doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2026.18.035

电动汽车两挡变速器结构设计与换挡性能分析

王　程　姚　凯　许善珍　沈　鑫　吴浩天　栾　旭　戴建国　朱建辉　范爱民
（淮安大学交通工程学院，淮安 223003）

摘要：为解决电动汽车传统无离合器两挡机械式自动变速器（Automated mechanical transmission，AMT）换挡困难及动力中断问题，本文提出一种无离合器、换挡可分离的两挡机械式自动变速器（Unidirectional-clutch integrated automated mechanical transmission，Uni－AMT）技术方案。通过关键零部件参数与传动比计算搭建系统三维模型，分析换挡过程并建立同步器机械同步过程的数学模型，进而构建同步器多体动力学模型。通过仿真对比了传统 AMT 与 Uni－AMT 在不同换挡力工况下换挡性能。搭建了 Uni－AMT 实物试验台，并进行试验验证。试验结果表明，与传统 AMT 换挡方案相比，Uni－AMT 在换挡完成时间与换挡平顺性方面均具有显著优势。研究结果为电动汽车多挡变速器技术创新提供了新路径，对推动纯电动力技术发展具有重要意义。

关键词：电动汽车；机械式自动变速器；换挡性能；多体动力学
中图分类号：U463　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1000-1298(2026)18-0407-09　　**OSID**：

Structural Design and Shift Performance Analysis of Two-speed Transmission for Electric Vehicles

Wang Cheng　Yao Kai　Xu Shanzhen　Shen Xin　Wu Haotian　Luan Xu　Dai Jianguo　Zhu Jianhui　Fan Aimin
(*Faculty of Transportation Engineering*, *Huai'an University*, *Huaian* 223003, *China*)

Abstract: Aiming to address the challenges of difficult shifting and power interruption in conventional clutchless two-speed automated mechanical transmissions (AMTs) for electric vehicles, a novel clutchless and shift-separable two-speed AMT, termed Uni－AMT, was proposed. Based on the calculation of key component parameters and transmission ratios, a three-dimensional model of the transmission system was established. The shifting process was analyzed in detail, and a mathematical model describing the mechanical synchronization phase of the synchronizer was developed. Furthermore, a multi-body dynamics model of the synchronizer was constructed to investigate the dynamic characteristics during gear shifting. Comparative simulations were conducted to evaluate the shifting performance of the conventional AMT and the proposed Uni－AMT under different shift-force conditions. To verify the feasibility of the proposed scheme, a Uni－AMT experimental test bench was developed, and a control system based on dSPACE was implemented for experimental validation. The results indicated that, compared with the conventional AMT shifting strategy, the proposed Uni－AMT reduced the shift impact force by approximately 26% and shortened the shift completion time by about 22% throughout the shifting process. In addition, the Uni－AMT exhibited superior shift smoothness, shorter synchronization duration, and improved impact resistance under various operating conditions. The proposed transmission architecture demonstrated significant advantages in both shifting efficiency and driving comfort. The research result can provide an approach for the development of multi-speed transmissions for electric vehicles and offer valuable theoretical and engineering support for advancing electric powertrain technologies.

Key words: electric vehicles; automated mechanical transmission; shift quality; multibody dynamics

收稿日期：2026－03－27　修回日期：2026－06－05
基金项目：国家自然科学基金项目(51505171)、江苏省自然科学基金项目（BK20231360）和江苏省六大人才高峰项目(2018－XNYQC－002)
作者简介：王程(1979—)，男，副教授，博士，主要从事车辆动力传动装置设计、仿真与优化技术研究，E-mail：wangcheng@hau.edu.cn
通信作者：许善珍(1977—)，女，副教授，博士，主要从事车辆动力传动装置设计和汽车电子控制技术研究，E-mail：xushzh@hau.edu.cn

0 引言

在全球节能减排大背景下,电动汽车凭借机械结构简洁、驱动效率高及能量可回收等优点,成为汽车产业发展转型的核心路径[1-3]。动力传动系统作为车辆关键组件,直接影响其动力性与经济性。“驱动电机+两挡变速”方案相比“驱动电机+单级减速”,能有效拓宽电机高效工作区间,提升高速转矩与效率,改善续航里程与加速性能,并降低对电机峰值转矩需求,实现成本优化,是当前电动汽车动力传动技术的重要发展方向[4-7]。

在主流电动汽车多挡化技术中,无离合器机械式自动变速器(Automated mechanical transmission, AMT)因成本低、结构成熟、传动效率高及控制逻辑简单等优势备受关注[8]。Gong 等[9]提出了一种犬牙式同步器,简化了传动架构,通过取消同步器降低了开发成本并提升了传动效率。针对两速 AMT 纯电动车换挡难题,He 等[10]融合粒子群优化与序列二次规划算法,提出全局优化的两挡 AMT 换挡策略,研究表明该策略能提升电机高效区利用率,并降低换挡冲击。Yang 等[11]提出基于负载状态识别的自适应换挡控制策略,通过构建递归最小二乘-多反馈前馈估计算法,实时识别车辆负载变化特征从而优化控制策略,有效抑制了动态负载下频繁换挡。Zhou 等[12]提出一种结合扩展卡尔曼滤波与深度确定性策略梯度算法修正的最优系统效率转移策略。通过电驱动系统集成键图模型,分析各组件损耗机制及动态效率特性,并据此制定换挡策略,有效降低换挡频率,提升换挡平顺性。但现有研究多通过电机主动调速、柔性挂挡及多动力源协调控制等策略进行改善,未从结构层面解决纯电动汽车多挡 AMT 换挡冲击较大、动力中断时间长等问题[13-17]。

本文提出一种无离合器、换挡可分离的两挡机械式自动变速器(Unidirectional-clutch integrated automated mechanical transmission, UniAMT)[18]。通过结构创新以实现换挡时电机与变速器输入端的柔性解耦,降低换挡惯量;利用 ADAMS 软件对 AMT 与 Uni-AMT 进行多体动力学仿真,优化关键换挡力参数,并通过实物台架试验验证方案有效性。

