

汪千升, 杭鲁滨, 余亮, 等. 具有主辅棘爪的新型汽车门锁锁紧机构[J]. 机械科学与技术, 2020, 39(12): 1930-1936

## 具有主辅棘爪的新型汽车门锁锁紧机构

汪千升<sup>1</sup>, 杭鲁滨<sup>\*1</sup>, 余亮<sup>1</sup>, 黄晓波<sup>1</sup>, 郭辉<sup>1</sup>, 王明远<sup>1</sup>, 刘哲<sup>2</sup>, 陈勇<sup>2</sup>

(1. 上海工程技术大学机械与汽车工程学院, 上海 201620; 2. 泛亚汽车技术中心有限公司, 上海 201201)

**摘要:**针对大密封反力下的汽车车门闭合造成门锁锁紧机构较大冲击和磨损, 提出一种具有主辅棘爪的新型棘轮棘爪锁紧机构, 构造了弹簧连杆机构组成的辅助棘爪; 新型锁紧机构利用辅助棘爪柔性冲击和被滞后的主棘爪刚性冲击的两次冲击代替常规锁紧机构刚性冲击, 降低锁紧机构上锁过程中的冲击和磨损, 弹簧连杆机构的奇异位形实现主辅棘爪快速切换; 通过力传递特性分析辅助棘爪在主棘爪上铰接位置, 保证主辅棘爪的初始状态和运动特性, 探讨了不同辅助棘爪弹簧刚度对主棘爪滞后和接触力的影响。结果表明, 设定辅助棘爪弹簧刚度为 2.75 N/mm, 主棘爪冲击比常规锁紧机构低 14.7%, 整体摩擦功耗仅有常规锁紧机构的 47.1%。

**关键词:**棘轮棘爪; 锁紧机构; 奇异位形; 接触力

中图分类号: TH132 文献标识码: A

DOI: 10.13433/j.cnki.1003-8728.20200009 文章编号: 1003-8728(2020)12-1930-07



OSID 码

## A Novel Vehicle Latch Lock Mechanism with Main and Auxiliary Pawls

Wang Qiansheng<sup>1</sup>, Hang Lubin<sup>\*1</sup>, Yu Liang<sup>1</sup>, Huang Xiaobo<sup>1</sup>,  
Guo Hui<sup>1</sup>, Wang Mingyuan<sup>1</sup>, Liu Zhe<sup>2</sup>, Chen Yong<sup>2</sup>

(1. School Mechanical and Automotive Engineering, Shanghai University of Engineering Science, Shanghai 201620, China;

2. Pan Asia Technical Automotive Center Co., Ltd., Shanghai 201201, China)

**Abstract:** The large impact and wear of the latch lock mechanism is caused by closing the vehicle door under the large sealing reaction force. A novel ratchet pawl lock mechanism with main and auxiliary pawls is proposed, and the auxiliary pawl composed of the spring linkage mechanism is constructed. The novel lock mechanism replaces the rigid impact of the conventional lock mechanism by the auxiliary pawl flexible impact and the delayed main pawl rigid impact, in which loads reduce the impact and wear during the lock process of the lock mechanism, and the singular configuration of the spring linkage mechanism enables fast switching between the main and auxiliary pawls. Through the force transmission characteristic analysis, the hinge position of the pawl on the main pawl is ensured, the initial state and motion characteristics of the main and auxiliary pawls are guaranteed, and the influence of the stiffness of the auxiliary pawl spring on the delay and contact force of the main pawl is discussed. Finally, the Adams simulation results show that when the auxiliary ratchet spring stiffness is 2.75 N/mm, the main pawl impact is 14.7% lower than the conventional lock mechanism, and the overall frictional power consumption is only 47.1% of the conventional lock mechanism.

**Keywords:** ratchet pawl; lock mechanism; singular configuration; contact force

汽车门锁作为汽车车身的重要附件, 其操作性和可靠性关系到汽车安全和使用性能。面向 5G 和

物联网的需求, 汽车门锁系统向智能化、舒适化演绎, 而车门车身间大密封力能提供更好的降噪效果<sup>[1]</sup>。增大车门车身间密封力, 导致车门关闭时车门锁棘爪间冲击和磨损增大, 影响门锁的使用寿命。

