

DOI: 10.3901/JME.2022.16.270

# 电动车两档变速箱非接触超越离合器的优化设计<sup>\*</sup>

蔡文奇<sup>1,2</sup> 韩毓东<sup>3</sup> 岳汉奇<sup>4</sup> 高炳钊<sup>1</sup>

- (1. 同济大学新能源汽车工程中心 上海 201804;
2. 青岛莱吉传动系统科技有限公司 青岛 266622;
3. 吉林大学机械与航空航天工程学院 长春 130025;
4. 比亚迪汽车工业有限公司 深圳 518118)

**摘要:** 与固定速比减速器相比,两档变速器可以有效提升电动汽车动力性和经济性。针对燃油车辆开发的液力式自动变速技术和双离合自动变速技术可实现档位平顺切换,然而需要两套摩擦离合器和执行器等一系列较复杂的结构,而且中高速巡航时始终存在多片离合器的拖曳损失。电控机械式变速器结构精简效率高,但却存在换挡动力中断问题,影响驾乘品质和坡道行驶安全性。因此提出一种超越状态时楔紧元件与旋转元件非接触的棘轮式可控超越离合器,可实现双向锁紧、单向超越和双向超越3种工作状态。通过该机构和一个助力摩擦离合器的协同控制,解决了机械式变速器换挡动力中断问题,同时避免了运行过程中不必要的摩擦能耗和噪声。以电动轻卡的两档变速箱为例,设计出所提出的棘轮式非接触可控超越离合器的具体结构;动力学仿真验证了该类型自动变速器无动力中断换挡的特性。进一步优化超越离合器空转角至 $3.18^\circ$ ,有效地降低了换挡冲击;最后强度分析表明所设计的可控超越离合器的寿命满足使用要求。

**关键词:** 可控超越离合器;换挡机构;电动汽车;两档变速箱;无动力中断换挡

**中图分类号:** U463

## Optimal Design of Non-contact Overrunning Clutch for Two-speed Electric Vehicle Transmissions

CAI Wenqi<sup>1,2</sup> HAN Yudong<sup>3</sup> YUE Hanqi<sup>4</sup> GAO Bingzhao<sup>1</sup>

- (1. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804;
2. Qingdao Legee Transmission System Technology Co., Ltd., Qingdao 266622;
3. College of Mechanical and Aerospace Engineering, Jilin University, Changchun 130025;
4. BYD Auto Industry Co., Ltd., Shenzhen 518118)

**Abstract:** Compared with the fixed speed ratio reducer, the two-speed transmission can effectively improve the power performance and economy of electric vehicles. The hydraulic automatic transmission technology and dual clutch automatic transmission technology developed for fuel vehicles can realize smooth shift, but it requires a series of complex structures such as two sets of friction clutches and actuators, and there is always the drag loss of multiple clutches when cruising at medium and high speed. Electronic mechanical transmission has a simplified structure and high efficiency, but it has the problem of shifting power interruption, which affects the driving quality and the safety of the ramps. Therefore, a ratchet type controllable overrunning clutch is proposed, which has no contact between the wedge element and the rotating element in the overrunning state, and can realize three working states of bidirectional locking, one-way overrunning and bidirectional overrunning. Through the cooperative control of the mechanism and a power-assisted friction clutch, the problem of shifting power interruption of mechanical transmission is solved, and unnecessary friction energy consumption and noise during operation are avoided. Taking the two-speed transmission of an electric light truck as an example, the structure of the proposed ratchet non-contact controllable overrunning clutch is designed. The performance of shifting

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金青年基金(61803173, 62003244)和吉林省中青年科技创新领军人才及团队(20200301011RQ)资助项目。20210920 收到初稿, 20220425 收到修改稿

without power interruption of this type of automatic transmission is verified through the dynamic simulation. The idling angle of the overrunning clutch is further optimized to  $3.18^\circ$ , which effectively reduces the shift impact. Finally, the strength analysis shows that the life of the designed controllable overrunning clutch meets the requirements of use.

**Key words:** controllable overrunning clutch; shift mechanism; electric vehicle; two-speed transmission; shift without torque interruption

## 0 前言

电动汽车两档变速器可以有效解决大扭矩工况下电机电流过大的问题,提升车辆低速行驶驱动力矩和高速行驶经济性,具有较高性能优势。然而针对燃油车辆设计并逐步完善的变速技术无法直接移植用于电动车辆:液力式自动变速器(Automatic transmission, AT)和双离合自动变速器(Dual clutch transmission, DCT)可以实现档位平顺切换,但是需要两套摩擦离合器和执行器在内的复杂结构,而且中高速巡航时始终存在多片离合器的拖曳损失<sup>[1]</sup>;电控机械式变速(Automatic mechanical transmission, AMT)结构精简、传动效率高,但存在换挡动力中断问题,严重影响驾乘品质和坡道行驶安全性。如何在成本约束的前提下开发出适用于电动汽车的两档变速器执行机构和控制系统已成为研究热点和趋势<sup>[2]</sup>。

有大量研究对传统 AMT 进行改进,以解决其换挡动力中断问题。多源输入的 AMT 变速箱通过提供额外的动力补偿可以解决这个问题,该方案多用于混合动力汽车。文献[3]提出一种有源的补偿方案,该方案额外提供了一个驱动电机在动力切换时进行动力补偿。文献[4]针对双电机 AMT 换挡进行了分析。但是多动力源方案引入其他驱动电机必然造成动力总成本大幅上升。也有研究人员提出了多动力路线的方案<sup>[5-7]</sup>,其原理是在高档位(小速比)传动路线增加一个摩擦离合器,在换挡过程中进行滑摩助力辅助换挡,在一定程度上补偿了动力输出。尽管文献[5-7]针对燃油车辆 AMT 开展研究,其助力补偿原理为解决电动汽车机械式变速器的换挡动力中断问题提供了有益思路:文献[8]设计了电动汽车两档变速器,通过高档位传动路线上的摩擦离合器与低档位传动路线上的超越离合器的配合工作,实现了无动力中断换挡,并进行了仿真验证。文献[9-12]同期提出了 I-AMT(Inverse-AMT)构型,消除了 AMT 动力中断问题的同时精简了倒档执行机构,并通过了实车测试验证。目前,保时捷、吉凯恩等公司已推出“摩擦离合器+超越离合器”原理的电动汽车两档变速箱产品。

