

# AMT 换挡滑块的磨损量预测与磨损规律数值分析

刘雨薇<sup>1</sup>, 孙园植<sup>1</sup>, 王叶<sup>2</sup>, 付崇智<sup>1</sup>, 陈浩<sup>1</sup>, 李秀明<sup>1</sup>

(1.中国矿业大学(北京) 机电与信息工程学院, 北京 100083;

2.中国北方车辆研究所, 北京 100072)

**摘要:** **目的** 建立电控机械式自动变速箱 (AMT) 中同步器换挡滑块的磨损量预测模型, 分析磨损量变化规律, 为提升 AMT 的换挡品质奠定基础。**方法** 基于传热学理论, 考虑换挡滑块与接合套的换热边界条件, 建立单次换挡过程中滑块磨损量计算的有限元模型。根据 BOX 方法设计模拟方案, 采用 Archard 磨损理论, 将接合套的实际波动转速进行近似替代, 对不同换挡力、接合套转速、摩擦系数作用下的换挡滑块磨损量进行仿真计算, 并且通过响应面分析, 得到磨损量的线性回归预测模型。在此基础上, 研究各因素对磨损量的影响规律。**结果** 预测模型计算得到的磨损量与试验测试结果间的误差小于 5%。换挡力、接合套转速、摩擦系数皆为磨损量的主要影响因素, 磨损量与三者呈正相关性。接合套的转速和换挡力对单次磨损的影响更为显著, 二者的交互作用明显。在转速为 750~5000 r/min 时, 磨损量的增量随着转速的增加而减小。**结论** 换挡力和转速对滑块磨损量的影响较大。在高转速条件下, 通过控制换挡力的大小可以有效减少换挡滑块的磨损量, 提升 AMT 的使用寿命。

**关键词:** 换挡滑块; 磨损; 换挡力; 转速; 摩擦系数; 响应面分析

**中图分类号:** TH117.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3660(2021)09-0205-10

**DOI:** 10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2021.09.021

## Numerical Analysis on Wear Prediction and Wear Rule of the Shift Slider on AMT

LIU Yu-wei<sup>1</sup>, SUN Yuan-zhi<sup>1</sup>, WANG Ye<sup>2</sup>, FU Chong-zhi<sup>1</sup>, CHEN Hao<sup>1</sup>, LI Xiu-ming<sup>1</sup>

(1.School of Mechanical Electronic & Information Engineering, China University of Mining and Technology, Beijing 100083, China; 2.China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China)

**ABSTRACT:** In order to improve the shifting quality of the automated manual transmission (AMT), the wear prediction model of the synchronizer shift slider in AMT was established and the wear change law was analyzed. Based on the heat transfer theory and considering the heat transfer boundary conditions between the shift slider and the sleeve, a finite element model for

收稿日期: 2020-11-06; 修订日期: 2021-01-18

Received: 2020-11-06; Revised: 2021-01-18

基金项目: 国家自然科学基金项目(52105232); 中央高校基本科研业务费专项资金 (2021YQJD29)

**Fund:** Supported by National Natural Science Foundation of China (52105232), Fundamental Research Funds for the Central Universities (2021YQJD29)

作者简介: 刘雨薇 (1987—), 女, 博士, 副教授, 主要研究方向为发动机关键零部件的摩擦学性能。

**Biography:** LIU Yu-wei (1987—), Female, Doctor, Associate professor, Research focus: friction and wear characteristics of the key components of the engine.

通讯作者: 李秀明 (1972—), 男, 博士, 高级工程师, 研究领域为误差理论及数据处理、离合器与制动器摩擦分析。

**Corresponding author:** LI Xiu-ming (1972—), Male, Doctor, Senior-engineer, Research focus: error theory and data processing, frictional analysis of clutch and brake.

引文格式: 刘雨薇, 孙园植, 王叶, 等. AMT 换挡滑块的磨损量预测与磨损规律数值分析[J]. 表面技术, 2021, 50(9): 205-214.

LIU Yu-wei, SUN Yuan-zhi, WANG Ye, et al. Numerical analysis on wear prediction and wear rule of the shift slider on AMT[J]. Surface technology, 2021, 50(9): 205-214.

calculating the wear of the shift slider during a single shift was established. The simulation scheme was designed according to the BOX design method, and the actual fluctuating speed of the sleeve was approximately replaced. The simulation calculation was performed on the wear of the shift slider under different shifting forces, sleeve speeds and friction coefficients by the Archard wear theory, and the linear regression prediction model of wear was obtained through response surface analysis. On this basis, the influence law of various factors on the amount of wear was studied. The error between the prediction model and the test result is less than 5%. Shifting force, sleeve speed and friction coefficient were the main influencing factors of wear, and there was a positive correlation between the wear and the three factors. The sleeve speed and shifting force had more significant influence on single wear, and the interaction between them was obvious. In the range of 750 r/min to 5000 r/min, the increment of wear decreased with the increase of speed. Shifting force and speed have great influence on the wear of shift slider. Especially in the case of high speed, by controlling the size of the shifting force, the wear of the shift slider can be effectively reduced, and the service life of AMT can be improved.

**KEY WORDS:** shift slider; wear; shifting force; speed; friction coefficient; response surface analysis

同步器是电控机械式自动变速箱（AMT）的关键部件，同步器的使用降低了汽车换挡的操控难度，并大大延长了变速箱的使用寿命<sup>[1]</sup>。随着对换挡品质要求的提高，AMT中同步器磨损失效的问题受到越来越广泛的关注。

磨损失效的同步器会导致汽车在挂挡时出现打齿或挂不上挡等现象，直接影响驾驶者的换挡感受，甚至会危害驾驶安全<sup>[2-4]</sup>。同步器的磨损研究多侧重于同步环磨损和润滑性能<sup>[5-9]</sup>。王炎等<sup>[10]</sup>通过对同步器工作过程进行仿真，预测了同步器锥面的磨损寿命。苏洪<sup>[11]</sup>利用RBF神经网络分析了摩擦锥面的部分参数对磨损的影响。BROWN等<sup>[12]</sup>的研究结果表明，润滑添加剂对同步器的摩擦磨损性能有重要影响。在使用过程中，同步器除了锥面发生磨损失效外，换挡滑块的早期异常磨损将严重影响换挡功能，但目前对于换挡滑块的磨损研究并不多见。文昊等<sup>[13]</sup>的研究结果表明，同步器磨损失效过程中，换挡滑块与接合套间的磨损使所需换挡行程加大，接合套难以压紧同步环，导致无法完成同步，同时加剧了同步环与锥体间的磨损。安海等<sup>[14]</sup>通过滑块磨损试验，采用偏最小二乘法拟合出磨损量关于换挡力、转速和硬度的预测方程，并对不同类型的变量进行了分析，得到了滑块磨损混合的可靠性模型。磨损量指由于磨损引起的材料损失量，可通过测量长度、体积或质量的变化而得到，并相应地称它们为线磨损量、体积磨损量和质量磨损量。本文研究的对象为换挡滑块在单次换挡过程中的单侧线磨损量，即为磨损深度。下文中将“线磨损量（line wear）”统称为“磨损量（wear）”。现有的文献多采用台架试验或实车试验的方法<sup>[15]</sup>，这些传统的试验方式成本高，效率低，且磨损量预测模型误差较大。本文采用仿真试验代替传统试验，根据BOX设计方法，对不同换挡力、接合套转速、摩擦系数作用下的换挡滑块磨损量进行数值模拟，探究其对滑块磨损量的影响机制，并且建立了换挡滑块磨损量的预测优化模型。研究结果将为后续优化换挡控制策略奠