降低棘轮棘爪机构冲击和磨损主要实现方法有接触形面优化设计、材质优选、缓冲槽开设、弹簧设定等。何全茂和高顺强<sup>[2]</sup>发现棘爪端部与棘轮齿槽

收稿日期: 2019-10-24

基金项目: 国家自然科学基金项目(51475050)资助

作者简介: 汪千升(1994-), 硕士研究生, 研究方向为机构学与机器人学, wqs820331@163.com

\*通信作者: 杭鲁滨, 教授, 硕士生导师, 博士, hanglb@126.com

底部过尖会使得机构承载能力降低且易磨损, 对棘轮棘爪接触形面进行优化设计, 将两接触面设计成圆弧形, 且棘轮齿槽圆弧半径大于棘爪端部半径。通过对断路器中棘轮棘爪机构和弹簧系统分析<sup>[3-5]</sup>, 得到棘爪摩擦系数与偏心轴驱动力矩呈抛物线关系, 且减小棘爪摩擦系数与偏心距、减小压力角等可改善机构疲劳寿命。Darpi<sup>[6]</sup>以动态和静态失效有限元模型分析棘轮棘爪磨损原因, 从材料属性、直径大小等方面对棘轮棘爪机构进行了优化; 宋成军等<sup>[7]</sup>建立了自动同步离合器棘轮棘爪机构动力学模型, 提出碰撞力大小与绝对角速度无关, 只取决于差动角速度; 在弹簧选择上, Deb 和 Sen<sup>[8-9]</sup>发现连杆运动学和制动器位置对系统起主导作用, 尤其是弹簧和拨动位置的选择上, 弹簧的布局有助于改变系统性能。Gao 等<sup>[10]</sup>发现线性弹簧与特定凸轮组成弹簧-凸轮机构, 通过设计凸轮形面能得到从动件的期望运动。

上述方法在降噪、延长零部件寿命方面具有一定效果, 多针对个案; 寻找具有普遍意义、可推广的降噪方法<sup>[11-12]</sup>及方案值得进一步研究。本文中提出一种具有主辅棘爪的新型棘轮棘爪机构, 其中辅助棘爪由末端带有圆柱滚子的弹簧连杆机构组成, 弹簧连杆奇异位形实现辅助棘爪向主棘爪的快速切换。辅助棘爪采用滚动与棘轮接触, 有效避免尖点冲击以及型面接触带来的磨损, 并使得主棘爪与棘轮滞后接触, 减少主棘爪的接触时长及磨损<sup>[13-15]</sup>。辅助棘爪机构铰链点设置和辅助弹簧选型来保证新型棘轮棘爪机构可行性。通过 Adams 动力学仿真分析, 得到新型机构的主辅棘爪与棘轮的接触力, 分析并验证新型棘轮棘爪机构的有效性。

## 1 新型棘轮棘爪机构引出和特点

### 1.1 新型机构基本思路

一般棘轮棘爪机构如图 1 所示, 具有单向锁紧、型面自锁功能, 棘轮棘爪机构接触型面主要以尖点接触、曲面接触、型面接触这 3 种方式。当棘轮轴高速转动、负载较大, 棘轮棘爪间相对运动导致棘轮棘爪间产生较大噪音和磨损。

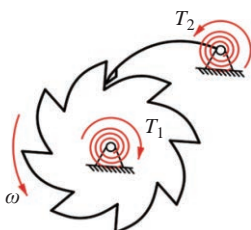


图 1 一般棘轮棘爪机构

从减少棘轮棘爪间磨损且保证型面锁止可靠性的目标出发, 在主棘爪上构建具有弹簧连杆机构的辅助棘爪, 利用辅助棘爪、主棘爪先后与棘轮接触, 提出一种新型棘轮棘爪机构。

新型棘轮棘爪机构运动中不同状态如图 2 所示。为减少棘轮棘爪磨损、保证机构锁紧的可靠性, 利用两次冲击减弱一次冲击的基本思路, 首先利用辅助棘爪末端滚子与棘轮滚动接触, 降低冲击、减少磨损; 然后利用主棘爪滞后接触棘轮降低冲击, 通过减少接触时长来减少磨损; 并且利用弹簧连杆机构的奇异位形快速切换主棘爪, 主棘爪与棘轮型面接触锁止, 保证锁紧机构的可靠性。该新型棘轮棘爪设计思路和构造方法, 具有普遍性、可复制性, 可推广到具有棘轮棘爪锁紧机构的应用场合。

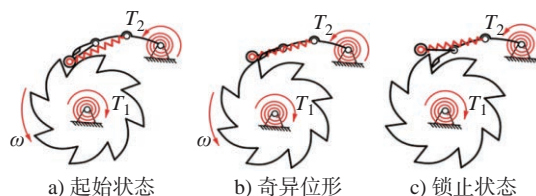


图 2 新型棘轮棘爪机构

### 1.2 主辅棘爪棘轮机构在车门锁应用

汽车侧门锁系统主要由以下五部分构成: 锁紧机构、外开启机构、内开启机构、外锁止保险机构、内锁止保险机构。门锁锁紧机构由棘轮棘爪机构组成, 门锁中的棘轮具有 3 个位置: 起始位置、半锁位置和全锁位置。