在超越离合器领域,近年来提出了非接触超越离合器的概念。这种超越离合器与滚柱或楔块式的传统超越离合器不同,通常采用具有更高承载能力的棘爪或止推片结构,而且在超越状态时棘爪或拨片与旋转元件是非接触的,从而可以减少摩擦损失。通用汽车公司运用可控机械二极管对液力式自动变速器进行改造,由 MEANS INDUSTRIES 公司开发的可控超越离合器包含固定的外圈、止推片、弹簧、旋转的内圈以及控制环,如图 1 所示。如果控制环转动,可实现单向超越与全自由两种状态,这种新元件可以代替 AT 中的单向离合器与制动带<sup>[13]</sup>。丰田在插电式混合动力系统上就采用了棘爪式超越离合器实现混合动力工作模式切换<sup>[14]</sup>。

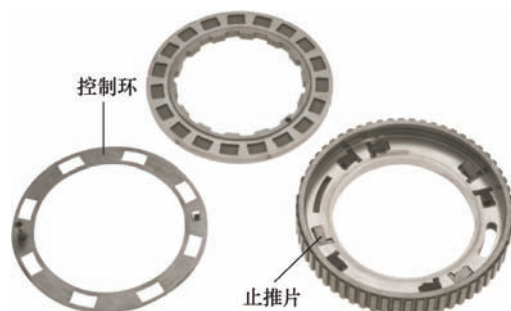


图 1 可控单向离合器

如果将上述“摩擦离合器+超越离合器”的换挡无中断技术方案与非接触超越离合器的性能优势结合起来,可以构建具有较大扭矩容量、较高传动效率的新型电动汽车两档自动变速器。因此,本文提出一种棘爪式可控超越离合器,通过小功率执行机构实现车辆一档前进时棘爪双向锁紧、一档升二档和二档降一档时棘爪单向超越、二档前进时棘爪双向超越 3 种状态,配合一个换挡助力的摩擦离合器,解决了速比切换动力中断问题,系统复杂度远远低于具有两套摩擦离合器和两套执行机构的双离合自动变速器。在中高速巡航工况,将棘爪抬起,避免了运行过程中不必要的摩擦损耗,显著提升系统效率和续航里程。

本文以电动轻卡为目标车型,设计了所提出的棘轮式可控超越离合器的具体结构。该可控超越离合器与传统超越离合器相比具有以下特点:① 可控超越离合器超越状态下楔紧元件与旋转元件并不接

触,与滚柱和楔块式超越离合器相比,无不必要的摩擦损失和噪声;② 可控超越离合器采用棘爪式,比滚柱式超越离合器具有更大的扭矩容量;③ 可控超越离合器可实现双向锁紧,单向超越和双向超越三种状态;④ 可控超越离合器只需通过一个小功率的执行器进行控制,结构简单,控制难度和成本低。

对该超越离合器的动力学仿真表明,协同控制超越离合器和摩擦离合器可以解决电控机械式变速器换挡动力中断的问题。进一步,通过减小可控超越离合器空转角,可以降低换挡冲击。对该超越离合器的强度分析表明,所设计可控超越离合器的可靠性满足使用要求。

## 1 可控超越离合器设计

### 1.1 超越离合器结构设计

可控超越离合器包括内外圈、棘爪、弹簧、控制环、执行器等。其中棘爪分为前进档棘爪和倒档棘爪,执行器由直流电机和蜗轮蜗杆减速机构等部件组成。弹簧放置在外圈和棘爪之间的凹槽内。棘爪一端带有控制销,控制销位于控制环的窗型内,在预紧弹簧的作用下,棘爪上的控制销始终贴合在窗型的内侧。控制环外侧与蜗轮蜗杆连接,电机带动控制环转动,从而实现棘爪的抬起与下落。考虑实际使用需求,控制环的窗型可以实现三种状态(后文具体描述)。

空转角是楔合过程中外环与内环之间的转角差。较小的空转角有利于传动平稳,初始设计时,外圈上分布 6 组双向棘爪,内圈的空转角是  $10^\circ$ 。初步设计的可控超越离合器的整体结构如图 2 所示。

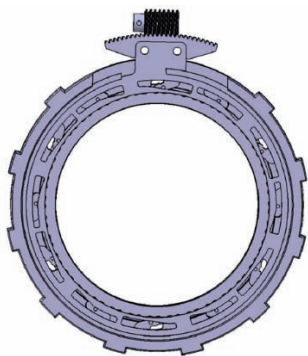


图 2 超越离合器模型

### 1.2 变速箱整体介绍

变速器使用摩擦离合器、行星轮系和可控超越离合器解决动力中断问题。可控超越离合器内圈与行星齿轮的齿圈连接,可以固定和放松齿圈。一二档切换过程的过程中,需要控制摩擦离合器滑磨以及选择可控超越离合器的不同状态(双向锁止、单向

超越和双向超越),来实现无动力中断换挡。

一档及倒档传动路线如图 3 所示,动力由电机经输入轴、太阳轮、行星轮、行星架、最后由输出轴输出,该工作状态中摩擦离合器分离、齿圈被固定即超越离合器处于双向锁止状态。