1 系统方案设计

1.1 两挡变速器结构设计

提出的电动汽车两挡 Uni-AMT 技术方案如图 1 所示,由输入轴、输出轴、中间轴、一挡/倒挡主动齿轮、单向轴承、一挡/倒挡被动齿轮、二挡主动齿轮、二挡被动齿轮、同步器 A 总成、同步器 B 总成组成。其中,输入轴右端通过花键与单向轴承内圈连接,单向轴承外圈与一挡/倒挡主动齿轮为集成结构,与中间轴左端固定连接;同步器 A 总成设置于单向轴承和一挡/倒挡主动齿轮集成结构左侧,通过花键与输入轴连接;二挡主动齿轮通过花键与中间轴固连,设置于一挡/倒挡主动齿轮右侧;输出轴上从左到右依次装有一挡/倒挡被动齿轮、同步器 B 总成、二挡被动齿轮,一挡/倒挡被动齿轮和二挡被动齿轮通过轴承套装在输出轴上,同步器 B 总成通过花键与输出轴固接。

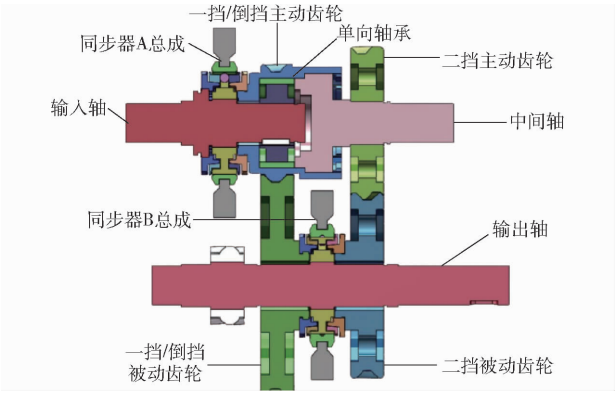


图 1 变速器设计方案

Fig. 1 Transmission system design

Uni-AMT 通过控制单元控制电磁直线换挡执行器,驱动同步器 A 总成与同步器 B 总成移动,实现不同挡位切换。各挡动力传动路线如下:

(1)空挡。同步器 A 总成、同步器 B 总成均处于中间分离位,此时,无论动力源是否通过输入轴存在动力输入,输出轴均无动力输出。

(2)一挡。同步器 A 总成处于中间分离位,同步器 B 总成处于左结合位。此时,动力源正向动力输出,单向轴承内外圈接合,动力由输入轴依次经单向轴承、一挡/倒挡主动齿轮、一挡/倒挡被动齿轮、同步器 B 总成,由输出轴输出。

(3)二挡。同步器 A 总成处于中间分离位,同步器 B 总成处于右结合位。此时,动力源正向动力输出,单向轴承内外圈接合,动力由输入轴依次经单向轴承、一挡/倒挡主动齿轮、中间轴、二挡主动齿轮、二挡被动齿轮、同步器 B 总成,由输出轴输出。

(4)倒挡。同步器 A 总成处于右结合位,同步器 B 总成处于左结合位,此时,动力源反向动力由输入轴依次经同步器 A 总成、一挡/倒挡主动齿轮、一挡/倒挡被动齿轮、同步器 B 总成,由输出轴输出。

(5)换挡。Uni-AMT 换挡时,动力源转速下降,单向轴承内外圈分离,摆脱动力源电枢轴部分转动惯量,此时,通过同步器总成位置控制实现挡位变换。

1.2　变速器参数确定

为满足整车动力性及经济性要求，需对两挡变速器传动比进行合理匹配。以现有某主流中型纯电动汽车为匹配对象，主要参数如表 1 所示。

表 1　某电动汽车外部参数

Tab. 1　Main external parameters of vehicle

参数	数值	参数	数值
整备质量/kg	1 670	迎风面积/m^2	2.5
风阻系数	0.30	轮胎规格	225/65R17
单级减速比	8.0	轴距/m	2.8
质心至前轴距离/m	1.61	额定功率/kW	80
峰值转矩/(N·m)	240	基速/($r\cdot min^{-1}$)	4 000
高效转速/($r\cdot min^{-1}$)	2 000 ~ 6 000	峰值转速/($r\cdot min^{-1}$)	12 000

一挡传动比需符合车辆动力性对最大爬坡度的设计要求，并保证驱动电机在输出峰值转矩时车辆不发生打滑。表达式为

$$\begin{cases} \dfrac{T_{max} i_0 i_1 \eta}{r} \geqslant mgf\cos\alpha_{max} + mg\sin\alpha_{max} \\ i_0 i_1 \leqslant \dfrac{mgra\varphi}{T_{max} L\eta} \end{cases} \tag{1}$$

式中　i_0——主减速器传动比

i_1——一挡传动比

r——轮胎滚动半径，m

T_{max}——电机峰值扭矩，N·m

η——传动系统效率，取 0.94

m——车辆整备质量，kg

f——滚动阻力系数，取 0.01

α_{max}——最大爬坡角，(°)

φ——路面附着系数，取 0.75（常规沥青路面）

a——质心至前轴距离，m

L——轴距，m

根据表 1 计算得：$7.5 \leqslant i_0 i_1 \leqslant 10.9$。结合原车驱动电机高效转速及单级减速比，综合选定 $i_0 i_1 \approx 9$，对应的一挡高效车速为 28 ~ 84 km/h。

变速器二挡传动比应符合车辆最高车速设计需求，且确保不超电机最高允许转速。表达式为

$$\begin{cases} i_0 i_2 \leqslant \dfrac{0.377 n_{max} r}{u_{max}} \\ \dfrac{T_{max} i_0 i_2 \eta}{r} \geqslant mgf + \dfrac{C_D S u_{max}^2}{21.15} \end{cases} \tag{2}$$

式中　u_{max}——车辆最高设计车速，取 200 km/h

C_D——空气阻力系数

S——车辆迎风面积

n_{max}——电机最高允许转速

i_2——二挡传动比

计算得：$2.45 \leqslant i_0 i_2 \leqslant 7.92$。结合原车驱动电机高效转速及确定的一挡传动比，选定 $i_0 i_2 \approx 5$，对应的二挡高效车速为 50.5 ~ 151.6 km/h。为实现与主减速器尺寸协同，避免过大或者过小，取主减速器速比为 $i_0 = 4.5$。