定基础，对提高AMT的换挡品质具有重要意义。

## 1 换挡滑块磨损特性数值分析

### 1.1 有限元模型

从AMT三维几何模型中提取出换挡滑块与接合套，见图1。为研究滑块的单侧磨损量，按对称结构建立1/2模型，提高仿真效率。滑块的硬度较低，换挡过程中磨损严重，因此可将滑块作为变形体，接合套作为刚体来简化有限元模型，见图2。滑块与接合套刚体建立接触对，并在滑块对面建立固定约束。设定刚体接合套控制节点的旋转速度，并施加相应的换挡力。在相同的边界条件下，全柔体模型与刚柔耦合模型的计算结果差异不超过10%。因此，采用刚柔耦合模型计算能够较为准确地反映其磨损特性，并且计算效率较高。

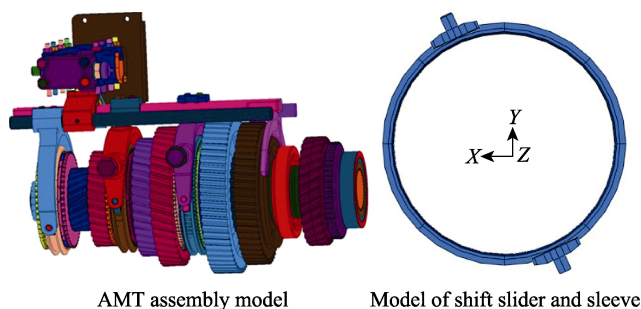


图1 AMT三维模型

Fig.1 Three-dimensional model of AMT

### 1.2 材料性能与工况参数

在运动过程中，摩擦副接触面上产生大量的摩擦热，并且伴随着磨损现象的发生。材料的热物性对其机械性能与摩擦性能具有较大影响，不同材料间的摩擦所产生的磨损现象也不相同。换挡滑块材料为铜合金CW713R-H140，接合套材料为45#钢，二者的热物性参数见表1。此外，换挡滑块与接合套摩擦过程

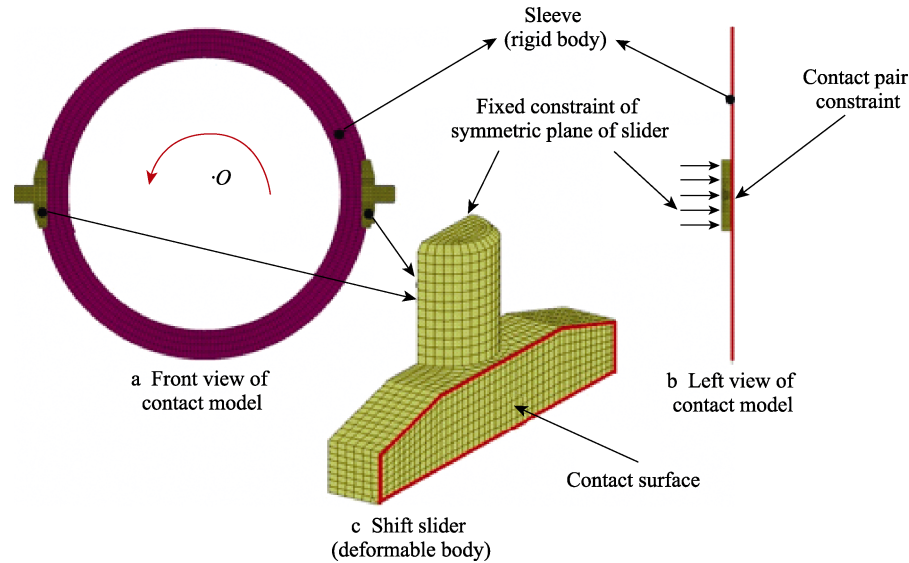


图 2 滑块与接合套刚柔耦合接触模型  
Fig.2 Rigid-flexible coupling contact model between the shift slider and the sleeve

表 1 接触材料的热物性参数  
Tab.1 Thermophysical parameters of the contact material

Material	Temperature/℃	Density/ (kg·m <sup>-3</sup> )	Hardness (HB)	Elastic modulus/ GPa	Poisson's ratio	Thermal conductivity/ (W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> )	Specific heat/ (J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> )
Copper alloy CW713R-H140	90	8.1×10 <sup>3</sup>	210	93	0.36	63.0	377
Steel 45#	90	7.89×10 <sup>3</sup>	560	209	0.269	48.1	450

中,滑块的磨损类型以粘着磨损为主。在寿命周期内,滑块的磨损主要处于稳定磨损阶段,磨损率保持不变,采用 Archard 磨损模型计算磨损量,磨损系数取  $k = 0.0017$ 。

当滑块产生塑性变形时,磨损深度  $w$  与滑块接触面的法向载荷  $F_a$ 、滑块的屈服极限  $\sigma_y$ 、滑动距离  $L$  之间的关系如公式(1)所示。

$$w = k \frac{F_a \cdot L}{\sigma_y} \tag{1}$$

设定接合套旋转控制点为接合套模型的中心点,接合套以控制点为旋转中心,垂直接合套平面坐标轴为旋转轴。

参照实际情况,在工作过程中,AMT 周围的环境温度为 90 ℃。在换挡过程中,换挡力的变化范围为 400~1000 N,挡位转速的变化范围为 1000~2000 r/min,换挡时间为 0.5 s,在无润滑的滑摩条件下,钢与铜合金的摩擦系数为 0.15~0.25<sup>[13,16-17]</sup>。

实际换挡过程中,接合套的转速并非恒定为挡位转速,而是存在一定波动。为提高仿真结果的准确性以及仿真过程的效率,将接合套的转速变化规律简化为线性变化。考虑到仿真结果的可靠性,以挡位转速为 2000 r/min、摩擦系数为 0.15、换挡力为 700 N 为例,对转速变化程度进行了多种方案的对比,结果见表 2。

表 2 不同转速波动下的仿真结果  
Tab.2 Simulation results under different speed fluctuation

Speed fluctuation amplitude/%	Wear/(×10 <sup>-7</sup> mm)			Temperature/ ℃
	Positive volatility	Negative volatility	Average value	
1	4.747	5.084	4.9155	90.11
2	5.088	5.154	5.1210	90.15
3	5.253	5.183	5.2180	90.23
4	5.377	5.179	5.2780	90.30
5	5.504	5.096	5.3000	90.37