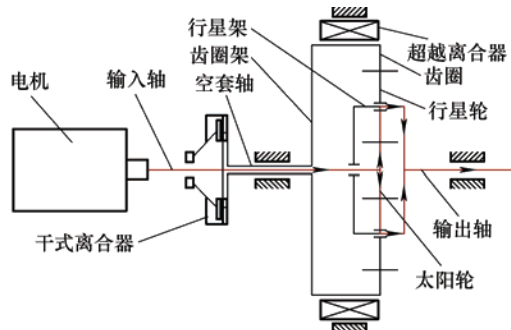


图 3 一档及倒档动力路线图

二档时摩擦离合器结合,如图 4 所示,动力除经过太阳轮之外,也通过摩擦离合器、空套轴、连接件、齿圈、行星轮进行分流。二档状态下,齿圈放松,整个行星轮系可以视为一体运动,此时超越离合器双向超越。

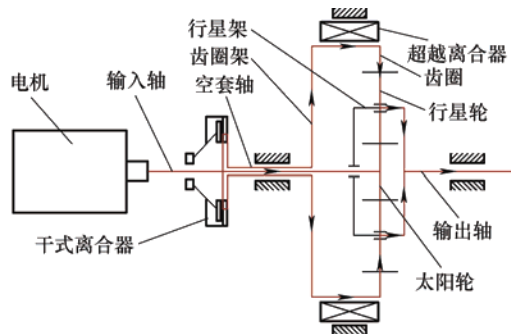


图 4 二档动力路线图

需要指出,本文提出的可控超越离合器可以匹配多种传动构型,上述仅为适用于电动轻卡变速器的可能方案之一,在此用来验证可控超越离合器的性能。用于设计与计算的相关参数在表 1 中给出。

表 1 纯电动轻卡相关参数

参数	值
整备质量 $m/\text{kg}$	4 500
车轮半径 $r/\text{m}$	0.387 5
爬坡度 $\alpha(\%)$	20
电机额定功率 $P/\text{kW}$	50
额定转速 $n/(\text{r}/\text{min})$	3 000
最高转速 $n_{\max}/(\text{r}/\text{min})$	6 000
峰值扭矩 $T_{\max}/(\text{N}\cdot\text{m})$	350
主减速比 $i_0$	4.28
一档速比 $i_1$	2.85
二档速比 $i_2$	1
轮胎转动惯量 $\delta/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	1.5

### 1.3 可控超越离合器换档过程

车辆一档前进时，可控超越离合器的控制环处于初始状态，如图 5 所示。前进档棘爪和倒档棘爪均落下，超越离合器双向锁止，齿圈被固定。摩擦离合器无压紧力处于分离状态，输入轴在电机的驱动下正向旋转，使得齿圈产生反向力矩。齿圈力矩和太阳轮力矩共同作用产生输出力矩，最终动力经输出轴输出，此时行星轮系的传动比为 2.85，车辆实现一档前进。倒档传动路线与一档前进路线相同，两个离合器状态也相同，各部件旋转方向和受力相反。

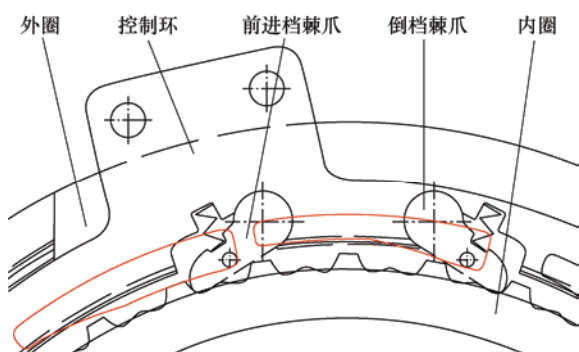


图 5 控制环初始状态

车辆二档前进时，可控超越离合器的控制环处于最终位置，如图 6 所示，前进档棘爪和倒档棘爪均抬起，摩擦离合器执行机构有压紧力，输入轴在电机的驱动下正向旋转，由于摩擦离合器处于结合状态，形成动力分流，整个行星轮系整体旋转，此时行星轮系的传动比为 1，车辆实现二档前进。

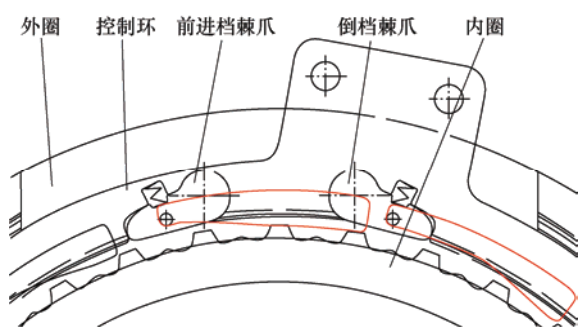


图 6 控制环最终状态

一档升二档时，通过控制机构控制，使控制环处于中间状态，如图 7 所示，倒档棘爪可以正常抬起，由于前进档棘爪仍有动力传递不能抬起，控制环在中间位置卡住。同时给与摩擦离合器正压力，摩擦片与飞轮盘逐渐结合，开始换档力矩相阶段。当超越离合器传递力矩完全被摩擦离合器抵消时，前进档棘爪可以抬起，齿圈自由旋转，控制环运动

到最终状态，等齿圈、输入轴和输出轴转速同步，最终完成一档升二档过程。

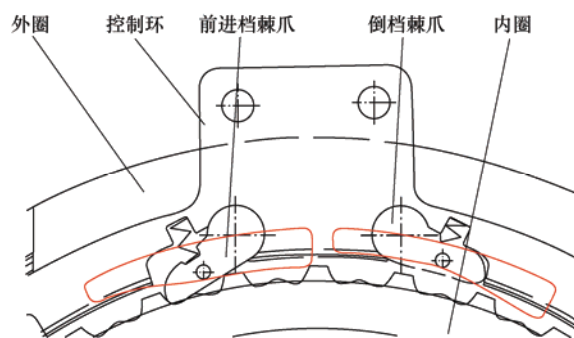


图 7 控制环中间状态

二档降一档时，摩擦离合器逐渐分离，传递扭矩下降，齿圈转速降低，在齿圈反转前使控制环运行到中间状态，前进档棘爪落下锁住齿圈，进入力矩相阶段，摩擦离合器压紧力继续快速降低，使动力由超越离合器和太阳轮传递，最终实现二档降一档。