中心距 A 对变速器尺寸、质量、齿轮接触强度都有影响。A 越小，齿轮接触压力越大，使用寿命越短[19-20]。计算式为

$$A \geqslant K_A \sqrt[3]{T_{max} i_1 \eta} \tag{3}$$

式中　K_A——中心距系数，取 10

变速器齿数比对换挡平顺性有重大影响，需多方面考虑齿数比选择[21]，计算式为

$$Z_h = \frac{2A\cos\beta}{m_n} \tag{4}$$

式中　β——螺旋角，取 20°

m_n——模数，取 3 mm

最终确定的两挡变速器参数如表 2 所示。

表 2　变速器齿轮基本参数

Tab. 2　Basic parameters of transmission gears

参数	一挡	二挡
齿数比	31/60	41/50
传动比	1.94	1.22
压力角/(°)	20	20
中心距/mm	145.27	

2　换挡单元参数计算

2.1　同步过程数学模型

同步器换挡过程主要由同步阶段和锁止过程组成，其中冲击力主要发生在同步阶段[22]。同步器同步简化过程如图 2 所示。

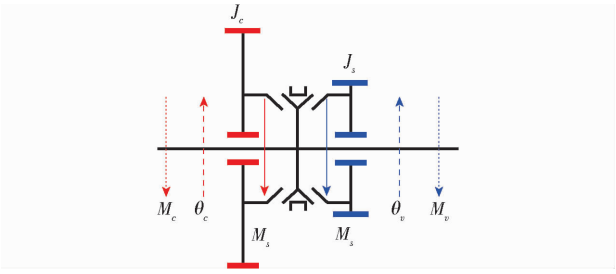


图 2　换挡过程力学简图

Fig. 2　Dynamic model schematic of shifting process

同步器同步过程数学模型为

$$M = J\ddot{\theta} \tag{5}$$

式中　M——转矩

J——转动惯量

$\ddot{\theta}$——角加速度

同步器输入端有

$$J_c\dot{\theta}_c = (\pm M_s - M_c)t + J_c\tau\omega \tag{6}$$

同理,同步器输出端有

$$J_v\dot{\theta}_v = (\pm M_s - M_v)t + J_v\omega \tag{7}$$

当换挡结束时 $t = t_E$,$\dot{\theta}_{cE} = \dot{\theta}_{vE}$。

由式(6)、(7)整理可得

$$t_E = \frac{\omega J_v J_c(\tau - 1)}{\pm M_s(J_v + J_c) - M_v J_c + M_c J_v} \tag{8}$$

式中 τ——同步器传动比

ω——同步器输入端初始角速度

J_c——输入端当量转动惯量

$\dot{\theta}_c$——同步过程中输入角速度

M_c——输入端阻力矩

$\dot{\theta}_v$——同步过程中输出角速度

J_v——输出当量转动惯量

M_s——锁环与接合齿圈锥面摩擦力矩

M_v——汽车行驶阻力矩

t_E——同步器同步结束时间

t——同步器同步运行时间

$\dot{\theta}_{cE}$——换挡结束时输入端角速度

$\dot{\theta}_{vE}$——换挡结束时输出端角速度

同步器输入、输出端当量转动惯量对同步器同步性能都有直接影响。在其他条件不变的前提下,减小输入端当量转动惯量,可缩短同步时间,提高同步器同步性能[23]。

2.2 边界条件计算

2.2.1 等效速度计算

在同步过程中,同步器输入输出当量转动惯量,初始角速度差,以及输入端受到的阻力矩和输出端受到的阻力矩都对同步器性能有影响[24]。

同步过程输出端角速度计算式为

$$\dot{\theta}_{v0} = \frac{V_a i_0 i_c}{r} \tag{9}$$

式中 $\dot{\theta}_{v0}$——输出轴输出角速度

V_a——换挡时刻汽车车速

i_c——变速器常啮合齿轮传动比

输入端角速度在输出端角速度基础上乘以换挡比,即

$$\dot{\theta}_{c0} = \frac{v_a i_0 i_c i_k}{r i_1} \tag{10}$$

式中 $\dot{\theta}_{c0}$——输入轴输出角速度

i_k——汽车位于 k 挡时传动比

2.2.2 等效转动惯量计算

同步器输出端连接整车输出动力,输出端转动惯量包括同步器输出端零件转动惯量,也涵盖整车质量以及轴与车轮等外部条件。为了方便计算,将车辆外部转动惯量等效到输出端转动惯量

$$J_v = \sum_{j=1}^{s}\frac{J_j}{i_{j0}^2} + \frac{mr^2 + 4J_w}{i_0^2} \tag{11}$$

式中 J_j——输出轴端零件转动惯量

i_{j0}——输出轴端零件到输出轴传动比

J_w——单个车轮转动惯量

将与输入端相连的零件转动惯量等效到输入端

$$J_c = J_{ci} + J_{ki} = J_{ci} + \sum_{k=1}^{n}\frac{J_k}{i_k^2} \tag{12}$$

式中 J_{ci}——动力输入部位转动惯量

J_{ki}——输入端零件等效到同步器输入端的当量转动惯量

系统总动能E_k为

$$E_k = \frac{1}{2}J_{\text{in}}\omega_{\text{in}}^2 + \frac{1}{2}J_{\text{out}}\omega_{\text{out}}^2 \tag{13}$$

此时参考轴为输入轴,参考角速度ω_{in}。设等效转动惯量为 $J_{eq,\text{in}}$。根据动能守恒定律,等效系统动能应等于原系统的总动能

$$\frac{1}{2}J_{eq,\text{in}}\omega_{\text{in}}^2 = \frac{1}{2}J_{\text{in}}\omega_{\text{in}}^2 + \frac{1}{2}J_{\text{out}}\omega_{\text{out}}^2 \tag{14}$$

利用传动比关系$\omega_{\text{out}} = \frac{\omega_{\text{in}}}{i}$代入

$$J_{eq,\text{in}}\omega_{\text{in}}^2 = J_{\text{in}}\omega_{\text{in}}^2 + J_{\text{out}}\left(\frac{\omega_{\text{in}}}{i}\right)^2 \tag{15}$$

