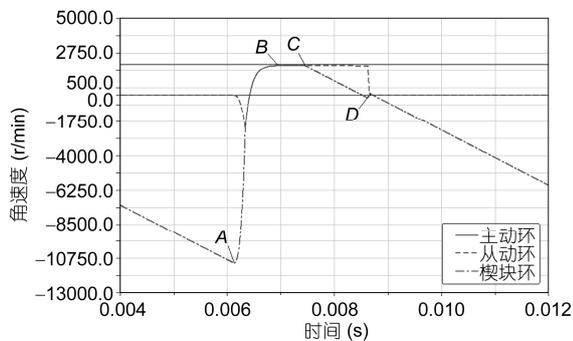


图9 主动环、楔块环与从动环的角速度曲线

过程,楔块环与从动环的转速迅速提升,直至B点进入稳定的楔合状态,三者转速同步;经过BC端的短暂同步后,在C点对控制环施加双向约束,强制其停止,刚经过C点后三者间楔合力尚未完全消失,此时从动环逐渐脱离同步状态,在负载的作用下逐渐减速,直至D点才彻底摆脱楔合力的作用;楔块环主动环的带动下仍保持正向运转,直至D点楔块环被反相对称的楔块卡住而停止运动. CD端为离合器的解楔过程,解楔时间为1.3 ms. 通过以上仿真过程证明,离合器通过控制环的约束实现了快速可靠的解楔,并且解楔后从动环在负载转矩的作用下独立于控制环反向运动. 综合对楔合过程的仿真结果可知,当主要结构参数取表1所示的设计值时,该离合器能够可靠地实现预期的功能模式.

## 4 结论与展望

1) 本文基于所提出的一种普遍适用于典型超越离合器“控制分离型再设计”的新方法,设计了一种新型的滚柱式控制分离型超越离合器,该离合器具有适用范围广,结构上沿轴向布置,便于互换主从动部件,以及对磨损的宽容性较强等特点.

2) 通过仿真结果与相关文献中同等工况下离合器的楔合时间与空转角等动态指标的比较,验证了所建立的离合器动力学模型是合理性的.

3) 通过对模型的仿真分析证明:当主要结构参数取设计值时,该离合器能够可靠地实现预期的4种功能模式,并且离合器在解楔后控制环与从动环是分离的. 楔合时间与空转角等动态指标均满足设计要求,证明了所使用设计方法的正确性与有效性.

4) 本文仅对所设计离合器的功能及动态指标进行了仿真验证,有待下一步制造样机,对其进行试验台测试.

## 参考文献

- 1 机械设计手册编委会. 机械设计手册单行本—联轴器、离合器与制动器. 北京: 机械工业出版社, 2007
- 2 Kurita M. Dual-mode two-way clutch: US Patent, 6206164. 2001-03-27
- 3 Ronk A, Williams R C. Transfer case shift system for controllable bi-directional overrunning clutch: US, 6652407B2. 2003-11-25
- 4 Muramatsu K, Yamada T. Two-way clutch: US Patent, 7032732B1. 2006-04-25
- 5 Murata T. Two-way clutch: US, 2007/0144854A1. 2007-06-28
- 6 Hild M, Siedel T, Geppert T. Design of a passive, bidirectional overrunning clutch for rotary joints of autonomous robots. In: Proceedings

- of the 4th International Conference on Intelligent Robotics and Applications (ICIRA). Aachen, 2011
- 7 Warner Electric, Inc. Wrap springs clutches & brakes. [2012-01-01]. <http://www.warnerelectric-eu.com/lang/index.php>
  - 8 Goto S, Monahan R, Bailey T, et al. Development of an electronically controlled two-way roller clutch for transfer case applications. SAE Technical Paper, 2001, doi:10.4271/2001-01-0866.
  - 9 Martin W W. Transmission system: US, US2007/0042864A1. 2007-02-22
  - 10 Heath R P G, Child A J. Zeroshift. A seamless automated manual transmission (AMT) with no torque interrupt. SAE Technical Paper, 2007, doi:10.4271/2007-01-1307
  - 11 Holmes A G. Electrically variable transmission with an axially-moveable selectable one-way clutch assembly: US, 2009/0084653A1. 2009-04-02
  - 12 Samie F, Lee C J, Pawley B. Selectable one-way clutch in General Motors Corporation's RWD 6-speed automatic transmissions. SAE Int J Engines, 2009, 2: 307–313
  - 13 Lee C J, Samie F. Engine power management for a selectable one-way clutch or mechanical diode in automatic transmissions: US, 20100063694A1. 2010-03-11
  - 14 黄向东, 赵克刚, 刘延伟. 一种换挡时无动力传输中断的有级式机械变速器. 中国专利, 201010158023.7. 2010-08-18
  - 15 刘延伟, 赵克刚, 黄向东. 无动力中断机械式变速器的换挡特性. 华南理工大学学报, 2011, 39: 18–23
  - 16 Morikawa K. Variable gear ratio steering apparatus: US Patent, 7878294B2. 2011-02-01.
  - 17 Hao J J, Ge S S, Zou X H, et al. Study on mechanics properties of shifting impact of overrunning AMT. Applied Mechanics and Materials: Advanced Research on Applied Mechanics and Manufacturing System, 2013, 252: 134–139
  - 18 Showalter D J. Acceleration sensitive double overrunning clutch: US Patent, 6062361. 2000-05-16
  - 19 Yuergens K C. Two-way clutch assembly having selective actuation: US Patent, 6745880B1. 2004-06-08
  - 20 Stevenson P D, Armstrong P J, Wittkopp S H. Selectable one-way clutch: US Patent, 7766790. 2010-08-03
  - 21 Samie F, Bartos A L, Lee C J. Rear wheel drive automatic transmission with a selectable one-way clutch: US Patent, 7824292B2. 2010-11-02
  - 22 黄华新, 刘莹, 权英华. 超越离合器自锁本质辨析. 机械传动, 2007, 31: 55–57
  - 23 孔庆堂. 滑块式双向超越离合器. 起重运输机械, 1984, 9: 28–34
  - 24 阮忠唐. 联轴器、离合器设计与选用指南. 北京: 化学工业出版社, 2006
  - 25 成大先. 机械设计手册(第二卷). 北京: 化学工业出版社, 2002
  - 26 严宏志, 杨兵, 胡魁贤, 等. 不同摩擦条件对强制连续约束型离合器工作性能的影响. 机械工程学报, 2010, 46: 86–92