## 2 棘爪超越离合器的动力学仿真

本节主要分析超越离合器对整体传动系统的影响，因此可以对变速箱模型进行适当简化，由于倒档棘爪对换档过程没有影响，故建模时可以不考虑倒档棘爪。并通过一定拟合模仿电机输入的条件和车辆运行阻力等外界条件对传动系统的影响。在动力学仿真平台 RecurDyn (Recursive dynamic) 中建立建立变速箱模型如图 8 所示。主要包括电机模型、外界阻力、车辆等效惯量、摩擦离合器、棘轮式可控超越离合器和行星轮系等结构。由于本文提出的两档变速器是电动车所用，不存在发动机振动激励和离合器摩擦盘的减振弹簧，因此，在仿真冲击模型中考虑了与换档冲击度关联性最大的驱动半轴的弹性和阻尼特性。

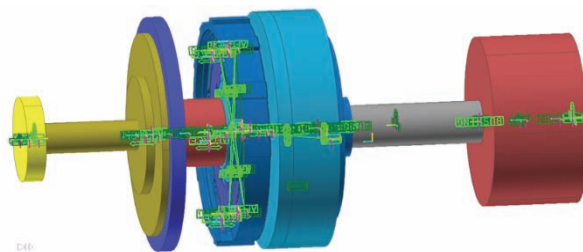


图 8 整体模型

各部件动力学属性设置如下：加速阻力为车辆与车轮的加速产生的力，可以在模型中建立等效转动惯量，其值按式(1)计算



$$J = \frac{\delta m r^2}{i_0^2} \quad (1)$$

计算得  $J = 5.533 \times 10^7 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$ , 设置到输出端模拟惯量中, 设置输入端模拟惯量为  $10\,000 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$ 。半轴模型经查阅资料<sup>[15]</sup>, 设置其刚度为  $800 \text{ N} \cdot \text{m}/(^{\circ})$ , 阻尼为  $200 \text{ N} \cdot \text{m}/(\text{rad/s})$ , 设定电机的峰值扭矩为  $350 \text{ N} \cdot \text{m}$ , 峰值功率为  $73 \text{ kW}$ 。

## 2.1 升档过程动力学仿真

变速箱一档工作时, 前进档棘爪全部啮合, 不考虑倒档棘爪, 此时控制环处于中间状态。2 s 时给与摩擦离合器压紧力, 开始升档, 仿真结果如图 9~13 所示。

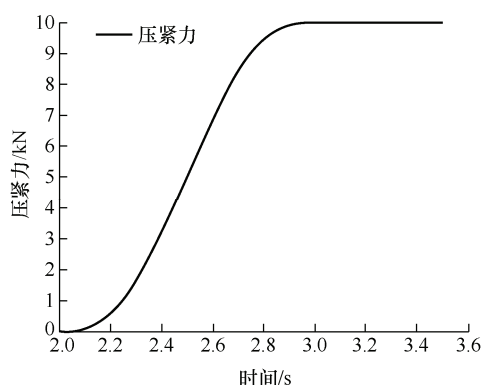


图 9 升档压紧力变化

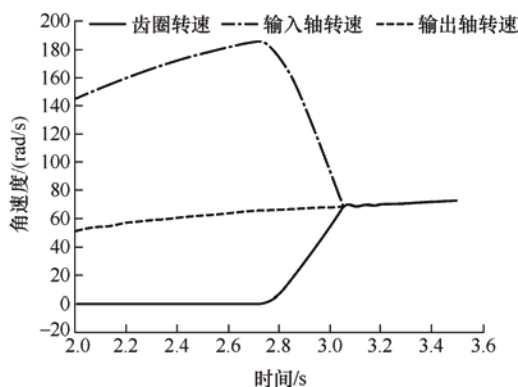


图 10 升档速度变化

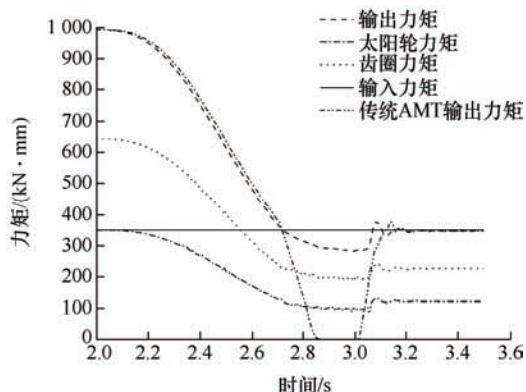


图 11 升档主要力矩变化

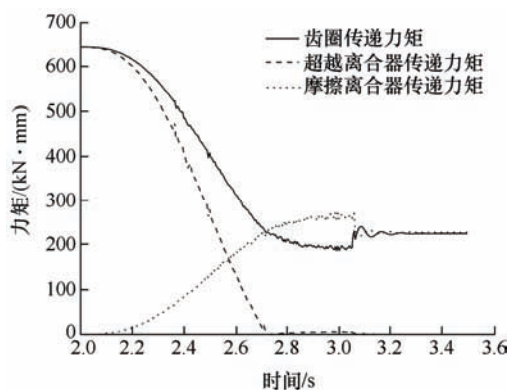


图 12 升档齿圈部位力矩变化

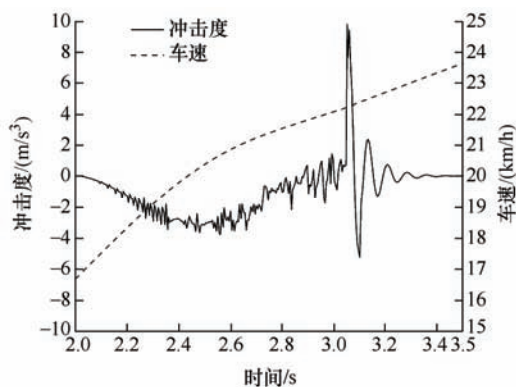


图 13 升档车辆冲击度及车速

2~2.7 s, 前进档棘爪处于啮合状态, 超越离合器单向锁止, 齿圈被固定。随着摩擦离合器的结合, 超越离合器传递的扭矩逐渐降低, 摩擦离合器传递扭矩逐渐升高。

