

# 湿式双离合变速器动力学特性与失效机理

李笔睿, 孟德建, 张立军, 徐 杰

(同济大学 汽车学院, 上海市 201804)

**摘要:** 针对某 6 挡变速湿式双离合变速箱失效问题展开分析,发现扭转减振器中的树脂滑块碎裂是导致车辆失去动力的主要原因。为分析失效原因,首先进行了车辆启动及全油门加速试验,发现冷启动(发动机温度 $-2\sim 5^{\circ}\text{C}$ )时扭转减振器承受的冲击力矩值最大为 $928\text{ N}\cdot\text{m}$ ,加速工况下最大冲击力矩多发生在换挡和低档位全油门加速过程中;其次,建立了驱传动系统扭振动力学模型,进行动力学特性分析,发现系统一档未接合状态的第二阶固有频率( $11.51\text{ Hz}$ )与试验中启动工况峰值频率( $8\sim 13\text{ Hz}$ )较为接近,系统产生共振,滑块容易损坏。研究表明,车辆启动过程中较大的瞬时冲击力矩以及行驶过程中产生的系统共振,是导致滑块疲劳失效的主要原因。

**关键词:** 湿式双离合变速器;动力学特性;失效机理;扭转振动;系统共振

中图分类号: U463. 21

文献标志码: A

## Study on Dynamic Characteristics and Failure Mechanism of Wet Dual Clutch Transmission

LI Birui, MENG Dejian, ZHANG Lijun, XU Jie

(School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China)

**Abstract:** The failure of a 6-speed wet dual clutch transmission is analyzed, and it is found that the fracture of resin slider in torsional shock absorber is the main reason for the vehicle losing power. In order to analyze the failure condition and failure mechanism, vehicle starting and full throttle acceleration tests were carried out. It was found that the maximum impact moment of the torsional shock absorber was  $928\text{ N}\cdot\text{m}$  when the engine temperature was  $-2\sim 5^{\circ}\text{C}$ , and most of the maximum impact moment occurred in gear shifting and full throttle acceleration in low gear condition. To explore the failure mechanism, a torsional vibration mechanical model of drive system was

established, and the inherent characteristics were analyzed. The results show that the second natural frequency ( $11.51\text{ Hz}$ ) of the first gear unengaged state of the system is close to the peak frequency ( $8\sim 13\text{ Hz}$ ) of the starting condition in the test, and the resonance slider is easy to be damaged. The results show that the large instantaneous impact moment and the system resonance during the starting process are the main reasons for the fatigue failure of the slider.

**Key words:** wet dual clutch transmission; dynamic characteristics; failure mechanism; twisting vibration; system resonance

离合器作为传统汽车上一个必不可少的部件,除了能通断动力传动外,还有减振调频的功能,其工作性能直接影响驾驶员以及乘客的感觉。然而,由于离合器工作条件恶劣及相关匹配性分析的不完善,导致汽车离合器的返修率比较高,较高的故障率直接影响着企业的生产成本和顾客满意度。因此,开展汽车离合器故障解析和失效建模分析,通过相关动力学分析和台架试验研究锁定失效工况,进而提出离合器故障的解决方案,对提高离合器使用性能、匹配性分析水平和顾客满意度具有重要意义<sup>[1-3]</sup>。

湿式离合器相比于干式离合器,具有承载能力好、散热性好、寿命长等优势,广泛应用于各种自动档位变速器中。由于其结构较为复杂,零件众多,且工作环境恶劣,当其结构设计不合理,加工工艺存在缺陷时易发生各种故障,如摩擦副由于机械磨损或高温导致的翘曲变形、高温热点以及内部零部件的断裂失效等问题,这对湿式离合器的安全性、稳定性提出了更高的要求<sup>[4]</sup>。本文针对某六档湿式双离合变速箱失效问题进行研究分析,该变速箱存在离合器滑块碎裂的问题,其失效件表现为滑块碎裂,个别

收稿日期: 2023-04-06

基金项目: 重庆市技术创新与应用发展专项(cstc2020jscx-dxwtBX0031)