常规棘轮棘爪锁紧机构(后文简述为常规锁紧机构)如图 3 所示, 棘轮在锁柱驱动下克服扭簧力高速旋转, 触碰到棘爪会有较大冲击, 也会带来较大噪音; 棘爪被棘轮带动旋转, 棘轮棘爪的接触面长时间相对滑移会导致较多磨损。针对上述问题, 提出了具有主辅棘爪的新型棘轮棘爪锁紧机构(后文简述为新型锁紧机构)如图 4 所示。



图 3 常规棘轮棘爪锁紧机构

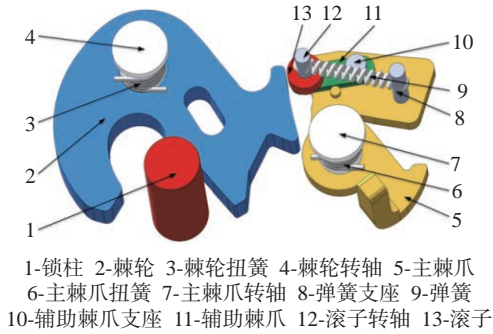


图 4 新型棘轮棘爪锁紧机构

新型锁紧机构具有如下特点:

- 1) 利用辅助棘爪的切入角度降低棘轮棘爪的冲击, 弹簧连杆机构的奇异位形实现主棘爪的快速切换;
- 2) 与辅助棘爪上滚子接触的棘轮外形面应接近

于圆弧面, 保证棘轮齿槽底部接触的滚子可绕其接触弧灵活滚动, 降低碰撞噪声;

- 3) 主棘爪滞后辅助棘爪接触棘轮, 缩短主棘爪与棘轮的接触时长和接触力来减小磨损。

## 2 新型锁紧机构的运动状态

新型锁紧机构关键运动特征和状态是辅助棘爪、主棘爪与棘轮先后接触, 不同运动阶段具有不同接触状态, 其各阶段运动状态如表 1 所示。辅助棘爪的弹簧在上锁过程中呈现出不同的状态, 在新型锁紧机构在第 1 次冲击之前处于初始状态, 在奇异位形时处于最大伸长量, 在车门上锁后处于回弹后稳定状态。

表 1 新型锁紧机构运动状态

新型锁紧机构运动阶段	新型锁紧机构的机构简图	运动状态说明
第 1 次冲击		棘轮被锁柱驱动, 克服自身扭簧力旋转; 辅助棘爪滚子与棘轮初次接触, 造成新型锁紧机构的第 1 次冲击。
第 2 次冲击		主棘爪与棘轮初次接触, 构成新型锁紧机构的第 2 次冲击。
奇异位形		辅助棘爪的弹簧连杆机构处于奇异位形, 辅助棘爪弹开, 切换到主棘爪与棘轮单独接触。
完成上锁		主棘爪锁紧棘轮, 棘轮阻止回转的锁柱, 完成车门上锁。

根据上述表 1 中的运动状态, 可将新型锁紧机构的上锁过程细化为: 车门关闭传动至锁柱驱动力  $F_d$ , 棘轮在驱动力  $F_d$  下克服棘轮扭簧力  $T_1$  转动, 辅助棘爪末端滚子与棘轮初次接触构成新型机构第 1 次冲击; 在新型机构第 2 次冲击到来之前, 棘轮只与滚子接触; 棘轮与主棘爪初次接触造

成新型辅助棘爪棘轮机构第 2 次冲击, 在辅助棘爪到达奇异位形之前, 棘轮与主棘爪、辅助棘爪共同接触; 辅助棘爪在过奇异位形后弹开, 棘轮与主棘爪单独接触直至主棘爪扭簧力  $T_2$  势能释放; 主棘爪回弹阻止棘轮回转, 棘轮阻止车门外移, 车门上锁完成。

### 3 辅助棘爪机构设计关键要素

新型锁紧机构利用辅助棘爪实现以滚动接触代替型面滑动接触, 主辅棘爪与棘轮的两次冲击代替常规棘轮棘爪一次冲击。铰链点设置和辅助棘爪弹簧刚度选型是辅助棘爪设计的关键要素。

#### 3.1 辅助棘爪铰链点设置

辅助棘爪最先接触棘轮造成新型锁紧机构的第 1 次冲击, 设置辅助棘爪机构接触角保证切入角度来减弱棘轮第 1 次冲击, 通过力传递得到各个驱动力平衡方程, 分析接触角设置辅助棘爪机构合理铰链点位置; 保证主棘爪与辅助棘爪的切换点, 选择适当辅助棘爪弹簧刚度实现主棘爪的滞后。上锁时棘轮棘爪间力传递瞬时分析图如图 5 所示。