2.7 s 左右, 超越离合器传递扭矩降至 0, 棘爪啮合力消失, 棘爪解除啮合被抬升, 此时齿圈开始快速旋转, 输入轴转速下降。到 3.05 s 左右, 齿圈速度与输入轴速度同步, 同步后由于齿圈加速度突然消失, 各部位受力状态突变会产生升档冲击, 这是摩擦离合器产生的正常状况, 该换挡冲击可以通过合理控制摩擦离合器进行抑制<sup>[16-18]</sup>, 待扭矩平稳后, 换挡过程结束。从图 11 和 13 中可以看出升档过程没有动力中断, 车辆速度变化平稳, 冲击度较小。

图 11 也给出了传统 AMT 的输出扭矩, 可以看出其在升档过程经历了输出扭矩为零的阶段, 而装配了本文提出的可控超越离合器后, 扭矩在全过程中都有动力输出, 从而解决了换挡动力中断的问题。

## 2.2 降档过程动力学仿真

二档状态棘爪全部抬起, 控制环处于最终状态。为便于仿真, 强制赋予输入轴 500 r/min 的转速, 此

时车速达到 17 km/h, 并给与一定的外界阻力, 在此期间需要动力降档提高扭矩才能使车辆继续平稳前进。如图 14 所示, 2 s 开始压紧力逐渐降低, 降档开始, 降档过程中在空转角范围内均有可能完成啮合, 产生冲击, 需要选择最大冲击力的工况进行验证, 即恰好内圈反向旋转一个空转角的角度。经过多次仿真, 取得最大冲击时的各部位状态如图 15~18 所示。

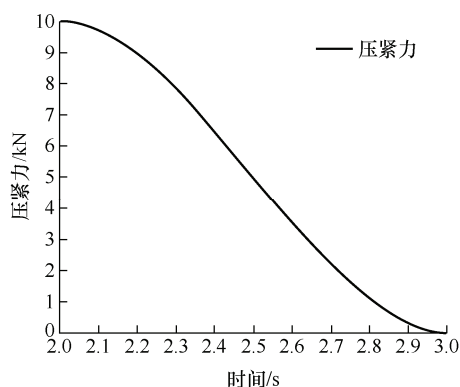


图 14 降档压紧力变化

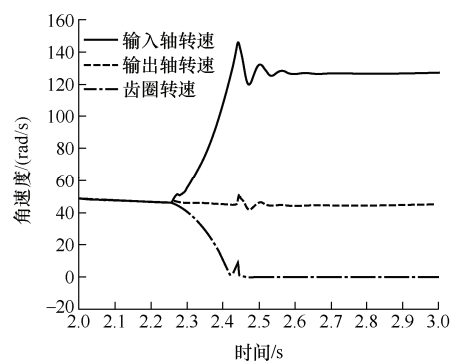


图 15 降档转速变化

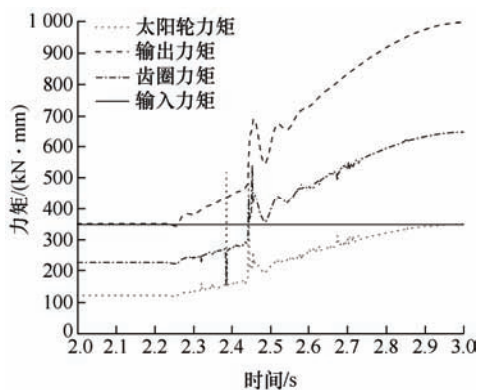


图 16 降档主要传递力矩变化

设置 2 s 开始降档, 由于摩擦离合器有一定过盈量, 所以直到 2.27 s 左右才能开始换挡过程, 此

时摩擦离合器传递扭矩下降, 齿圈转速降低, 太阳轮转速升高, 输出力矩增加。在齿圈开始反向旋转前, 提前落下前进档棘爪卡住内圈, 产生较大冲击, 冲击后超越离合器稳定传递扭矩, 随着摩擦离合器降低到零, 动力完全由超越离合器传递。从图 16~18 可以看出降档过程没有动力中断, 但冲击度较大, 需要进一步改善。

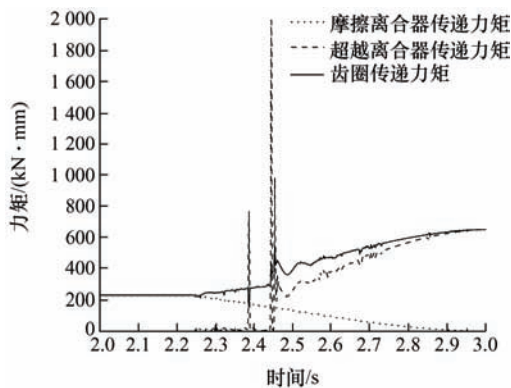


图 17 降档齿圈力矩变化

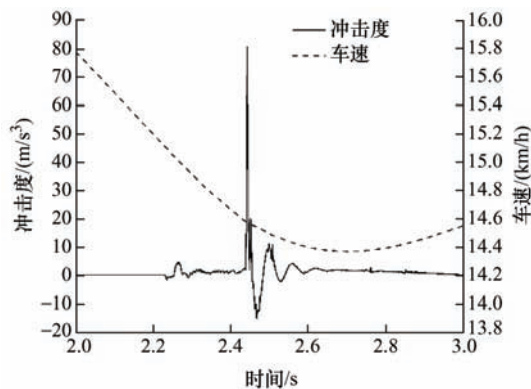


图 18 降档冲击度及车速

### 2.3 空转角优化及仿真结果

初步设计的结构的空转角为  $10^\circ$ , 内圈完整越过一个空转角, 棘爪再啮合时会产生较大冲击, 此时冲击度接近  $80 \text{ m/s}^3$ 。为降低降档冲击, 需要减小空转角。