化简得到

$$J_{eq,\text{in}} = J_{\text{in}} + \frac{J_{\text{out}}}{i^2} \tag{16}$$

同理,参照轴为输出轴,则

$$J_{eq,\text{out}} = J_{\text{out}} + J_{\text{in}}i^2 \tag{17}$$

基于 Solidworks 建立 Uni-AMT 三维模型,结合各零件材料密度,推算得到输入端各零部件体积、质量及转动惯量,如表 3 所示。

表 3 输入端各零件转动惯量

Tab. 3 Moment of inertia of input-end components

零件	密度/(kg·m^{-3})	转动惯量/(kg·m^2)
一挡/倒挡主动齿轮	7.85×10^3	3.3×10^{-3}
二挡主动齿轮	7.85×10^3	5.0×10^{-3}
输入轴	7.85×10^3	3.0×10^{-4}
中间轴	7.85×10^3	1.4×10^{-3}
同步器 A 总成	7.85×10^3	5.0×10^{-4}

2.2.3 换挡力区间推算与参数汇总

换挡力设计需满足同步时间要求并确保系统安全,其可行区间推导如下[25]

$$\frac{J_c|\Delta\omega|\sin\alpha}{\mu R_c t_s} \leqslant F \leqslant \min(2\pi R_c L\sin\alpha[p], F_z) \tag{18}$$

式中　F——换挡力

$\Delta\omega$——初始角速度差

R_c——锥面平均半径

α——锥面锥角

t_s——目标同步时间

$[p]$——材料许用比压

L——锥面接触宽度

F_z——执行器最大输出力

μ——锥面摩擦因数

仿真模型边界条件如表 4 所示，Uni－AMT 未配备离合器且挡位数为二挡，仿真仅考虑一、二挡切换。故将输入输出端转动惯量集中于同步器。

表 4　同步器换挡过程仿真模型边界条件汇总

Tab. 4　Summary of boundary conditions for synchronizer shift process simulation model

参数	数值
输入端初角速度/(rad·s^{-1})	422.4
输出端初角速度/(rad·s^{-1})	265.6
Uni－AMT 输入端当量转动惯量/(kg·m^2)	1.04×10^{-2}
AMT 输入端当量转动惯量/(kg·m^2)	0.1004
输出端当量转动惯量/(kg·m^2)	15.800
轴向换挡力/N	300～350

在速度 85 km/h 下对同步器两端转动惯量以及角速度差进行分析：Uni－AMT 输入输出角速度差为 157 rad/s，输入端转动惯量较 AMT 减少 90%。

3　两挡变速器换挡仿真

3.1　仿真模型搭建

为了验证本结构在换挡时同步器应对输入输出较大差速时涉及的复杂运动过程，基于 ADAMS 软件搭建两挡变速器换挡单元-同步器的多体运动学模型。具体操作为：将 Solidworks 中同步器总成导入 ADAMS，通过转动副与移动副设定运动约束，引入接触与摩擦模型以描述同步过程摩擦同步与啮合特性。同时采用等效转动惯量对输入端与输出端施加载荷，以模拟整车换挡工况。同步器运动学模型如图 3 所示。

3.2　换挡位移与结合齿转速分析

在先进的电控 AMT 和电动汽车变速器中，结合套位移是关键的反馈信号[26]。

为了方便分析换挡同步过程，可将换挡过程视为线性过程，同步过程动力学公式为

$$F\mu R_c\csc\alpha = J_c\Delta\omega/t \tag{19}$$

在同步过程，同步环内锥面与结合齿轮锥面的受力简图如图 4 所示。

设作用在摩擦锥面正压力为F_1，则

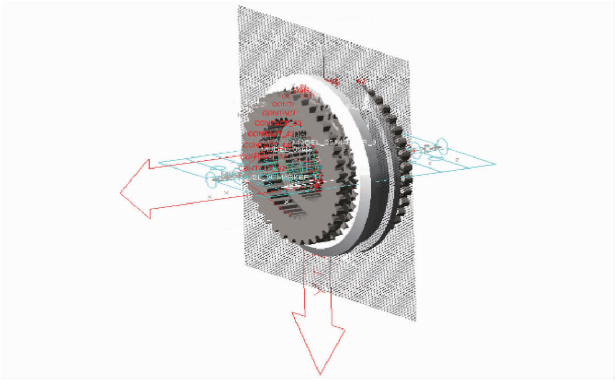


图 3　同步器多体动力学模型

Fig. 3　Multi-body dynamic model schematic of synchronizer

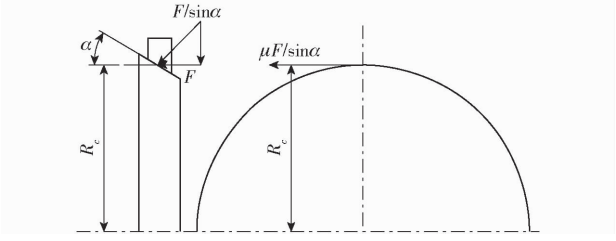


图 4　接触锥面受力简图

Fig. 4　Schematic of force analysis for contact cone surfaces

$$F_1 = \frac{F}{\sin\alpha} \tag{20}$$

作用在摩擦锥面的摩擦力矩M_s为

$$M_s = \mu F R_c/\sin\alpha \tag{21}$$

其中，M_s由换挡力 F 与摩擦因数 μ 共同决定。同步环内锥面与结合齿轮间的摩擦因数在换挡力推动下由动摩擦转为静摩擦。由于整套换挡过程时间较短，在分析中通常忽略摩擦因数的变化，因此M_s只与换挡力正相关。因此，J_c较大时，提升换挡力可减少换挡时间t_E。

此前已知M_s由换挡力与摩擦因数共同决定，将M_s设为定值则

$$J_c\frac{\mathrm{d}\Delta\omega}{\mathrm{d}t} = M_s \tag{22}$$

同步过程快慢直接取决于同步输入端当量转动惯量J_c、换挡差速 $\Delta\omega$ 有关。

同时参照式(8)，同步器输入端当量转动惯量J_c和同步器输出端当量转动惯量J_v存在较大差异，参照文献[27]，J_c/J_v一般为 100，t_E在其他条件不变的前提下与输入端当量转动惯量J_c正相关。