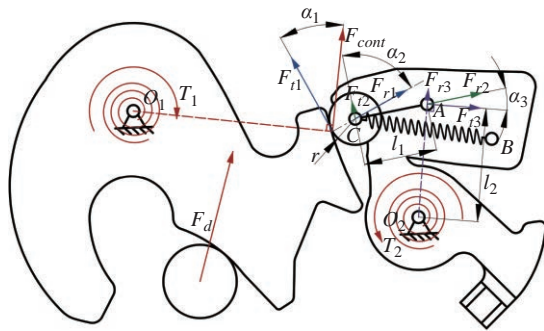


图 5 上锁时棘轮棘爪间力传递瞬时分析图

由图 5 上锁时棘轮棘爪间瞬时力传递可得到

$$F_d \rightarrow F_{cont} \rightarrow \begin{cases} F_{r1} \\ F_{t1} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} F_{r2} \\ F_{t2} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} F_{r3} \\ F_{t3} \end{cases} \quad (1)$$

式中:  $F_{t1}$  为滚子旋转驱动力;  $F_{t2}$  为辅助棘爪杆旋转驱动力;  $F_{t3}$  为主棘爪旋转驱动力。

可得各杆件瞬时受力平衡方程如下:

$$\begin{cases} M_1 = F_n \cdot r = F_{cont} \cdot \cos \alpha_1 \cdot r \\ M_2 = F_{t2} \cdot l_1 = F_{cont} \cdot \sin \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 \cdot r \\ M_3 = F_{t3} \cdot l_2 = F_{cont} \cdot \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2 \cdot \cos \alpha_3 \cdot r \end{cases} \quad (2)$$

式中:  $M_1$ 、 $M_2$ 、 $M_3$  分别为滚子、辅助棘爪杆、主棘爪旋转驱动力矩;  $\alpha_1$  是滚子自转驱动力  $F_{t1}$  与滚子所受接触力  $F_{cont}$  的夹角;  $\alpha_2$  是辅助棘爪杆旋转驱动力  $F_{t2}$  与 C 点所受接触力  $F_{r1}$  的夹角;  $\alpha_3$  是主棘爪旋转驱动力  $F_{t3}$  与主棘爪 A 点所受接触力  $F_{r2}$  的夹角,  $r$  为滚子半径;  $l_1$  为辅助棘爪杆 AC 的长度;  $l_2$  为主棘爪杆  $AO_2$  的长度。

由式(2)得:

$$\begin{cases} \alpha_1 = \arccos[M_1 / (F_{cont} \cdot r)] \\ \alpha_2 = \arccos[M_2 / (F_{cont} \cdot \sin \alpha_1 \cdot l_1)] \\ \alpha_3 = \arccos[M_3 / (F_{cont} \cdot \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2 \cdot l_2)] \end{cases} \quad (3)$$

新型锁紧机构运动特征得到  $M_1$ 、 $M_2$ 、 $M_3$ , 选择杆件  $r$ 、 $l_1$ 、 $l_2$  参数, 利用式(3)可求得接触角  $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ 、 $\alpha_3$ , 最后设置辅助棘爪在主棘爪上的铰链点。

#### 3.2 辅助棘爪弹簧选型

辅助棘爪机构除了设置铰链点, 还需选取合适的辅助棘爪弹簧刚度来实现新型锁紧机构的运动状态。新型锁紧机构的第一、二次冲击以及主辅棘爪快速切换都会受辅助棘爪的弹簧连杆机构影响。对于主棘爪而言, 需保证其锁止棘轮回弹势能, 其扭簧刚度保持与常规锁紧机构的棘爪一致。设置滚子半径后, 需进行辅助棘爪弹簧刚度选型。

当棘轮与辅助棘爪滚子接触达到稳定状态, 弹簧连杆机构也达到平衡状态。此状态分两个阶段, 第一阶段为辅助棘爪滚子单独与棘轮接触, 第二阶段为辅助棘爪滚子和主棘爪与棘轮共同接触。弹簧连杆机构中弹簧力由  $F_s$  输出, 棘轮与滚子接触力为  $F_{cont}$  如图 6 所示。