根据空转角计算公式<sup>[19]</sup>

$$\theta_i = \frac{360^\circ}{z} \cdot \frac{m}{n} \quad (2)$$

式中,  $\theta_i$  为空转角,  $m$  为棘爪分组数,  $n$  为棘爪个数,  $z$  为内圈齿数。

可以看出有两种方式可以进一步减小空转角, 第一种方法是加密啮合凹槽的布置位置, 通过凹槽尽量密布, 降低空转角大小, 但由于结构需要承受冲击和完成啮合功能, 凹槽数量会有极

限值。第二种方法是将棘爪分组进行啮合,这样会提高单爪应力,却可以成倍数的降低空转角。为了啮合稳定性的考虑,需要保持至少2个棘爪同时啮合,而且如果要求棘爪同时啮合,棘爪同时啮合的数量是棘爪数量与凹槽个数的最大公约数。

经过加密和分组后的结构如图19所示。此时,由于内圈尺寸限制,最多布置57个凹槽,在整个圆周上,每个凹槽占据 $6.32^\circ$ 。3个前进档棘爪为一组同时啮合,整体分为2组。经过这样重新设计后,超越离合器空转角为 $3.18^\circ$ 。

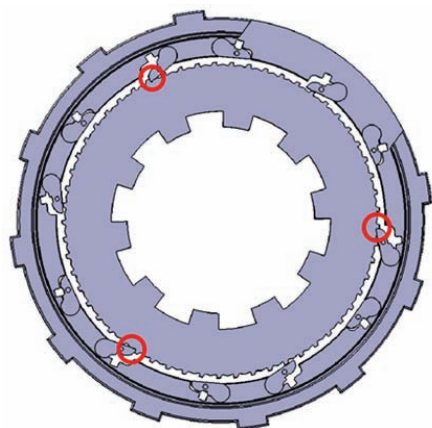


图19 棘爪啮合位置图

对优化后的结构进行降档仿真,得到最大冲击力工况下的仿真结果如图20~22所示。

由图20、21可以看出,优化后的结构也可以实现无动力中断降档动力降档,且降档时超越离合器的最大冲击扭矩为 $769.2 \text{ N}\cdot\text{m}$ ,对此后文将校核超越离合器的强度。

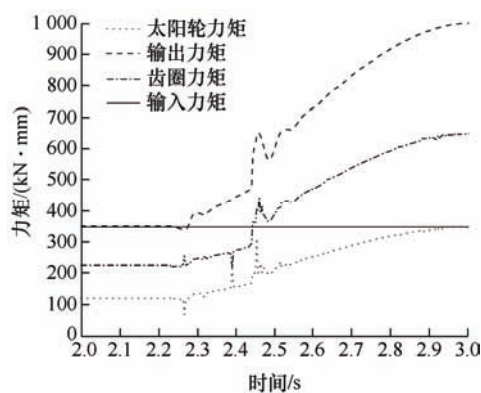


图20 优化后降档主要力矩变化

通过图22可以看出降档最大冲击度从优化前 $80 \text{ m/s}^3$ 减小到优化后的 $40 \text{ m/s}^3$ ,得到明显的改善。

但冲击度仍然较大,接下来需要通过控制摩擦离合器进一步减小冲击度。

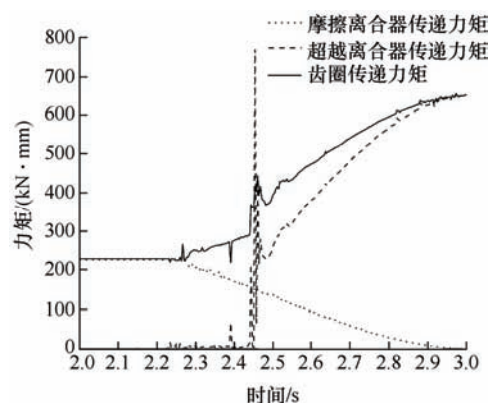


图21 优化后降档齿圈力矩变化

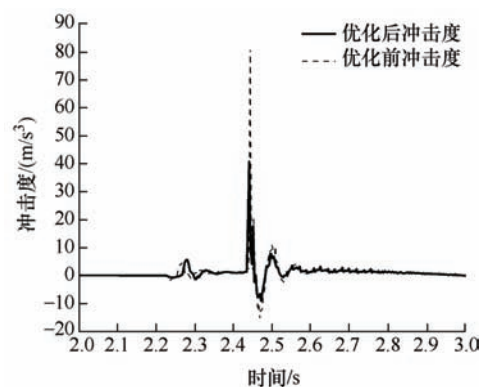


图22 优化前后降档冲击度对比

## 2.4 控制摩擦离合器来改善冲击度

虽然经过结构优化降低空转角,有效地减少了冲击度,但降档冲击仍然过大,这是因为摩擦离合器压紧力是简单的线性函数,协同控制摩擦式离合器和超越离合器可以更好地减小降档冲击。调整压紧力大小如图23所示,2s时开始降档,仿真结果如图24~27所示。