第一作者: 李笔睿(1998—),男,硕士研究生,主要研究方向为汽车振动与噪声控制。E-mail: 2131548@tongji.edu.cn

通信作者: 孟德建(1981—),男,副教授,博士生导师,工学博士,主要研究方向为汽车振动与噪声控制。E-mail: mdj0218@163.com

弹簧有塑性变形,存在严重的安全隐患。

针对离合器过热失效,以及一些零部件断裂的问题,此前研究者们大多集中于对热效应、材料和结构等的研究,并可有效解决相应问题<sup>[5-8]</sup>。但关于驱传动系统的冲击载荷以及共振对离合器零部件寿命影响的研究则较少,本文从这一方面入手,试图分析动力及传动系统对于离合器滑块碎裂的影响。

针对此湿式双离合变速器,本文首先通过试验分析其不同工况下的转速特性,结合各部件结构参数计算其在各工况下的最大冲击载荷,分析离合器振动特性,找出各种工况下离合器最大冲击载荷发生的时间点,并探究失效原因。此外,建立了一套驱传动系统扭振动力学模型,进行固有特性及瞬态动力学分析,并与试验所得数据进行比较分析,进一步分析离合器的失效原因。同时该动力学模型具有通用性,可用于之后其它驱传动系统的分析。

# 1 离合器道路试验与数据分析

## 1.1 试验设置

本文试验的对象如下图1所示,其失效发生在图中框出部分的滑块,该离合器的滑块为橡胶材质,承载能力相对较弱,会发生碎裂现象。本试验的目的为测量与分析该湿式双离合变速器在不同试验工况条件下的转速特性,计算其在不同工况条件下的最大冲击载荷,通过分析离合器的振动特性和最大冲击载荷,探究离合器的危险工况和失效原因。

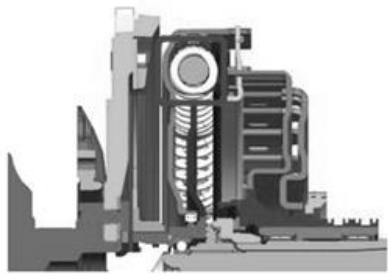


图1 离合器总成示意图  
Fig.1 Diagram of clutch assembly

本试验所使用的转速传感器设备如表1所示。本试验所采集的信号包括:通过在飞轮端布置转速传感器,采集曲轴信号轮信号从而获取转速;同时在离合器端由数采设备获取离合器转速信号;在整车OBD端口读取发动机水温信号;通过CAN连接线获取发动机转速、变速器档位、车速、发动机力矩等信号。

表1 试验用传感器参数			
Tab.1 Parameters of sensor in testing			
传感器类型	感应方式	频响/Hz	采样频率/Hz
飞轮转速	磁电式	0~15 000	48 000
变速箱(离合器)转速	霍尔式	10~50 000	48 000

## 1.2 试验方案

试验内容分为启动工况以及动态工况。其中,启动工况包括10组冷启动试验(发动机温度20~25℃)、10组暖车启动试验(发动机温度70~90℃)及5组冷冻车辆启动试验(发动机温度-2~5℃)。

动态工况在专业试验场进行试验,具体工况为不同路面和车辆工况的组合,其中路面包括沥青鼓包路、摇摆路、振动带及正常路况等,车辆工况包括自动模式全油门加速、手动模式2档加速、高速状态下全油门加速等,以及弹射起步、驻坡启动、倒车加速等工况。

## 1.3 启动工况数据处理与分析

### 1.3.1 冷冻车辆启动试验数据处理

对试验数据作信号进行数据处理,首先将电压脉冲信号转换为角速度、角加速度信号,将所提取数据的前后无效段剔除,绘制时域图后选取有效数据的前后位置,之后对离合器角加速度进行滤波,经过对比不同截止频率的滤波结果后选取截止频率为200 Hz的合理的滤波频率。此外,对信号进行全时域段绘制,对信号进行频谱分析。对离合器角速度求导获取角加速度,并对离合器角加速度采用了低通200 Hz滤波处理,作出离合器角加速度时域曲线。之后,对离合器角加速度信号进行频谱分析,其频率如图2所示。

设定评价指标为离合器转速波动范围、离合器角加速度峰值频率、离合器最大角加速度以及离合器最大冲击力矩,其中,离合器最大冲击力矩为离合器最大角加速度乘以离合器主动盘转动惯量。冷冻车辆启动试验的数据分析结果如表2所示。