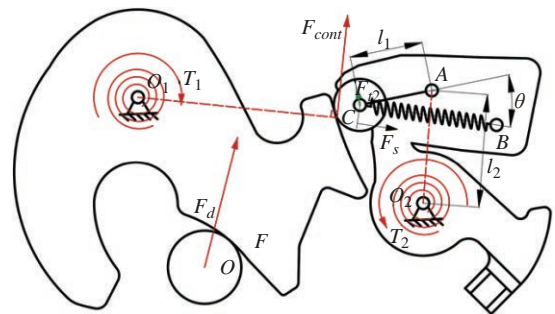


图 6 弹簧连杆机构静平衡力学分析

并以 A 点为支点, 可以得到辅助棘爪的弹簧连杆机构瞬态受力平衡方程, 即

$$F_s \cdot l_1 \cdot \sin \theta - F_{t2} \cdot l_1 = 0 \quad (4)$$

式中  $\theta$  是弹簧力  $F_s$  与辅助棘爪杆  $F_s$  的角度。

由胡克定律知弹簧力  $F_s$  满足

$$F_s = k \cdot \delta \quad (5)$$

由图 5 知辅助棘爪杆的驱动力  $F_{t2}$  为

$$F_{t2} = F_{cont} \cdot \sin \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 \quad (6)$$

联立式(4)~式(6)得

$$k = \frac{F_{cont} \cdot \sin \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2}{\delta \cdot \sin \theta} \quad (7)$$

根据式(7)可知辅助棘爪的末端滚子承受的接触力大小与弹簧刚度成正比。

### 4 新型锁紧机构的仿真研究

论文中研究了新型锁紧机构的主辅棘爪与棘轮接触力, 分析了主辅棘爪与棘轮间冲击和磨损, 探究

了辅助棘爪弹簧刚度对新型机构的影响。建立了新型锁紧机构的 Adams 动力学仿真模型,进行新型锁紧机构与常规锁紧机构的冲击力对比,以摩擦功耗进行磨损对比。

#### 4.1 新型锁紧机构的接触力分析

建立新型锁紧机构的仿真模型如图 7 所示,参考某型号门锁设置锁紧机构的棘轮棘爪扭簧参数如表 2 所示,辅助棘爪弹簧设置为 2.75 N/mm。

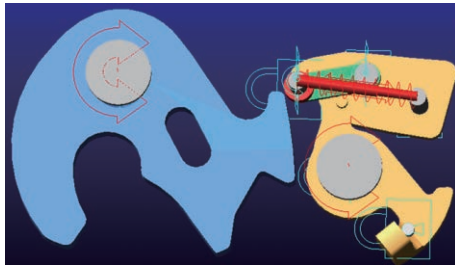


图 7 新型锁紧机构的仿真模型

表 2 新型棘轮棘爪机构弹簧参数

弹簧类型	刚度系数	阻尼系数	预紧力
棘轮扭簧	0.5 N·mm/°	3.2×10 <sup>-4</sup> N·mm·s/°	5 N
棘爪扭簧	0.5 N·mm/°	3.2×10 <sup>-4</sup> N·mm·s/°	10 N
辅助棘爪弹簧	2.75 N/mm	6.4×10 <sup>-4</sup> N·s/mm	0

根据表 2 中的弹簧参数对锁紧机构上锁过程进行仿真,新型锁紧机构的辅助棘爪弹簧的伸长量如图 8 所示,新型锁紧机构与常规锁紧机构的冲击力通过接触力峰值比较如图 9 所示。

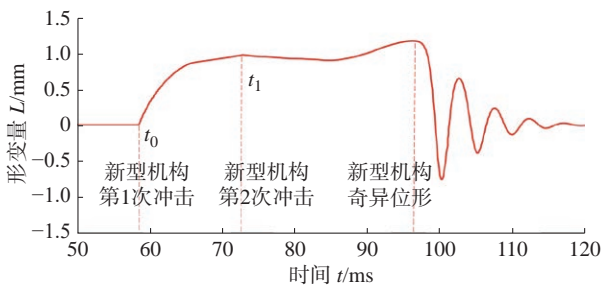


图 8 辅助棘爪的弹簧伸长量

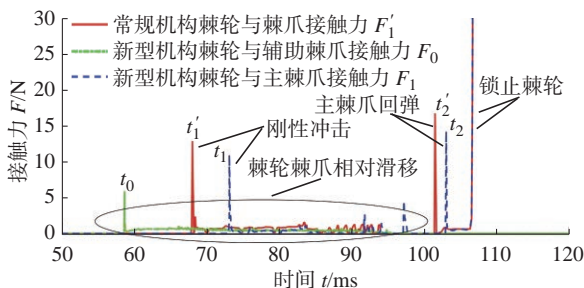


图 9 新型锁紧机构与常规锁紧机构的冲击力对比

图 8 中的辅助棘爪弹簧伸长量能够反映出新型机构的第 1 次冲击、第 2 次冲击和奇异位形。根据图 9 的新型锁紧机构与常规锁紧机构接触力峰值分析可知,新型锁紧机构的第一、二冲击分别在  $t_0$ 、 $t_1$  时刻,这两时刻的接触力峰值  $F_{t_0}$ 、 $F_{t_1}$  都低于常规锁紧机构  $t_1'$  时刻的接触力峰值  $F_{t_1'}$ ,表明新型锁紧机构降低了刚性冲击,可增强门锁的使用寿命。