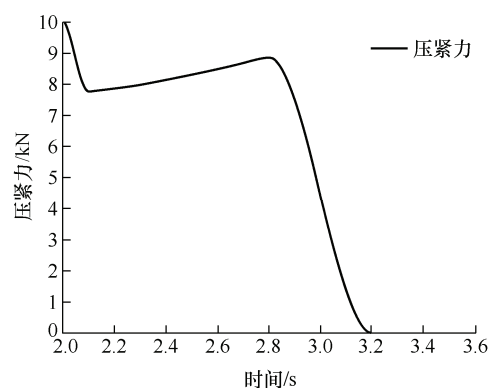


图23 调整后压紧力



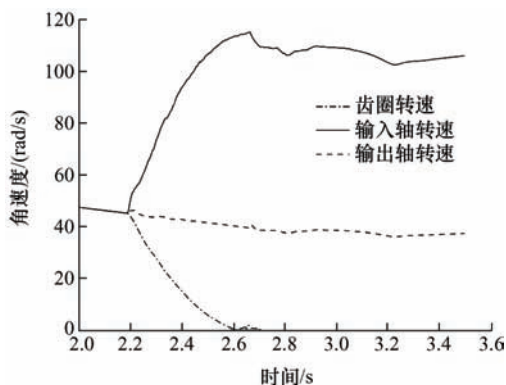


图 24 调整后转速变化

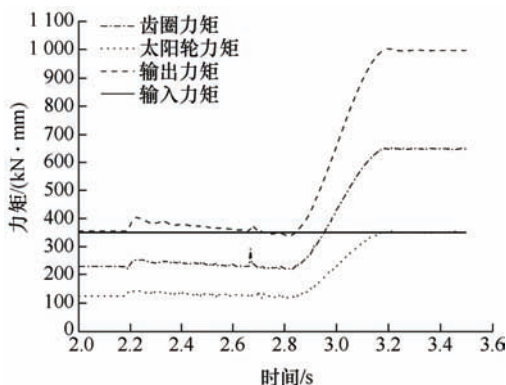


图 25 调整后主要扭矩变化

如图 26、27 所示，经过和摩擦离合器的配合，

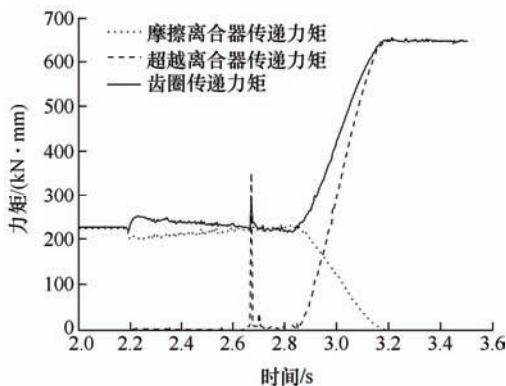


图 26 调整后齿圈部位扭矩变化

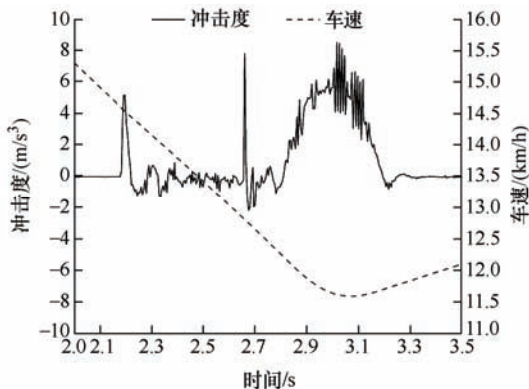


图 27 调整后冲击度及车速

降低了超越离合器和齿圈的冲击扭矩和降档冲击度，此时动力降档过程中车辆冲击度小于  $10 \text{ m/s}^3$ ，换挡平顺性得到保证，驾驶体验得到改善。

### 3 棘轮式超越离合器的强度分析

棘爪最恶劣的工况为降档冲击过程，通过动力学仿真获得超越离合器最大传递扭矩，使用该载荷进行前进档爪有限元校核，通过 CAE 软件验证超越离合器接触应力是否满足要求。

优化后的超越离合器为 3 爪啮合，根据结构的对称性，取三分之一模型进行校核。并采用 C3D8R 单元进行网格划分，网格结点总数 512 942、单元总数 470 509，如图 28 所示。



图 28 网格划分

建立边界条件和接触关系，根据图 21，降档时超越离合器受到的最大冲击扭矩为  $769.2 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，模型需要加载的扭矩为  $128.2 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，计算结果如图 29 所示。



图 29 整体应力云图

最大应力点位于内圈齿形根部，最大应力为  $212.7 \text{ MPa}$ ，小于材料的屈服强度  $440 \text{ MPa}$ ，说明结构接触强度满足使用要求。

进一步验证结构的疲劳寿命，根据动力学仿真得到完整换挡历程如图 30 所示，以此为基础设计载荷谱。

根据企业要求，轻卡行驶里程  $50 \text{ 万 km}$ ，换挡总次数不少于  $60 \text{ 万次}$ 。动力降档次数占换挡总次数的比例较少，为了安全考虑按照占总换挡次数  $1/6$  计算。如图 31 所示，结构最低寿命位于内圈齿形根部，总换挡次数达到  $10^{5.094}$  次，满足  $10 \text{ 万次}$  动力降档需求。



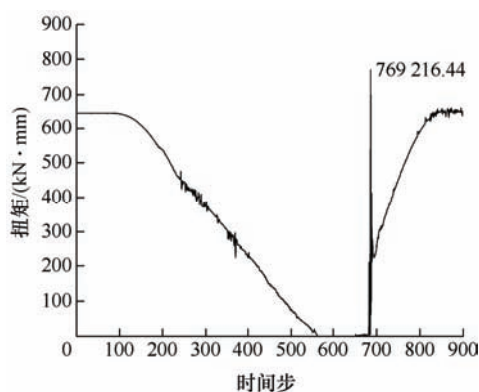


图30 载荷谱曲线

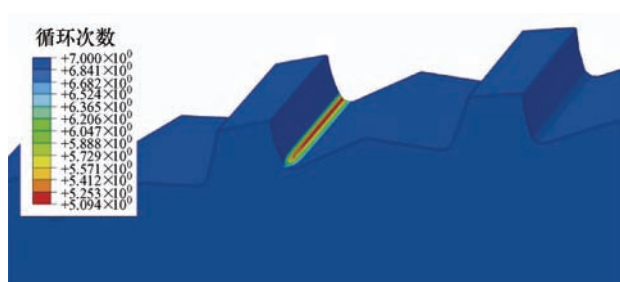


图31 疲劳局部图

## 4 结论

本文提出并设计了一种可控超越离合器, 只需通过一个小功率的执行器进行控制便可实现棘爪双向锁紧、单向超越和双向超越三种状态; 且超越状态下楔紧元件与旋转元件并不接触, 避免了不必要的摩擦损失。仿真表明协同控制该超越离合器和摩擦离合器可以解决电控机械式变速器换挡动力中断的问题; 并通过优化超越离合器空转角, 有效地降低了换挡冲击; 最后对优化后的超越离合器的强度分析证明所设计的结构安全可靠, 可以满足使用要求。