由上文分析可知，AMT 同步器摩擦力矩M_s与换挡力正相关，在J_c较大时提升换挡力可减少换挡时间t_E。结合套齿廓突破与同步环、结合齿轮相抵前的加速度更大，即接触力更大。AMT 的J_c与动力源连接，更大的J_c使同步器结合端运行状态更难改变。

图 5 为同步器结合套换挡位移仿真曲线，由于

单向轴承切断动力输入部分的刚性连接，输入端转动惯量只有输入轴、输入齿轮等转动惯量，此时同步环与结合齿轮间的摩擦力只需克服较小的转动惯量，故换挡力对 Uni－AMT 换挡时间影响较小，Uni－AMT 换挡方案 3 种换挡力工况换挡时间均在 0.21 s 附近。而 AMT 换挡方案，由于受到更大的输入端转动惯量J_e影响，需要更大的换挡力拨正结合齿圈并完成换挡。从图 5 可以看出，在换挡力 325、300 N 工况下，结合套位移分别在 0.250、0.255 s 附近出现负增长，即换挡力不足以维持结合套内齿与接合齿轮齿相抵状态，此时相抵状态破坏，结合套后移并在下一齿隙完成换挡。此外，由于接合套在换挡力 325 N 下相比于 300 N 工况，其内齿与接合齿轮齿更早进入相抵状态（即 300 N 工况下相抵位置更靠近齿间），因此换挡力 300 N 下相抵状态被破坏，接合套后移并在下一齿隙完成换挡的时间略早于 325 N 工况。不同换挡力 300、325、350 N 下换挡时间分别为 0.31、0.32、0.27 s。

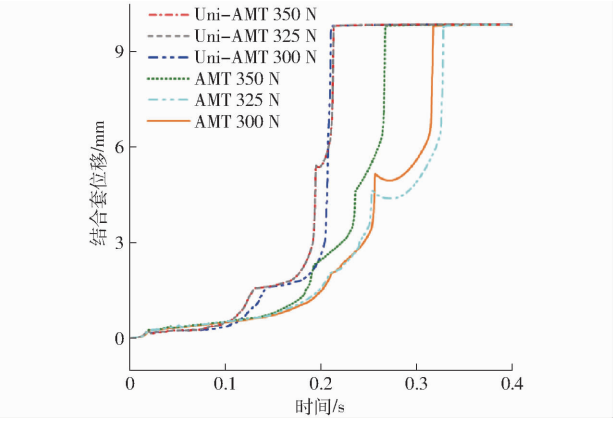


图 5 换挡位移仿真曲线

Fig. 5 Shift simulation curves of gear shifting displacement

图 6 为接合齿轮角速度变化仿真曲线。从图 6 可以看出，Uni－AMT 技术方案：不同换挡力工况下，接合齿轮角速度曲线均在 0.17 s 附近达到目标角速度 －265 rad/s，并出现角速度波动，同步器进入拨正接合齿圈过程。由于，Uni－AMT 切断与输入端刚性连接的转动惯量，等效到接合齿轮的转动惯量远小于 AMT 方案，接合齿轮角速度波动时间较短，在 0.21 s 附近停止，完成换挡。而 AMT 技术方案在 0.2 s 后接合齿轮角速度均出现转速波动。此后，工况 350 N 在 0.2 ~0.27 s 内进入拨正结合齿轮最终换挡阶段，工况 300 N 和 325 N 分别在 0.21 ~0.31 s 与 0.21 ~0.32 s 进入拨正结合齿圈阶段并最终完成换挡。

从图 6 还可看出，AMT 技术方案在工况 300 N 下，结合齿轮在 0.21 ~0.32 s 期间出现 2 次长时间角速度波动，分别为 －263 rad/s 与 －267.5 rad/s，导致拨正结合齿轮的持续时间异常延长。同时，在 0.25 s 时角速度出现反向变化，结合图 5 中的工况 300 N 下位移曲线负增长趋势以及上文分析内容，此时，相抵状态破坏接合套后移并在下一齿隙完成换挡，接合齿轮齿由单向受力相抵切换至受力转动并完成换挡。工况 325 N 下，结合齿轮角速度变化趋势与工况 300 N 大致相同，这里不做过多赘述。而工况 350 N 下，在拨正齿圈过程中换挡位移平顺增长，结合齿轮角速度在 0.27 s 时迅速下降至 －265 rad/s，未出现上述 2 种工况中拨正结合齿轮持续时间异常延长的现象。

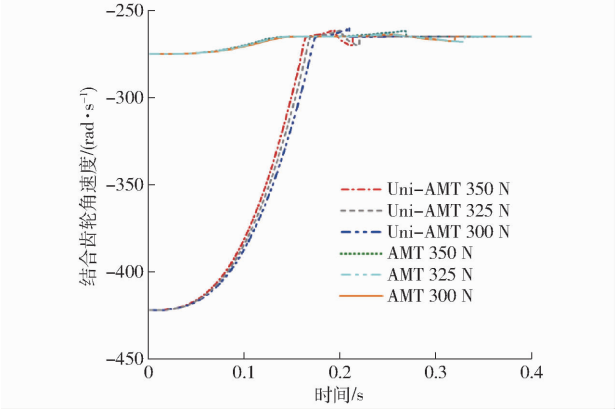


图 6 结合齿轮角速度变化曲线

Fig. 6 Engaging gear angular velocity variation curves

3.3 换挡冲击与输出转速

图 7 为换挡过程冲击力分析。由图 7 可知换挡冲击力由两阶段合力组成。当力通过拨叉作用在结合套上时，同步环内锥面与结合齿圈的锥面压紧。由于两者存在角速度差，巨大的摩擦力矩使同步环受到第 1 次冲击，冲击力关系式为