相比常规锁紧机构,新型锁紧机构的主棘爪具有滞后性,由图 9 中可知,  $t_1 > t_1'$ 。设主棘爪滞后性  $\Delta t_1 = (t_1 - t_1') / (t_2' - t_1')$ ,设新型锁紧机构的冲击降低幅度  $\Delta F_{t_0} = (F_{t_1'} - F_{t_0}) / F_{t_1'}$ ,  $\Delta F_{t_1} = (F_{t_1'} - F_{t_1}) / F_{t_1'}$ ; 计算得主棘爪滞后  $\Delta t_1 = 15.17\%$ ,辅助棘爪冲击降低幅度  $\Delta F_{t_0} = 15.1\%$ ,主棘爪降低幅度  $\Delta F_{t_1} = 14.7\%$ 。

锁紧机构的磨损主要是棘轮棘爪相对滑移中摩擦力做功导致。将图 9 中的棘轮棘爪相对滑移部分放大得到新型锁紧机构与常规锁紧机构的磨损对比如图 10 所示。

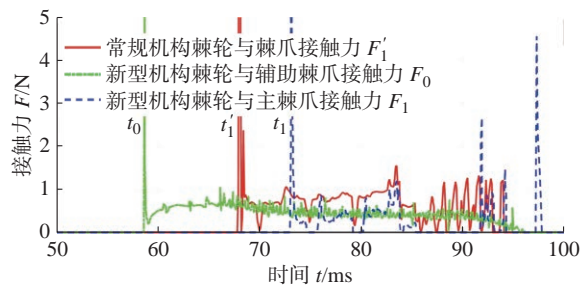


图 10 新型锁紧机构与常规锁紧机构的磨损对比

根据图 10 分析可知,新型锁紧机构的棘轮与辅助棘爪、主棘爪接触力都比常规棘轮棘爪接触力小。当主棘爪、辅助棘爪共同与棘轮接触时基本满足  $F_1' = F_0 + F_1$ 。锁紧机构的摩擦力做功可设为

$$W = \frac{\mu}{n} \sum_{i=1}^n v_i t_i F(t_i) \quad (8)$$

式中:  $\mu$  为棘轮棘爪间摩擦系数;  $v_i$  为棘轮棘爪相对运动速度;  $t_i$  为棘轮棘爪相对接触时间。根据棘轮棘爪的接触材料,设滚动摩擦系数  $\mu_2$  为滑动摩擦系数  $\mu_1$  十分之一,即  $\mu_2 = 0.1\mu_1$ 。

锁紧机构的接触力  $F_1'$ 、 $F_0$  和  $F_1$  所对应摩擦力做功分别为  $W_1'$ 、 $W_0$  和  $W_1$ ,设新型锁紧机构的辅助棘爪摩擦力功耗  $r_0 = W_0 / W_1'$ 、主棘爪摩擦力功耗  $r_1 = W_1 / W_1'$ ,整体功耗  $r = r_0 / r_1$ ; 计算得新型锁紧机构的整体功耗  $r_0 = 8.8\%$ ,其中辅助棘爪摩擦功耗  $r_1 = 38.3\%$ ,主棘爪摩擦功耗  $r = 47.13\%$ 。

#### 4.2 辅助棘爪弹簧刚度设置

辅助弹簧刚度影响新型锁紧机构的冲击力、接触力和主棘爪滞后。选择合适的辅助棘爪弹簧

刚度能有效减小棘轮与主棘爪间冲击力和磨损, 达到主棘爪的冲击滞后。仿真选取辅助棘爪弹簧的不同刚度 2.55 N/mm、2.65 N/mm、2.75 N/mm、2.85 N/mm 和 3.00 N/mm (其中 0.00 N/mm 指的是没有辅助棘爪的常规锁紧机构)。不同弹簧刚度下辅助棘爪滚子与棘轮的接触力如图 11 所示, 不同弹簧刚度下主棘爪与棘轮的接触力如图 12 所示。