在未来的研究工作中, 会对所设计的超越离合器进行试验验证, 根据试验结果进一步优化结构, 提升性能。

## 参考文献

[1] 于亮, 马彪, 陈漫, 等. 润滑油温度对铜基湿式离合器摩擦转矩的影响[J]. 机械工程学报, 2020, 56(20): 155-163.  
YU Liang, MA Biao, CHEN Man, et al. Influence of the temperature of lubricating oil on the friction torque of Cu-based wet clutch[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(20): 155-163.  
[2] AHSSAN M R, EKTESABI M M, GORJI S A.

Electric vehicle with multi-speed transmission: A review on performances and complexities[J]. SAE International Journal of Alternative Powertrains, 2018, 7(2): 169-182.  
[3] 钟再敏, 王心坚, 陈辛波. 有效改善换挡动力中断的车用有源传动装置[J]. 同济大学学报, 2011, 39(3): 411-415.  
ZHONG Zaimin, WANG Xinjian, CHEN Xinbo. An active vehicle transmission device reducing torque interruption[J]. Journal of Tongji University, 2011, 39(3): 411-415.  
[4] LIANG J, YANG H, WU J, et al. Shifting and power sharing control of a novel dual input clutchless transmission for electric vehicles[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2018, 104: 725-743.  
[5] KUROIWA H, OZAKI N, OKADA T, et al. Next-generation fuel-efficient automated manual transmission[J]. Hitachi Rev, 2004, 53(4): 205-209.  
[6] FISCHER R, SCHNEIDER G. The XSG family-dry clutches and electric motors as core elements of the future automated gearbox[C]//The Seventh LuK Symposium Baden-Baden, 2002: 145-160.  
[7] GALVAGNO E, VELARDOCCIA M, VIGLIANI A. Analysis and simulation of a torque assist automated manual transmission[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2011, 25(6): 1877-1886.  
[8] SORNIOTTI A, LORO P G, VIOTTO F, et al. A novel seamless 2-speed transmission system for electric vehicles: Principles and simulation results[J]. SAE International Journal of Engines, 2011, 4(2): 2671-2685.  
[9] LIANG Q, GAO B, CHEN H. Gear shifting control for pure electric vehicle with inverse-AMT[J]. Applied Mechanics & Materials, 2012, 190-191: 1286-1289.  
[10] 梁琼, 任丽娜, 赵海艳, 等. 带2档I-AMT纯电动汽车的换挡控制[J]. 汽车工程, 2013, 35(11): 1000-1003.  
LIANG Qiong, REN Lina, ZHAO Hanyan, et al. Gear shifting control of battery electric vehicle with 2-speed I-AMT[J]. Automotive Engineering, 2013, 35(11): 1000-1003.  
[11] GAO B, LIANG Q, YU X, et al. Gear ratio optimization and shift control of 2-speed I-AMT in electric vehicle[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2015, 50-51: 615-631.  
[12] YUE H, ZHU C, GAO B. Fork-less two-speed I-AMT with overrunning clutch for light electric vehicle[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 130: 157-169.  
[13] MAGUIRE J M, WITTKOPP S H. Selectable one-way

- clutch control: US, US 20070099758 A1[P]. 2007-05-03.
- [14] ICHIKAWA S, TAKEUCHI H, FUKUDA S, et al. Development of new plug-in hybrid system for compact-class vehicle[J]. SAE International Journal of Alternative Powertrains, 2017, 6(1): 95-102.
- [15] 王文阁, 鹿云, 刘再生, 等. 降低传动系统冲击载荷的一种有效方法[J]. 汽车技术, 2013(2): 4-8.
- WANG Wenge, LU Yun, LIU Zaisheng, et al. An effective method to reduce impact load of transmission system[J]. Automobile Technology, 2013(2): 4-8.
- [16] 刘永刚, 张静晨, 万有刚, 等. 基于知识的双离合器自动变速器换挡智能控制[J]. 机械工程学报, 2021, 57(17): 185-195.
- LIU Yonggang, ZHANG Jingchen, WAN Yougang, et al. Intelligent knowledge-based shifting control of dual clutch transmission[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(17): 185-195.
- [17] 赵治国, 李航宇, 雷丹. 干式 DCT 离合器无刷直流作动电机双卡尔曼滤波故障诊断[J]. 机械工程学报, 2018, 54(2): 138-149.
- ZHAO Zhiguo, LI Hangyu, LEI Dan. Fault diagnosis based on dual Kalman filter of clutch brushless DC actuator motor for dry dual clutch transmission[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(2): 138-149.
- [18] 韩玲, 刘鸿祥, 王金武, 等. 基于 MPC 的无级变速器控制优化策略研究[J]. 机械工程学报, 2019, 55(10): 158-167.
- HAN Ling, LIU Hongxiang, WANG Jinwu, et al. Study on control optimization strategy of continuously variable transmission based on model predictive control[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(10): 158-167.
- [19] SEITARO K, TAKAHITO E, YUJI I, et al. Oneway clutch holding structure. JP, 2018-193889[P]. 2018-12-06.
- 
- 作者简介: 蔡文奇, 男, 1993 年出生, 博士研究生。主要研究方向为电驱动系统设计与控制。  
E-mail: caiwenqi@boatan.com
- 高炳钊(通信作者), 男, 1977 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为汽车传动理论与控制。  
E-mail: gaobz@tongji.edu.cn