在仿真误差的允许范围内,通过对同一绝对值的转速波动的仿真结果取均值,近似代替恒定转速下的仿真结果。通过对比可知,在允许的误差范围内,该假设条件下的仿真结果是可靠的。为了简化后续的仿真过程,选取图 3 中的转速波动曲线作为有限元模型中的速度曲线,由此得到的磨损量偏差最小。

### 1.3 换挡滑块的热边界条件

#### 1.3.1 换挡滑块的接触热导

在换挡滑块与接合套的实际接触过程中,接触表面不是光滑表面。热量在接触面间传递时,由于接触面积缩小而形成的额外换热阻力称为接触热阻,热流密度与固体界面温差的比值称为接触热导,两者互为倒数<sup>[18]</sup>。在对摩擦副进行热分析时,绝大部分文献采

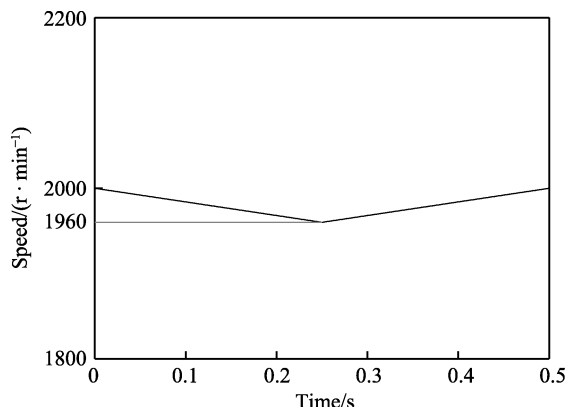


图 3 转速波动下降 2% 的转速曲线

Fig.3 Speed curve with 2% reduction in speed fluctuation

用了静态下的接触热阻模型<sup>[19-22]</sup>。与此不同,本文考虑了换挡滑块与接合套在滑摩过程中,其相对运动形式对接触界面传热特性的影响。

采用本文作者<sup>[23-24]</sup>所提出的双粗糙滑动表面间的有效接触热阻模型,其中接触热导值取决于外加载荷、界面初始温度、表面粗糙度、滑动速度等因素,即:

$$h_c = \frac{4\sqrt{2\pi N_1 N_2 R_1 R_2 K \eta^{3/2}}}{\sqrt{R_1 + R_2}} J_c(\hat{V}, \hat{h}_0) \quad (2)$$

其中,

$$J_c(\hat{V}, \hat{h}_0) = \int_{\hat{h}_0}^{\infty} \int_0^1 e^{-\xi} (\xi - \hat{h}_0)^{3/2} (1 - x^2) \sqrt{2 + 0.9\hat{V} \sqrt{\xi - \hat{h}_0} \sqrt{1 - x^2}} dx d\xi \quad (3)$$

$$\eta = \sqrt{2(\sigma_1^2 + \sigma_2^2)} \quad (4)$$

$$\hat{V} = \frac{V \sqrt{\eta R^*}}{k} \quad (5)$$

$$\hat{h}_0 = \frac{h_0}{\eta} \quad (6)$$

式中:  $N_i$  为平面  $i$  上单位面积上的微凸体峰顶个数,  $R_i$  为平面  $i$  上单位面积上的微凸体的半径,  $K$  为导热率, 无量纲滑动速度  $\hat{V}$  为 Peclet 数,  $V$  为两个粗糙表面间的相对滑动速度,  $R^*$  为微凸体的复合半径,  $h_0$  为两个参考平面间的距离。

对于完全相同的两个表面, 有:

$$h_c = \begin{cases} A' F_1(I_f) & \hat{V} \ll 1 \\ \frac{A'[F_1(I_f) + 0.9035\hat{V} F_2(I_f)]}{1 + \hat{V}} (1 + 1.082\hat{V}) & \\ A' F_2(I_f) (\hat{V})^{1/2} & \hat{V} \gg 1 \end{cases} \quad (7)$$

其中,

$$A' = 2^{7/2} \sqrt{\pi} N^2 R^{3/2} \sigma^{3/2} K \quad (8)$$

$$F_1(I_f) = 0.9877(I_f)^{0.9081} \quad (9)$$

$$F_2(I_f) = 0.5982(I_f)^{0.9323} \quad (10)$$

由式(7)可以看出, 如果两粗糙接触面的表面粗糙几何参数和材料物理参数确定, 当滑动速度 ( $\hat{V} \ll 1$ )

很低时, 接触热导取决于积分项  $I_f(\hat{h}_0)$ , 而积分项  $I_f(\hat{h}_0)$  与接触压强直接相关, 故名义接触压强决定了接触热导; 当滑动速度 ( $\hat{V} \gg 1$ ) 很高时, 接触热导由名义接触压强和滑动速度平方根共同决定。由式(7)计算可得, 换挡滑块的接触热导为  $3520 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

### 1.3.2 换挡滑块的对流换热系数

换挡过程中, 换挡滑块与接合套间的摩擦会产生大量的摩擦热。摩擦热以热传导的方式不断传递到换挡滑块, 致使换挡滑块的温度上升, 与周围环境形成了温差, 换挡滑块还会与周围的环境介质发生对流换热。

根据流体有无相变, 对流换热可以分为相变换热和无相变换热, 本文主要研究无相变换热。工程上通常以  $Gr/Re^2$  的值来判定对流换热方式, 其中  $Gr$  为格拉晓夫数,  $Re$  为雷诺数。其判断标准见表 3。

表 3 对流换热方式的判断标准

Tab.3 Judgment criteria of convective heat transfer modes

Judgment criteria	Convective heat transfer mode
$Gr/Re^2 \leq 0.1$	Forced convection heat transfer
$0.1 < Gr/Re^2 \leq 10$	Mixed convection heat transfer
$10 \leq Gr/Re^2$	Natural convection heat transfer

雷诺数  $Re$  的计算公式为:

$$Re = \frac{vl}{\eta_{\text{air}}} \quad (11)$$

式中:  $v$  为空气相对运动速度,  $\text{m/s}$ ;  $l$  为换热表面的特征长度,  $\text{m}$ ;  $\eta_{\text{air}}$  为空气常温下的运动黏度,  $\text{m}^2/\text{s}$ 。

在对换挡滑块的换挡过程进行数值分析时, 假设换挡滑块固定不动、接合套旋转, 接合套的转速等于实际换挡过程中变速箱齿轮的转速。在此过程中, 换挡滑块与周围空气没有发生相对运动, 即  $v=0$ 。因此, 雷诺数  $Re$  为 0, 由表 3 判断换挡滑块与周围空气的换热方式为自然对流换热。

对流换热系数  $h_{\text{con}}$  的计算公式为:

$$h_{\text{con}} = \frac{Nu \lambda_{\text{air}}}{l} \quad (12)$$

式中:  $Nu$  为努塞尔数;  $\lambda_{\text{air}}$  为空气导热系数,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

在计算换挡滑块的自然对流换热系数过程中, 首先需计算相关参数。

自然对流换热下, 努塞尔数  $Nu$  的计算公式为:

$$Nu = 0.68 + \frac{0.67(Ra)^{1/4}}{[1 + (0.492/Pr)]^{4/9}} \quad (13)$$

式中:  $Ra$  为瑞利数;  $Pr$  为普朗特数。

瑞利数  $Ra$  的计算公式为:

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (14)$$



普朗特数  $Pr$  的计算公式为：

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda_{air}} \tag{15}$$

式中：空气的动力黏滞系数  $\mu = 1.87 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ；空气导热系数  $\lambda_{air} = 0.0267 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ；定压比热  $c_p = 1004 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

格拉晓夫数  $Gr$  的计算公式为：

$$Gr = \frac{g \alpha_v \Delta t l^3}{\eta_{air}^2} \tag{16}$$

式中： $g$  为重力加速度， $g = 9.8 \text{ m/s}^2$ ； $\alpha_v$  为体积膨胀系数， $\alpha_v = 1.7 \times 10^{-5} \text{ K}$ ； $\Delta t$  为物体与环境温差， $\Delta t = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ ； $\eta_{air}$  为空气常温下的运动粘度， $\eta_{air} = 1.48 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ ； $l$  为滑块换热表面的特征长度， $l = 0.04 \text{ m}$ 。

经计算得，格拉晓夫数  $Gr$  为 730.17，普朗特数  $Pr$  为 0.7032，瑞利数  $Ra$  为 513.41，努塞尔数  $Nu$  为 3.1995。将努塞尔数  $Nu$  与空气导热系数  $\lambda_{air}$  和换热表面特征长度  $l$  代入式(12)，算得换挡滑块的自然对流换热系数  $h_{con}$  为  $2.13 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

1.3.3 接合套的对流换热系数

假设接合套的转速等于实际换挡过程中变速箱齿轮的转速。假定接合套转速为最低挡速  $n_1 = 1000 \text{ r/min}$ ，此时空气的相对运动速度为：

$$v = \frac{2\pi r_0 n_1}{60} \tag{17}$$

式中： $r_0$  为接合套与换挡滑块接触表面的中径， $r_0 = 0.086 \text{ m}$ 。

经计算，此时空气的相对运动速度  $v$  为  $8.9875 \text{ m/s}$ 。代入式(11)，得到雷诺数  $Re$  为 2732.7。由式(16)计算得，格拉晓夫数  $Gr$  为 1.1457，则  $Gr/Re^2 = 1.53 \times 10^{-7}$ 。由表 3 判断接合套与周围空气的换热方式为强迫对流换热。当接合套转速增加时，空气的相对运动速度增大，雷诺数  $Re$  增大， $Gr/Re^2$  的值减小。因此，接合套的对流换热方式始终为强迫对流换热。

强迫对流换热下，努塞尔数  $Nu$  的计算公式为：

$$Nu = C' Re^{1/2} Pr^{1/3} \tag{18}$$

式中： $C'$  为常数，取 0.683。

接合套的换热表面特征长度为  $4.5 \text{ mm}$ ，由式(15)计算得，普朗特数  $Pr$  为 0.7032。在不同转速下，计算强迫对流换热下的雷诺数、努塞尔数和对流换热系数，计算结果见表 4。

表 4 强迫对流换热下的  $Re$ 、 $Nu$  和  $h_{con}$

Tab.4  $Re$ ,  $Nu$ , and  $h_{con}$  under forced convection heat transfer

Speed/(r·min <sup>-1</sup> )	1000	1500	2000
Reynolds number	2732.7	4099.1	5465.4
Nusselt number	31.75	38.89	44.90
Convective heat transfer coefficient/(W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> )	188.38	230.72	266.41

1.4 仿真试验设计方案与结果

采用有限元仿真试验的方法代替传统试验，针对换挡滑块磨损量预测的需求，选用响应面设计试验方法中的 BOX 设计方法。该方法通过有限次试验所得的数据，在麦克劳林或泰勒展开式的基础上，估计响应面的回归方程系数，并利用回归方程估计极值点、定值点等，找出优化搭配。

基于 Archard 磨损公式，滑块磨损量的影响因素有 3 个，分别为转速 ( $A$ )、摩擦系数 ( $B$ ) 和换挡力 ( $C$ )。根据 BOX 设计方法，每个因素有 3 个水平且分布均匀，对所需的 17 个仿真试验点进行有限元仿真，得到磨损量的仿真结果，见图 4 和表 5。

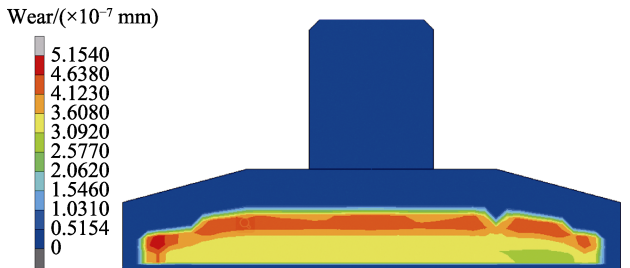


图 4 磨损量的有限元仿真结果  
Fig.4 Finite element simulation results of wear

表 5 换挡滑块磨损量的仿真结果  
Tab.5 Simulation results of wear of shift slider

Num	Speed(A)/ (r·min <sup>-1</sup> )	Friction coefficient (B)	Shifting force (C)/N	Wear/ (×10 <sup>-7</sup> mm)
1	1000	0.15	700	2.430
2	2000	0.15	700	5.154
3	1000	0.25	700	2.544
4	2000	0.25	700	5.375
5	1000	0.20	400	1.424
6	2000	0.20	400	3.007
7	1000	0.20	1000	3.548
8	2000	0.20	1000	7.518
9	1500	0.15	400	2.182
10	1500	0.25	400	2.278
11	1500	0.15	1000	5.455
12	1500	0.25	1000	5.694
13	1500	0.20	700	3.901
14	1500	0.20	700	3.901
15	1500	0.20	700	3.901
16	1500	0.20	700	3.901
17	1500	0.20	700	3.901

2 换挡滑块磨损量的预测优化模型

2.1 预测优化模型的建立

通过 BOX 响应面分析方法对仿真试验结果进行

处理,建立磨损量模型。在各采样点上,通过方差分析确定各因素对磨损量影响的显著程度,在此基础上,采用 Stepwise 模型消除不显著项,模型  $F$  值为 63 660 000.00。在  $F$  检验中,  $P$  值表示显著性水平,  $P \leq 0.05$  的项可认为是显著项,  $P \leq 0.01$  的项可认为是极其显著项。通过对  $P$  值进行分析,模型中  $A$ 、 $B$ 、 $C$ 、 $AB$ 、 $AC$ 、 $BC$ 、 $A^2$ 、 $B^2$ 、 $C^2$ 、 $A^2B$ 、 $A^2C$ 、 $AB^2$  是极其显著的模型项。模型对应的  $P$  值小于 0.0001,说明模型对磨损量的影响极其显著。其中,一次项  $A$ 、 $B$ 、 $C$  对应的  $P$  值小于 0.0001,说明转速 ( $A$ )、摩擦系数 ( $B$ )、换挡力 ( $C$ ) 均为重要的影响因子。由此建立的滑块磨损预测模型如下式所示:

$$\begin{aligned} w = & 3.724 \times 10^{-8} - 2.648 \times 10^{-11} \times A - 1.578 \times 10^{-7} \times B - \\ & 1.273 \times 10^{-10} \times C + 9.100 \times 10^{-11} \times A \times B + \\ & 4.518 \times 10^{-13} \times A \times C + 2.383 \times 10^{-10} \times B \times C + \\ & 1.950 \times 10^{-15} \times A^2 - 5.000 \times 10^{-9} \times B^2 - \\ & 1.389 \times 10^{-16} \times C^2 + 6.668 \times 10^{-28} \times A^2 \times B - \\ & 1.800 \times 10^{-17} \times A^2 \times C + 4.000 \times 10^{-11} \times A \times B^2 \quad (19) \end{aligned}$$