$$F_f \propto F\mu R_c/\sin\alpha \tag{23}$$

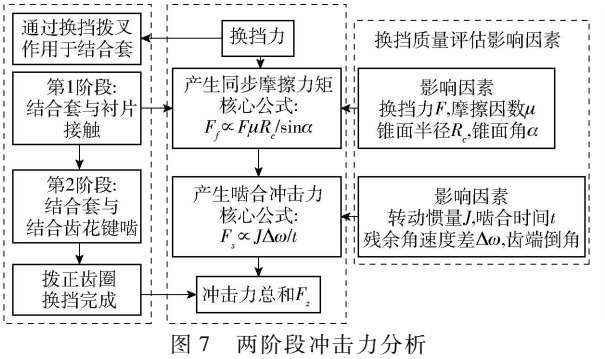


图 7 两阶段冲击力分析

Fig. 7 Two-stage impact force analysis

同步过程完成时，传动过程中仍存在微小的残余角速度差或由于系统拖曳力矩新产生的角速度差。同步环齿套的齿端与结合齿圈的齿端接触时发生第 2 次冲击，冲击力关系式为

$$F_s \propto J\Delta\omega/t \tag{24}$$

输出轴转速变化规律是评价换挡平顺性关键指

标[28]。图 8 为输出轴角速度对比曲线，在滑行拨正结合齿圈过程，Uni－AMT 由于输入端更小的转动惯量，结合套与结合齿圈相抵时，同步环克服的阻力更小，对输出轴角速度波动影响也更小。从图 8 可以看出，在不同换挡力下，Uni－AMT 均在 0.2 s 附近出现极小波动，波动幅值仅为 0.007 rad/s。而 AMT 换挡方案中，工况 350 N 在 0.2～0.27 s 期间峰值波动幅值为 0.02 rad/s；工况 325 N 在 0.2～0.32 s 期间波动幅值为 0.025 rad/s，工况 300 N 在 0.2～0.31 s 期间峰值波动幅值为 0.025 rad/s。由此可见，与 AMT 换挡方案相比，Uni－AMT 换挡方案输出轴角速度波动更小，换挡更加顺滑。

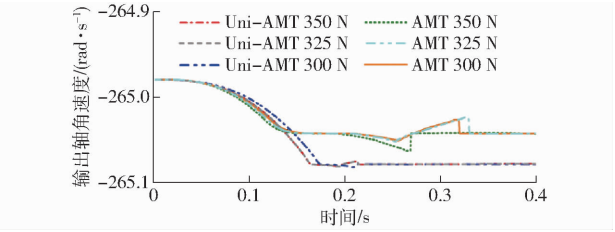


图 8　输出轴角速度曲线

Fig. 8　Output shaft speed curves

图 9 为 2 种换挡方案不同换挡力条件下换挡冲击力曲线。从图 9 可以看出 Uni－AMT 方案下换挡冲击力均小于 AMT 换挡方案。

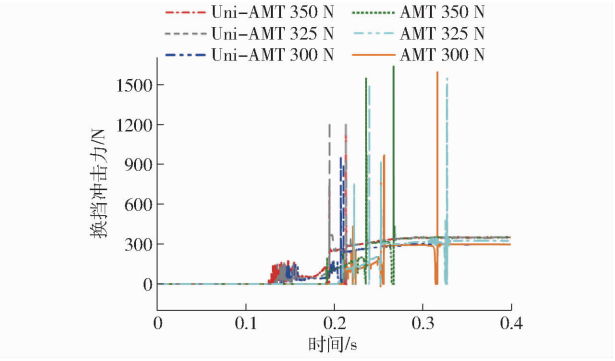


图 9　换挡冲击力曲线

Fig. 9　Shift impact force curves

对传统 AMT 方案而言，当换挡力增大时，换挡时间缩短，但换挡冲击力随之增大。具体，在较大换挡力 F 作用下，摩擦力矩 M_s 随之提升，刚性连接的同步端由于较大 J_c，其运动状态难以改变。尽管大换挡力能缩短同步阶段时间，却也增加了结合套与刚性连接端进入齿廓相抵前的加速度，从而导致换挡冲击力增大。对于 Uni－AMT 方案，较大角速度差下，在 M_s 作用下差速持续降低，同步环与结合套相抵状态改变引发第 1 次冲击；随后阶段，结合套与结合齿轮相抵，在换挡力作用下结合套与结合齿轮相抵状态改变引发第 2 次冲击。此阶段，结合套与结合齿轮相互抵靠并通过摩擦锥面建立约束；当外加换挡力继续增大并突破静摩擦极限时，接触状态由摩擦约束快速转为啮合过渡，进而触发第 2 次冲击。该冲击幅值取决于同步过程中需消除的相对转速与系统等效转动惯量。

表 5 为同步器各工况仿真结果。从表 5 可看出，与传统 AMT 换挡方案相比，提出的 Uni－AMT 方案在换挡完成时间和换挡平顺性方面均展现出显著优势。以相同换挡力 350 N 下换挡为例，Uni－AMT 方案较传统 AMT 方案换挡时间缩短约 22%，换挡冲击力降低约 26%。

表 5　同步器换挡过程关键仿真结果

Tab. 5　Synchronizer shifting process key simulation results

换挡方案	工况/N	换挡时间/s	换挡冲击力/N
Uni－AMT	350	0.21	1 201
	325	0.21	1 230
	300	0.21	1 279
AMT	350	0.27	1 641
	325	0.32	1 523
	300	0.31	1 595

4　试验验证

4.1　试验台搭建

为模拟换挡过程，搭建了如图 10 所示的试验平台，主要由驱动电机、Uni－AMT 样机、直线执行器、dSPACE 控制器、功率驱动电路、传感器及信号处理电路、供电系统、上位机等构成。

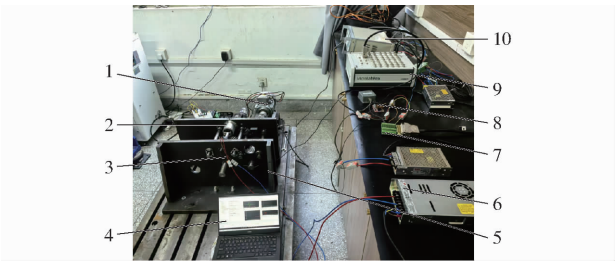


图 10　Uni－AMT 试验台架示意图

Fig. 10　Schematic of Uni－AMT test bench

1. 驱动电机　2. 直线执行器　3. 位移传感器　4. Control Desk 上位机　5. 开关电源　6. Uni－AMT　7. 电机驱动板　8. 电流信号采集　9. dSPACE　10. 转速转矩传感器