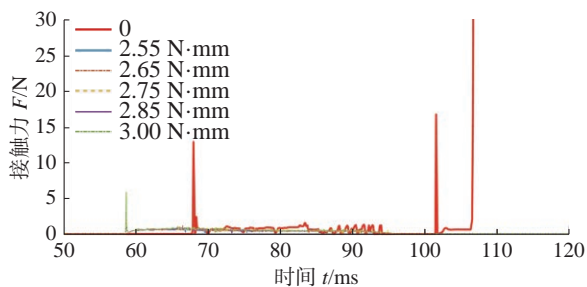


图 11 不同弹簧刚度下棘轮与辅助棘爪的接触力

根据图 11 分析可得: 辅助弹簧刚度对辅助棘爪与棘轮的冲击力和接触力影响较小; 根据图 12 分析

可得: 辅助棘爪弹簧刚度增大, 主棘爪冲击力变大, 滞后增大。

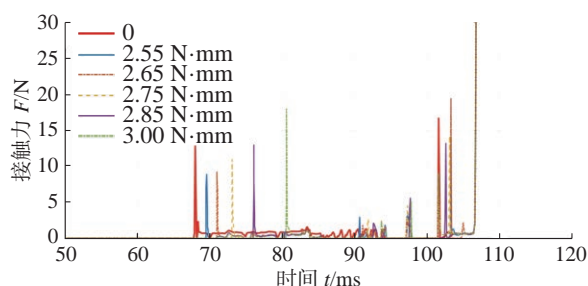


图 12 不同弹簧刚度下棘轮与主棘爪的接触力

将不同辅助棘爪弹簧的新型锁紧机构与常规锁紧机构仿真结果: 辅助棘爪冲击降低幅度 $\Delta F_{t0}$ 、主棘爪冲击降低幅度 $\Delta F_{t1}$ 、主棘爪滞后 $\Delta t_1$ 、辅助棘爪摩擦功耗 $r_0$ 、主棘爪摩擦功耗 $r_1$ 和整体摩擦功耗 $r$ 对比如表 3 所示。

表 3 不同辅助棘爪弹簧下的新型锁紧机构与常规锁紧机构仿真结果对比

辅助弹簧刚度/(N·mm <sup>-1</sup> )	0.00	2.55	2.65	2.75	2.85	3.00
辅助棘爪冲击降低幅 $\Delta F_{t0}/\%$	0	54.2	54.2	54.2	54.2	54.2
主棘爪冲击降低幅 $\Delta F_{t1}/\%$	0	30.6	28.0	14.7	-1.1	-40.1
主棘爪滞后 $\Delta t_1/\%$	0	4.8	9.0	15.2	24.1	37.5
辅助棘爪摩擦功耗 $r_0/\%$	1	8.1	8.4	8.8	9.5	10.4
主棘爪摩擦功耗 $r_1/\%$	1	49.5	43.9	38.3	32.7	24.0
整体摩擦功耗 $r/\%$	1	57.6	52.3	47.1	42.2	34.4

由表 3 可知, 随着辅助棘爪弹簧刚度增大, 新型锁紧机构的棘轮对辅助棘爪的冲击基本不变, 棘轮对主棘爪冲击力变大; 主棘爪的滞后变大, 辅助棘爪的摩擦力做功增大, 主棘爪的摩擦力做功减小。新型锁紧机构整体摩擦力做功减小, 说明辅助棘爪弹簧刚度对棘轮与主棘爪间磨损影响较大, 而对棘轮与辅助棘爪间磨损影响较小。

### 4.3 新型锁紧机构在车门锁机构应用

目前, 汽车门锁在上锁过程中棘轮棘爪发生碰撞接触, 产生较大冲击力, 由于滑动摩擦会造成较大磨损, 影响使用寿命。将门锁中常规锁紧机构变换成此新型锁紧机构, 可增强门锁使用寿命。新型锁紧机构实物图研制如图 13, 新型机构安装在汽车锁体内结构图如图 14, 该新型锁紧机构为车门关闭时降低门锁噪音和磨损提供新思路。



图 13 新型棘轮棘爪机构实物图

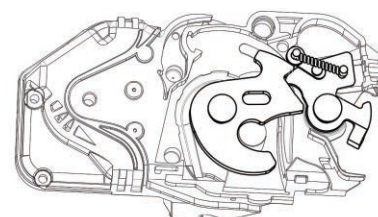


图 14 新型锁紧机构的门锁应用

## 5 结论

1) 新型锁紧机构以弹簧连杆机构奇异位形实现主辅棘爪速切换, 辅助棘爪利用其末端的滚动接触代替型面滑动接触;

2) 辅助棘爪柔性冲击和被滞后的主棘爪刚性冲击代替了常规锁紧机构刚性冲击, 降低锁紧机构上锁过程冲击和磨损;