## 2.2 预测优化模型的准确性检验

将有限元仿真水平的组合值带入回归方程,将得到的磨损量预测值与仿真值进行对比,见表 6。结果显示,回归方程对换挡滑块磨损量的预测值与有限元软件的仿真值误差不到万分之一。因此,可认为该回归方程能够准确地反映在以上水平组合的影响因素下,换挡滑块在换挡过程中的磨损量。

表 6 回归方程预测值的验证表  
Tab.6 Verification table of the predicted values of the regression equation

Num	Simulated wear/ ( $\times 10^{-7}$ mm)	Forecast wear/ ( $\times 10^{-7}$ mm)	Error/ ( $\times 10^{-4}$ )
1	2.430	2.4298	0.784
2	5.154	5.1536	0.758
3	2.544	2.5438	0.710
4	5.375	5.3746	0.708
5	1.424	1.4239	0.578
6	3.007	3.0068	0.606
7	3.548	3.5477	0.815
8	7.518	7.5174	0.783
9	2.182	2.1819	0.652
10	2.278	2.2779	0.537
11	5.455	5.4546	0.805
12	5.694	5.6936	0.771
13	3.901	3.9007	0.732
14	3.901	3.9007	0.732
15	3.901	3.9007	0.732
16	3.901	3.9007	0.732
17	3.901	3.9007	0.732

通过设计影响因素的新水平组合来检验回归方程对换挡过程中换挡滑块磨损量的预测精度。在工况参数不变的条件下,将影响因素的新水平组合分别代入有限元软件进行仿真。同时,将新水平组合依次带入回归方程进行预测,得到换挡滑块磨损量的仿真值和预测值,见表 7。

表 7 回归方程预测精度的检验  
Tab.7 Test of prediction accuracy of regression equation

Num.	Speed/(r·min <sup>-1</sup> )	Friction coefficient	Shifting force/N	Simulated wear/ ( $\times 10^{-7}$ mm)	Forecast wear/ ( $\times 10^{-7}$ mm)	Error/%
1	1000	0.25	1000	3.631	3.641	-0.285
2	1250	0.25	1000	5.084	4.678	7.996
3	1750	0.25	1000	6.879	6.690	2.754
4	2000	0.25	1000	7.678	7.666	0.162

对比结果显示,回归方程计算的换挡滑块磨损量预测值与有限元软件的仿真值误差最大不超过 8%,且对初始拟合水平组合内换挡滑块磨损量的预测误差不到 1%。考虑不同挡位下接合套转速范围的不同,当转速为 750~5000 r/min 时,随机设定接合套转速、摩擦系数和换挡力,将回归方程计算的换挡滑块磨损量的预测值与有限元软件的仿真值进行对比。结果表明,预测值与仿真值的最大误差不超过 15%,且在绝大多数情况下低于 10%。

## 2.3 预测优化模型与仿真模型的可靠性检验

通过试验验证预测优化模型与仿真模型的可靠性,将试验参数分别代入预测优化模型与仿真模型,并将预测磨损量、仿真磨损量与试验磨损量进行比

较。试验模拟换挡滑块从 3 挡到 4 挡的过程,接合套转速为 2200 r/min,摩擦系数为 0.15,换挡力为 816 N,换挡次数为 45 025 次,试验后换挡滑块的单侧磨损量为 0.03 mm。经计算,换挡滑块的平均单次换挡磨损量  $\bar{R}$  为  $6.663 \times 10^{-7}$  mm。将试验参数代入预测优化模型与仿真模型,分别得到预测磨损量  $R_f$  和仿真磨损量  $R_s$ ,见表 8。通过计算得出预测磨损量、仿真磨损量与试验磨损量之间的误差,验证预测优化模型与仿真模型的可靠性,见表 9。

结果显示,在转速为 2200 r/min、摩擦系数为 0.15、换挡力为 816 N 的条件下,预测优化模型和仿真模型的误差均小于 5%。因此,在一定误差范围内,预测优化模型可以准确预测换挡滑块在换挡过程中的磨损量。

表 8 试验条件下的仿真磨损量和预测磨损量  
Tab.8 Simulated wear and forecast wear under the conditions of test

Num.	Speed/(r·min <sup>-1</sup> )	Friction coefficient	Shifting force/N	Simulated wear $R_s/(\times 10^{-7} \text{ mm})$	Forecast wear $R_f/(\times 10^{-7} \text{ mm})$	Error/%
e	2200	0.15	816	6.783	6.618	-2.428

表 9 仿真模型和预测优化模型与试验结果的对比检验  
Tab.9 Comparison results of simulation model and prediction model with test

Num.	Speed/(r·min <sup>-1</sup> )	Friction coefficient	Shifting force/N	Test wear $\bar{R}/(\times 10^{-7} \text{ mm})$	Simulated error $e_s/\%$	Forecast error $e_f/\%$
e	2200	0.15	816	6.663	1.801	-0.675

3 各因素对磨损量的影响规律

3.1 转速、换挡力、摩擦系数对滑块磨损量的影响规律

图 5—7 为不同参数条件下预测优化模型的磨损量变化曲线。其中，图 5 为摩擦系数  $f = 0.2$ ，换挡力分别为 400、700、1000 N，转速为 750~5000 r/min 时的磨损量变化曲线。

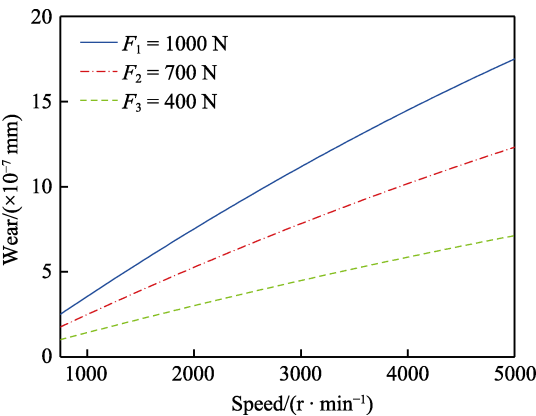


图 5  $f = 0.2$  时不同换挡力下的磨损量-转速曲线  
Fig.5 The wear-speed curve under different shifting forces when  $f = 0.2$