为了更好观察试验状况并进行加工安装，试验样机采用开放式结构。单向轴承选用 ASNU 系列滚柱式离合器单向轴承，内部采用精密滚柱与斜坡凸轮结构组合，能够在正向旋转时实现无间隙传递转矩，反向旋转时则迅速分离，从而有效避免动力回传与干涉，有助于提升整体系统可靠性与耐久性。直线执行器为电磁直线作动器，峰值推力为 360 N。

为了尽可能地使试验样机试验与变速器实际工作过程相贴近,试验前,对试验样机衬片与结合齿轮涂抹手动变速箱齿轮油。

4.2 试验结果分析

图 11 为换挡力 350 N 下,同步器结合套位移试验与仿真结果曲线。从图 11 可看出,试验与仿真结果均在 0.13 s 附近出现第 1 次波动,此时,在试验与仿真模型中,结合套推动滑块使同步环与摩擦锥面接触。当结合套位移到达 5.4 mm 位置时,参照图 12 此时结合套与结合齿轮角速度差值极小,结合套通过结合齿并产生拨正结合齿。此后,结合套穿过结合齿轮,并在 9.8 mm 处完成换挡。

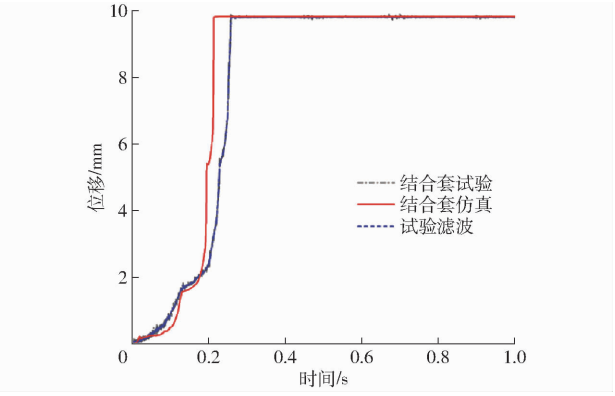


图 11 结合套位移试验与仿真曲线

Fig. 11 Sleeve displacement test and simulation curves

从图 11 可看出,在换挡时间上,试验结果较仿真结果有约 0.04 s 延迟。原因主要有:仿真方案中换挡力直接作用于结合套轴心,而试验方案中换挡力通过直线执行器传递至拨叉。为保护直线执行器且保证换挡力轴向传递,试验中在换挡拨叉两端加装 2 根限位杆,限位杆通过直线轴承保证直线执行器输出轴向力。在此过程,直线轴承用于降低与限位杆之间的摩擦,但摩擦力仍对整个换挡过程产生一定影响;在同步阶段,由于试验中同步环与结合齿轮锥面之间存在油膜,摩擦因数 μ 会随油膜排出呈复杂非线性增长趋势。而在仿真中,由于此类非线性摩擦因数 μ 难以准确定义,通常忽略此变化而采用常数模拟,进而导致试验结果较仿真结果存在一定的延迟。

图 12 为结合齿轮角速度差试验与仿真曲线。从图 12 可看出,结合齿轮角速度差试验值在 0.25 s 时达到 0 附近,相较于仿真结果存在 0.04 s 延迟,与结合套位移曲线中换挡完成时刻相对应。

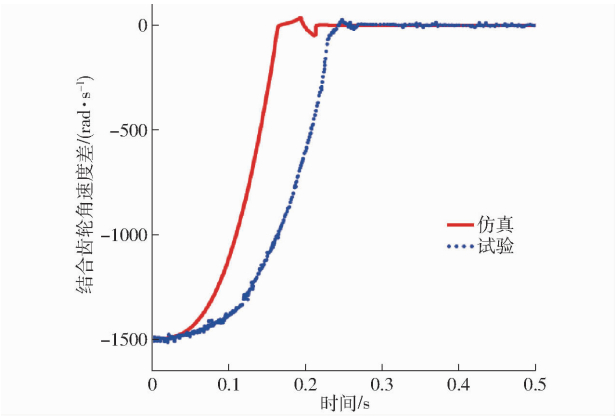


图 12 结合齿轮角速度差试验与仿真曲线

Fig. 12 Engaging gear angular velocity difference test and simulation curves

5 结论

(1)提出一种集成单向轴承的齿轮传动结构的电动汽车二挡 AMT 变速器(Uni-AMT)技术方案。该方案可有效解决传统 AMT 换挡过程中驱动电机电枢轴无法脱离,转动惯量过大导致的换挡难题,并可通过换挡时对驱动电机精细化控制,改善 AMT 换挡动力中断问题。

(2)建立换挡过程数学模型,分析同步器两端转动惯量以及角速度差。在速度 85 km/h 下,Uni-AMT 输入端转动惯量相较于传统电动汽车 AMT 换挡方案减少 90%,输入角速度差为 157 rad/s。通过降低换挡输入端转动惯量优化换挡时间以及换挡冲击力。

(3)利用 ADAMS 软件建立换挡同步器多体动力学模型,通过数学模型计算并添加对应换挡方案同步器两端的参数模拟不同换挡方案。仿真结果表明,提出的 Uni-AMT 相较于传统 AMT 方案,换挡时间更短、换挡冲击力更小。

(4)搭建了 Uni-AMT 试验台架,台架试验验证了建立的多体动力学模型及仿真结果有效性。

参 考 文 献

[1] Sathiyan S P, Benin P C, Albert A S, et al. Comprehensive assessment of electric vehicle development, deployment, and policy initiatives to reduce GHG emissions: opportunities and challenges[J]. IEEE Access, 2022, 10: 53614-53639.

[2] Zahoor A, Mehr F, Mao G, et al. The carbon neutrality feasibility of worldwide and in China's transportation sector by E-car and renewable energy sources before 2060[J]. Journal of Energy Storage, 2023, 61: 106696.