3) 辅助棘爪弹簧刚度影响新型锁紧机构冲击和磨损, 对主棘爪与棘轮接触力影响较大, 对棘轮与辅助棘爪接触力影响较小。

## [ 参考文献 ]

- [ 1 ] 李春风. 汽车门锁机构及其控制系统的研制[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2009  
Li C F. Research on the mechanism of automobile door locks and its control system[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2009 (in Chinese)
- [ 2 ] 何全茂, 商顺强. 一种新型双棘爪驱动齿啮式棘轮机构的设计[J]. 机械设计与研究, 2017, 33(2): 33-35  
He Q M, Shang S Q. A novel dual-pawl drive geared ratchet mechanism[J]. Machine Design & Research, 2017, 33(2): 33-35 (in Chinese)
- [ 3 ] Bagade V. Fatigue life enhancement of ratchet pawl mechanism through dynamic analysis[C]//Proceedings of the 2nd International and 17th National Conference on Machines and Mechanisms. 2015
- [ 4 ] 邓慧心. 断路器弹簧操动机构分析及自动化设计研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2015  
Deng H X. Analysis and automatic design study of circuit breaker spring operating mechanism[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2015 (in Chinese)
- [ 5 ] 王君, 杭鲁滨, 黄晓波, 等. 基于奇异位形的塑壳断路器操作机构合闸运动状态[J]. 机械设计与研究, 2016, 32(5): 179-183, 187  
Wang J, Hang L B, Huang X B, et al. Research on closing motion states of molded case circuit breaker operating mechanism based on singular configuration[J]. Machine Design and Research, 2016, 32(5): 179-183, 187 (in Chinese)
- [ 6 ] Darpit C P. Failure analysis & material optimization of ratchet and pawl mechanism-a review[J]. International Journal of Engineering Innovation and Scientific Research, 2015
- [ 7 ] 宋成军, 魏君波, 龚立新, 等. 自动同步离合器棘轮棘爪碰撞问题的讨论[J]. 热能动力工程, 2003, 18(3): 301-303  
Song C J, Wei J B, Gong L X, et al. Some observations concerning the collision of ratchet and pawl in an automatic synchronizing clutch[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2003, 18(3): 301-303 (in Chinese)
- [ 8 ] Deb M, Sen D. Parametric study of the behavior of double toggle switching mechanisms[J]. Mechanism and Machine Theory, 2013, 63: 8-27
- [ 9 ] Deb M, Sen D. Design of double toggle switching mechanisms[J]. Mechanism and Machine Theory, 2014, 71: 163-190
- [ 10 ] Gao F, Liu Y N, Liao W H. Cam profile generation for cam-spring mechanism with desired torque[J]. Journal of Mechanisms and Robotics, 2018, 10(4): 041009
- [ 11 ] 黄春强, 赵勇, 刘洋, 等. 凸轮式恒力机构的设计[J]. 机械设计与制造, 2018, (2): 178-181  
Huang C Q, Zhao Y, Liu Y, et al. Design of a cam constant force mechanism[J]. Machinery Design & Manufacture, 2018, (2): 178-181 (in Chinese)
- [ 12 ] 沈建锋, 乐柱, 向兵, 等. 主辅弹簧式恒力支吊架凸轮曲线研究[J]. 机械设计与制造, 2019, (5): 106-109, 113  
Shen J F, Le Z, Xiang B, et al. Research on the equations of cam curve in main and auxiliary type of constant force spring hanger[J]. Machinery Design & Manufacture, 2019, (5): 106-109, 113 (in Chinese)
- [ 13 ] 喻天翔, 孙玉秋, 张祖明. 多模式失效的机械零件可靠度计算新理论[J]. 机械工程学报, 2003, 39(3): 134-138  
Yu T X, Sun Y Q, Zhang Z M. Reliability computing new theory of mechanical elements with multi failure mode[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(3): 134-138 (in Chinese)
- [ 14 ] 张明喆, 刘勇兵, 杨晓红. 车用摩擦材料的摩擦学研究进展[J]. 摩擦学学报, 1999, 19(4): 379-384  
Zhang M Z, Liu Y B, Yang X H. The progress in the tribological investigation of automotive friction materials[J]. Tribology, 1999, 19(4): 379-384 (in Chinese)
- [ 15 ] 葛世荣, 朱华. 摩擦学复杂系统及其问题的量化研究方法[J]. 摩擦学学报, 2002, 22(5): 405-408  
Ge S R, Zhu H. Complicate tribological systems and quantitative study methods of their problems[J]. Tribology, 2002, 22(5): 405-408 (in Chinese)