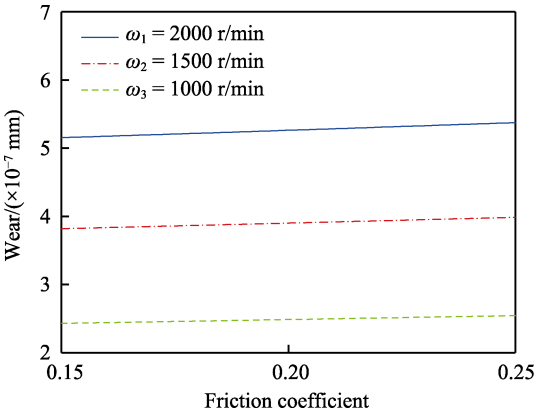


图 6  $F = 700 \text{ N}$  时不同转速下的磨损量-摩擦系数曲线  
Fig.6 The curve of wear-friction coefficient under different speeds when  $F = 700 \text{ N}$

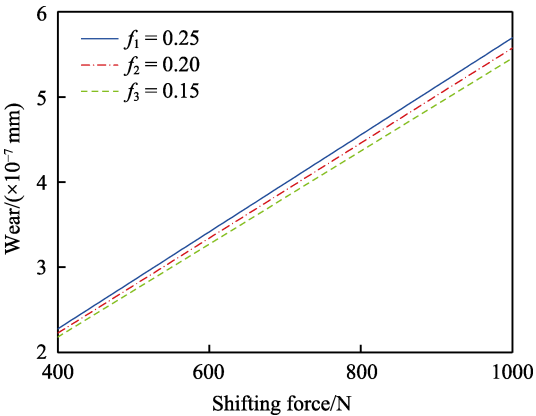


图 7  $\omega = 1500 \text{ r/min}$  时不同摩擦系数下的磨损量-换挡力曲线  
Fig.7 The curve of wear- shifting force under different friction coefficients when  $\omega = 1500 \text{ r/min}$

由图 5 可知，在摩擦系数  $f$  和换挡力  $F$  一定的情况下，磨损量随转速的增大而增大，曲线的斜率随转速的增大略微减小，但在转速为 1000~2000 r/min 时，斜率的变化并不明显，可近似看作一条直线。同时，曲线的斜率随换挡力  $F$  的增大而增大，变化较为显著。

由图 6 和图 7 可知，磨损量随摩擦系数  $f$  的增大而增大，且在图 7 中发现，曲线的斜率随摩擦系数的增大略微增大。在所研究的水平范围内，摩擦系数对换挡滑块磨损量的影响小于换挡力和转速对磨损量的影响。

由图 5 和图 7 可知，在摩擦系数  $f$  和转速  $\omega$  一定的情况下，磨损量随换挡力  $F$  的增大而增大，且在图 5 中，曲线的斜率随换挡力  $F$  的增长，其增长趋势较为显著。

3.2 转速与换挡力的交互作用

换挡力  $F$  分别取 400、700、1000 N 时，不同摩擦系数和不同转速对换挡滑块磨损量的响应面，如图 8—10 所示。通过对滑块磨损量响应面的对比分析，可以验证上述关于转速  $\omega$ 、摩擦系数  $f$ 、换挡力  $F$  对换挡滑块磨损量的影响规律。

图 11 为摩擦系数  $f$  为 0.25 时，不同换挡力和不

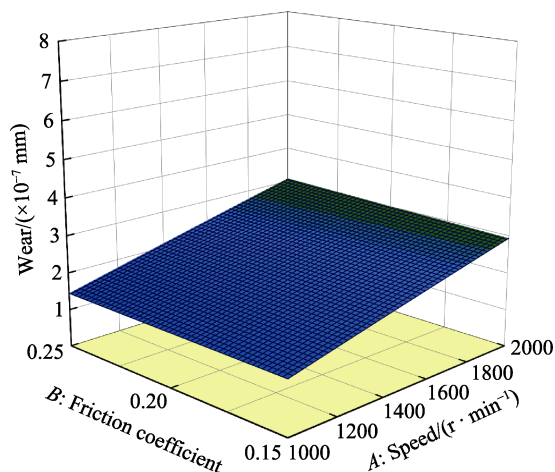


图8 换挡力为400 N时摩擦系数和转速对磨损量的影响  
Fig.8 Influence of friction coefficients and speeds on wear under shifting force of 400 N

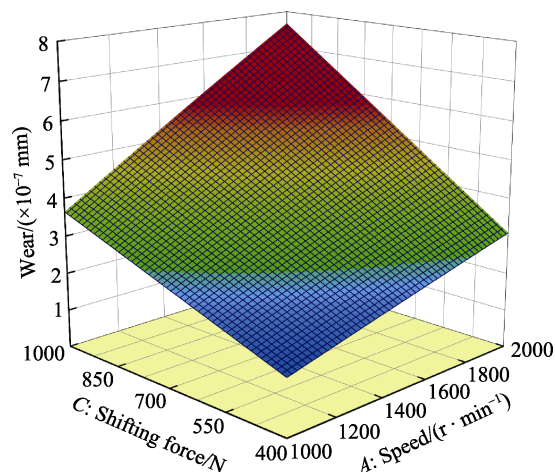


图11  $f=0.25$  时换挡力和转速对磨损量的影响  
Fig.11 The influence of shifting forces and speeds on wear when  $f=0.25$

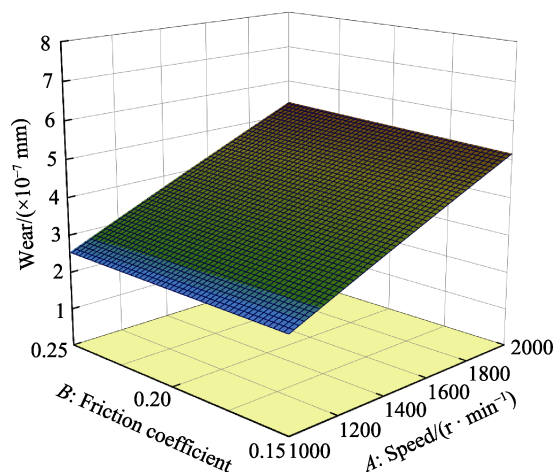


图9 换挡力为700 N时摩擦系数和转速对磨损量的影响  
Fig.9 Influence of friction coefficients and speeds on wear under shifting force of 700 N

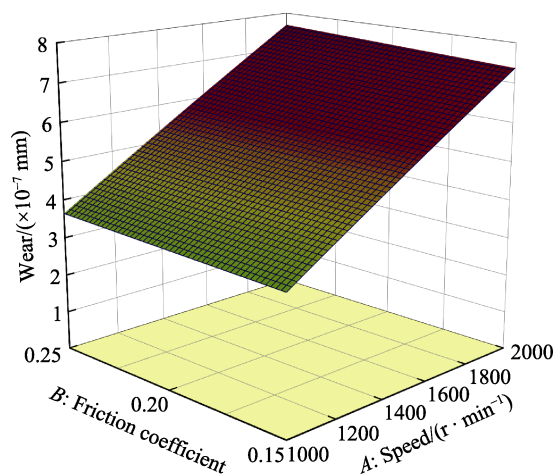


图10 换挡力为1000 N时摩擦系数和转速对磨损量的影响  
Fig.10 Influence of friction coefficients and speeds on wear under shifting force of 1000 N