[3] 郭剑锋, 张雪美, 曹琪, 等. 电动汽车助力我国能源安全与"碳达峰, 碳中和"协同推进[J]. 中国科学院院刊, 2024, 39(2): 397-407.
Guo Jianfeng, Zhang Xuemei, Cao Qi, et al. Electric vehicles contribute to China's energy security and carbon peaking and

carbon neutrality[J]. Bulletin of Chinese Academy of Sciences, 2024, 39(2): 397 – 407. (in Chinese)
[4] Husain I, Ozpineci B, Islam M S, et al. Electric drive technology trends, challenges, and opportunities for future electric vehicles[J]. Proceedings of the IEEE, 2021, 109(6): 1039 – 1059.
[5] Cai S J, Kirtley L, Lee C H T. Critical review of direct-drive electrical machine systems for electric and hybrid electric vehicles [J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2022, 37(4): 2657 – 2668.
[6] Kwon K, Jo J, Min S. Multi-objective gear ratio and shifting pattern optimization of multi-speed transmissions for electric vehicles considering variable transmission efficiency[J]. Energy, 2021, 236: 121419.
[7] Meng D, Tian M, Miao L, et al. Design and modeling of an in-wheel two-speed AMT for electric vehicles[J]. Mechanism and Machine Theory, 2021,163: 104383.
[8] Bertucci E, Bucchi F, Ceraolo M, et al. Battery electric vehicles: how many gears? A technical-economic analysis[J]. Vehicles, 2024,6(1): 71 – 92.
[9] Gong Y X, Du C, Huang C, et al. Research on gearshift of Non-synchronizer automatic mechanical transmission based on hierarchical bounding box collision detection algorithm[J]. Energy Reports, 2025, 13: 1200 – 1214.
[10] He Y, Sui S, Wang Q, et al. Super-high speed AMT shifting strategy and energy consumption optimization for electric vehicle [J]. Energy, 2025, 322: 135489.
[11] Yang H, Chen Y, Xu Z, et al. Research on adaptive shift strategy for automatic transmission based on load variation[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2026, 240(3): 667 – 681.
[12] Zhou M, Sun D, Wang C, et al. Shifting strategy for electric heavy trucks with automated manual transmission based on extended Kalman filtering and reinforcement learning[J]. Control Engineering Practice, 2025, 160: 106324.
[13] Lacock S, Du Plessis A A, Booysen M J. Electric vehicle drivetrain efficiency and the multi-speed transmission question[J]. World Electric Vehicle Journal, 2023, 14(12): 342.
[14] Jeong W, Han J, Kim T, et al. Two-speed transmission structure and optimization design for electric vehicles[J]. Machines, 2023, 12(1): 9.
[15] 吴斌, 王耀. 电动汽车无同步器 AMT 挂挡冲击分析与优化控制[J]. 北京工业大学学报, 2022,48(8): 860 – 868.
Wu Bin, Wang Yao. Gear engagement impact analysis and optimization control of AMT without synchronizer for electric vehicles[J]. Journal of Beijng University of Technology,2022,48(8): 860 – 868. (in Chinese)
[16] 郭占正, 徐立友, 孙冬梅, 等. 液压机械无级变速器动力连续换段过程建模与仿真[J]. 农业机械学报,2022,53(8): 435 – 442.
Guo Zhanzheng, Xu Liyou, Sun Dongmei, et al. Modeling and simulation of continuous power shift process of hydro-mechanical continuously variable transmission[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(8):435 – 442. (in Chinese)
[17] 孟祥超, 赵伟, 李思航, 等. 采棉机动力换挡变速器动态特性与换挡响应研究[J]. 农业机械学报,2026,57(7):97 – 107.
Meng Xiangchao, Zhao Wei, Li Sihang, et al. Shift response and dynamic characteristics of power shift transmission of cotton picker[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2026,57(7):97 – 107. (in Chinese)
[18] 许善珍, 王程. 一种电动汽车二挡变速器及其控制方法:ZL2019108334554[P]. 2021 – 06 – 22.
[19] Damijan Z, Jan Š, Borut Č,et al. The effect of center distance error on the service life of polymer gears[J]. Polymer Testing, 2023, 123: 108033.
[20] Wu P, Qiang P, Pan T, et al. Multi-objective optimization of gear ratios of a seamless three-speed automated manual transmission for electric vehicles considering shift performance[J]. Energies, 2022, 15(11): 4149.
[21] Li W, Li Z. Dynamic analysis of a multi-stage gear system considering the coupling between mesh phasing angle and coaxial teeth ratio[J]. Nonlinear Dynamics, 2023, 111(21): 19855 – 19878.
[22] Zhang L, Peng Y, Yang H, et al. Defect analysis and innovation design of synchronizer for clutchless automatic mechanical transmission[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2022, 35(1): 20.
[23] Gongye X, Du C, Li L, et al. Research on precise tracking control of gear-shifting actuator for non-synchronizer automatic mechanical transmission based on sleeve trajectory planning[J]. Energies, 2024, 17(5): 1092.
[24] Li Y X, Cheng S, Chen Z W, et al. Improvement strategy to minimize secondary impact of gear shift for commercial vehicle transmission[J]. Journal of Failure Analysis and Prevention, 2022, 22(4): 1535 – 1545.
[25] 葛敬广, 李通响, 张耀, 等. 变速器换挡瞬时转矩冲击仿真及试验对标[J]. 工程机械, 2025, 56(10):64 – 67.
[26] Lin S, Tang M, Li B, et al. Design of an improved active disturbance rejection control method for a direct-drive gearshift system equipped with electromagnetic linear actuators in a motor-transmission coupled drive system[C]// Actuators, MDPI, 2023, 12(1): 40.
[27] Chen P, Ding H, Zhao J. Modeling and analysis of the synchronization process of synchronizer[J]. Forsch Ingenieurwes, 2024,88(1): 13.
[28] Wang S, Liu X, Zhang X, et al. A fuzzy Logic control-based adaptive gear-shifting considering load variation and slope gradient for multi-speed automated manual transmission (AMT) electric heavy-duty commercial vehicles[J]. Electronics, 2024, 13(22): 4458.