同转速对换挡滑块磨损量的响应。摩擦系数  $f$  一定时,随着换挡力  $F$  的增大,转速  $\omega$  增大对磨损量的影响增大;随着转速  $\omega$  的增大,换挡力  $F$  增大对磨损量的影响也增大。

考虑3个影响因素之间的交互性,分别在确定一个影响因素的水平值的前提下,作出另外两个水平值对磨损量影响的等高线图,见图12—14。由等高线图分析可知,在3个影响因素中,转速  $\omega$  和换挡力  $F$  对换挡滑块磨损量影响的交互作用最为显著,与图11的响应面反映出的规律吻合。摩擦系数  $f$  与转速  $\omega$ ,或摩擦系数  $f$  与换挡力  $F$  对换挡滑块磨损量影响的交互作用较小。

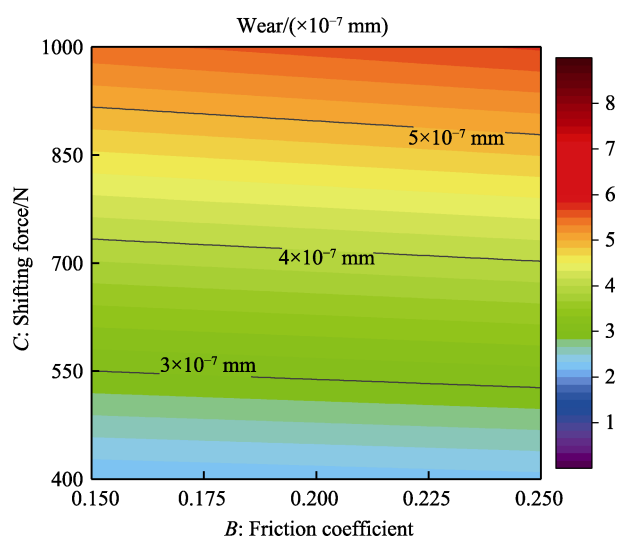


图12 转速为1500 r/min时换挡力和摩擦系数对磨损量影响的等高线图

Fig.12 Contour map of the influence of shifting forces and friction coefficients on wear when the speed is 1500 r/min



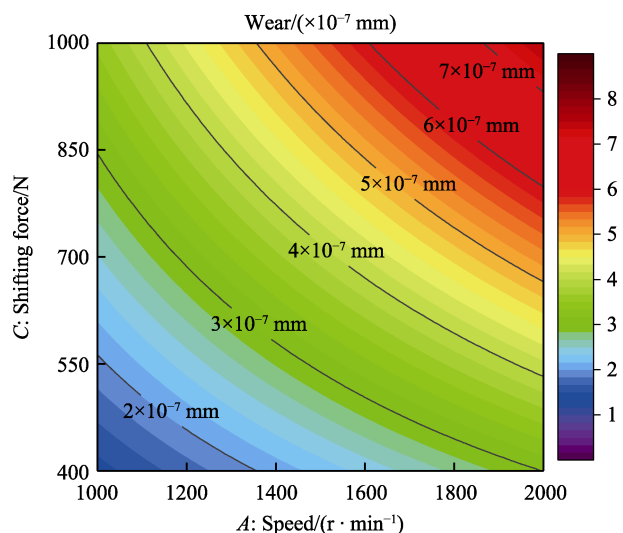


图 13 摩擦系数为 0.2 时换挡力和转速对磨损量影响的等高线图

Fig.13 Contour map of the influence of shifting forces and speeds on wear when the friction coefficient is 0.2

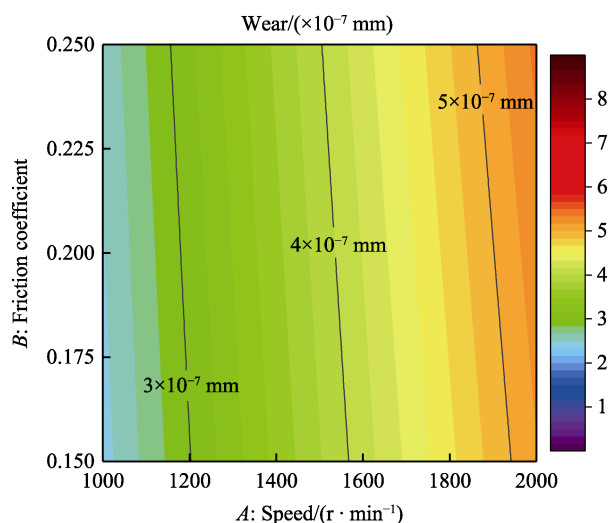


图 14 换挡力为 700 N 时摩擦系数和转速对磨损量影响的等高线图

Fig.14 Contour map of the influence of friction coefficients and speeds on wear when the shifting force is 700 N

## 4 结论

在 AMT 的换挡过程中, 同步器换挡滑块与接合套在摩擦时存在以粘着磨损为主的早期磨损。本文利用仿真试验代替传统试验, 研究了换挡过程中接合套的转速、摩擦系数、换挡力三者对换挡滑块磨损量的影响规律。主要结论如下:

1) 通过 BOX 响应面分析方法对仿真试验结果进行分析, 获得了换挡滑块磨损量的预测优化模型, 可以有效预测换挡滑块在换挡过程中的磨损量。

2) 接合套转速、摩擦系数、换挡力均为换挡滑块磨损量的主要影响因素, 磨损量分别随 3 个影响因素的增大而增大。摩擦系数为 0.15~0.25 时, 对换挡

滑块磨损量的影响较小。而在本文研究的水平范围内, 接合套转速和换挡力对换挡滑块磨损量的影响更为显著。

3) 在相同的摩擦系数与换挡力作用下, 随着转速的增加, 磨损量在单位转速内的增量略有下降。此外, 接合套转速与换挡力对换挡滑块磨损量影响的交互作用显著。

因此, 在接合套转速与换挡力需要同时增大的情况下, 如果可以控制其中一项的增量值, 可以有效地减小换挡滑块与接合套在换挡过程中的磨损量。特别是在高转速的情况下, 在换挡策略中优先控制换挡力的大小, 对于磨损量的控制效果更为明显。

## 参考文献:

- [1] TSENG C Y, YU C H. Advanced shifting control of synchronizer mechanisms for clutchless automatic manual transmission in an electric vehicle[J]. Mechanism and machine theory, 2015, 84: 37-56.
- [2] 杨孟燕. 变速箱同步器失效问题分析[J]. 机械管理开发, 2019, 34(2): 297-298.  
YANG Meng-yan. Failure analysis of transmission synchronizer[J]. Mechanical management and development, 2019, 34(2): 297-298.
- [3] 徐万里, 赵巍, 张学明, 等. 变速箱同步器失效过程与失效机理分析[J]. 机械工程学报, 2014, 50(14): 69-74.  
XU Wan-li, ZHAO Wei, ZHANG Xue-ming, et al. Analysis on failure process and failure mechanism of transmission synchronizer[J]. Journal of mechanical engineering, 2014, 50(14): 69-74.
- [4] 朱淳逸. 同步器同步过程中磨损及失效的建模与研究[D]. 汉中: 陕西理工学院, 2016.  
ZHU Chun-yi. Modeling and study of wear and failure in the synchronizer working process[D]. Hanzhong: Shaanxi University of Technology, 2016.
- [5] 张志刚, 余晓霞, 彭元平, 等. 同步器同步机理建模与结构影响因素分析[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2019, 51(7): 192-200.  
ZHANG Zhi-gang, YU Xiao-xia, PENG Yuan-ping, et al. Synchronization mechanism modeling and structural effect factors analysis of synchronizer[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2019, 51(7): 192-200.
- [6] 刘美艳, 谭草, 李波, 等. 锁环式同步器同步过程摩擦锥面摩擦特性试验[J]. 机械设计与研究, 2019, 35(1): 154-156, 164.  
LIU Mei-yan, TAN Cao, LI Bo, et al. Friction characteristics experimental study on synchronization of synchronizer's friction cone[J]. Machine design & research, 2019, 35(1): 154-156.
- [7] 赵二辉, 马彪, 李和言, 等. 转速对湿式离合器局部润滑及摩擦特性影响研究[J]. 兵工学报, 2017, 38(4): 625-633.

- ZHAO Er-hui, MA Biao, LI He-yan, et al. Influence of rotating speed on local lubrication and friction characteristics of wet clutch[J]. *Acta armamentaria*, 2017, 38(4): 625-633.
- [8] XU Wan-li, ZHAO Wei, SU Bin, et al. Investigation of manual transmission synchronizer failure mechanism induced by interface material/lubricant combinations[J]. *Wear*, 2015, 328-329: 475-479.
- [9] 张学明. 重载变速箱同步器齿轮油摩擦特性对比分析研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2013.
- ZHANG Xue-ming. Reserch on friction properties of gear oil used on overloaded transmission synchronizer[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2013.
- [10] 王炎, 王玉军, 张磊, 等. 某履带车辆同步器工作过程仿真及磨损寿命预测[J]. *军械工程学院学报*, 2009, 21(6): 26-30.
- WANG Yan, WANG Yu-jun, ZHANG Lei, et al. Working process simulation and abrasion life prediction of the tracked vehicle synchronizer[J]. *Journal of Ordnance Engineering College*, 2009, 21(6): 26-30.
- [11] 苏洪. 机械式变速器同步器工作机理仿真与试验研究[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2017.
- SU Hong. Simulation and experimental study of working mechanism of mechanical transmission synchronizer[D]. Chongqing: Chongqing University of Technology, 2017.
- [12] BROWN G, WALKER G M, FRIEND C, et al. Understanding MTF additive effects on synchronizer friction[J]. *SAE international journal of fuels and lubricants*, 2011, 5(1): 447-458.
- [13] 文昊, 徐万里, 栗斌, 等. 同步器磨损失效过程及机理研究[J]. *石油炼制与化工*, 2017, 48(6): 49-53.
- WEN Hao, XU Wan-li, SU Bin, et al. Mechanism of wear failure process of synchronizer[J]. *Petroleum processing and petrochemicals*, 2017, 48(6): 49-53.
- [14] 安海, 周凌, 阎朝一, 等. 履带车同步器滑块的磨损可靠性研究[J]. *机械强度*, 2018, 40(5): 1110-1117.
- AN Hai, ZHOU Ling, YAN Zhao-yi, et al. Study on wear reliability of synchronizer sliders of the tracked vehicle [J]. *Journal of mechanical strength*, 2018, 40(5): 1110-1117.
- [15] 王洪亮, 刘海鸥, 王娟, 等. AMT 换挡铜块磨损原因分析及解决措施[J]. *北京理工大学学报*, 2010, 30(11): 1290-1294.
- WANG Hong-liang, LIU Hai-ou, WANG Juan, et al. Analysis and solutions for the abrasion of the cupreous block on AMT[J]. *Transactions of Beijing Institute of Technology*, 2010, 30(11): 1290-1294.
- [16] 隋立起, 田丰, 李波, 等. 考虑齿轮耦合振动的换挡过程非线性动力学分析[J]. *清华大学学报(自然科学版)*, 2020, 60(2): 109-116.
- SUI Li-qi, TIAN Feng, LI Bo, et al. Nonlinear dynamics analyses of gear shifting with gear vibrations[J]. *Journal of Tsinghua University (science and technology)*, 2020, 60(2): 109-116.
- [17] 郭学茂, 吴斌, 李天琨, 等. 纯电动汽车 AMT 换挡时间和冲击优化控制策略[J]. *车辆与动力技术*, 2019(2): 17-20.
- GUO Xue-mao, WU Bin, LI Tian-kun, et al. AMT shift time and jerk optimal control strategy for pure electric vehicles[J]. *Vehicle & power technology*, 2019(2): 17-20.
- [18] ZHANG Ping, XUAN Yi-min, LI Qiang. A high-precision instrumentation of measuring thermal contact resistance using reversible heat flux[J]. *Experimental thermal and fluid science*, 2014, 54: 204-211.
- [19] BI Dong-mei, CHEN Huan-xin, YE Tian. Influences of temperature and contact pressure on thermal contact resistance at interfaces at cryogenic temperatures[J]. *Cryogenics*, 2012, 52(7-9): 403-409.
- [20] 徐瑞萍, 徐烈, 赵兰萍. 粗糙表面接触热阻的分形描述[J]. *上海交通大学学报*, 2004(10): 1609-1612.
- XU Rui-ping, XU Lie, ZHAO Lan-ping. Fractal description of thermal contact resistance between rough surfaces [J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 2004(10): 1609-1612.
- [21] ZHENG Jiang, LI Yan-zhong, CHEN Peng-wei, et al. Measurements of interfacial thermal contact conductance between pressed alloys at low temperatures[J]. *Cryogenics*, 2016, 80: 33-43.
- [22] DOU Rui-feng, GE Tian-ran, LIU Xun-liang, et al. Effects of contact pressure, interface temperature, and surface roughness on thermal contact conductance between stainless steel surfaces under atmosphere condition[J]. *International journal of heat and mass transfer*, 2016, 94: 156-163.
- [23] LEE Y, LIU Yu-wei, BARBER J R, et al. Thermal boundary conditions in sliding contact problem[J]. *Tribology international*, 2016, 103: 69-72.
- [24] 刘雨薇, 叶福浩, 李和言, 等. 考虑接触热导的往复滑动条件下的数值传热分析[J]. *表面技术*, 2019, 48(12): 160-164.
- LIU Yu-wei, YE Fu-hao, LI He-yan, et al. Numerical heat transfer analysis for reciprocating sliding with thermal contact conductance[J]. *Surface technology*, 2019, 48(12): 160-164.