### 1.3.2 冷/热启动试验数据处理结果

对冷/热启动试验的数据进行处理,做冷、热启动试验结果的最大角加速度及最大冲击力矩散点图对比如图3所示。分析可得,热启动工况平均最大冲击力矩值(227.5 N·m)大于冷启动工况平均最大冲击力矩(206.9 N·m);多次实验结果中热启动工况峰值最大冲击力矩(271.5 N·m)与冷启动工况(277.1 N·m)接近;冷启动工况最大冲击力矩波动范围(141.5~277.1 N·m)大于热启动工况最大冲击力矩波动范围(195.6~271.9 N·m)。

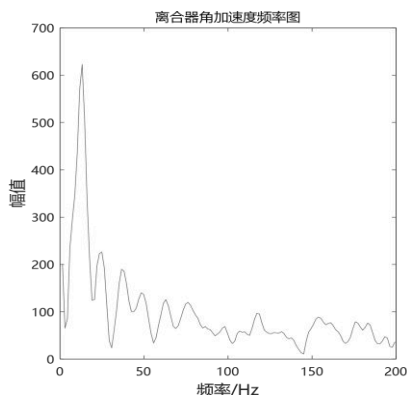


图2 冷冻车辆起动离合器角加速度频率图

Fig.2 Frequency of clutch angular acceleration of frozen starting vehicles

#### 1.4 动态工况数据处理与分析

##### 1.4.1 动态工况试验数据处理方法

动态工况的试验数据处理过程如下: ① 使用

LMS 中的 Time Data Selection 模块将电压脉冲信号转换成角速度信号, 并通过其获得角加速度信号; ② 对离合器角加速度进行滤波; ③ 对角加速度通过短时傅里叶变换做频域分析, 读取离合器阶次信息, 同时获取角加速度时频图求取最大振动能量位置对应的时刻, 在该时刻前后两秒的时段内获取离合器最大角加速度, 通过与转动惯量的关系获取最大冲击力矩; ④ 获取离合器最大角加速度对应的时刻, 并获取发动机转矩, 转速, 油门开度, 变速器档位, 车速等信息; ⑤ 离合器角加速度时频分析后, 时域平均获得 FFT\_average, 得到频谱图, 选取峰值频率; ⑥ 对比时域, 频域信息, 结合固有频率分析结果分析振动原因。

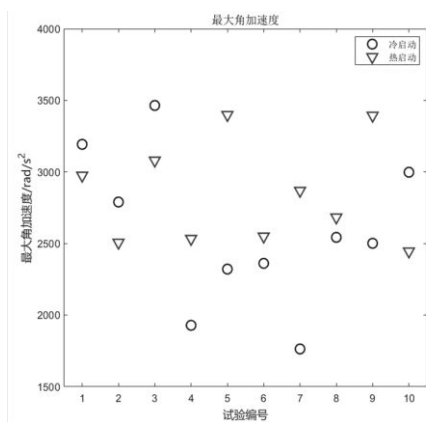
##### 1.4.2 动态工况试验结果分析

作各动态工况最大冲击力矩汇总, 并按工况及试验条件(路面条件)进行汇总, 如表 3 所示。

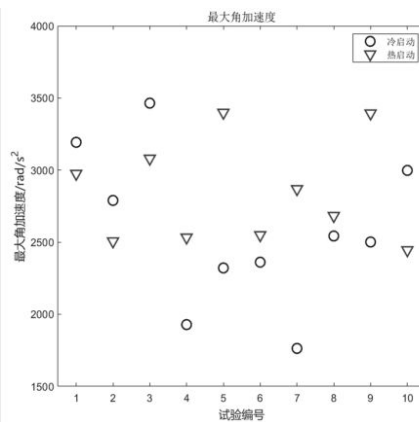
表2 冷冻车辆启动试验结果汇总

Tab.2 Summary of frozen vehicle start test results

编号及项目	转速波动范围/( $r \cdot \min^{-1}$ )	峰值频段/Hz	最大角加速度/( $\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$ )	最大冲击力矩/( $\text{N} \cdot \text{m}$ )
001	153~1566	13	11 039	883.1
002	220~1497	13	10 519	841.5
003	217~1460	13	10 528	842.2
004	199~1430	12	10 033	802.7
005	210~1482	13	11 261	900.9
范围	153~1482	12~13	10 033~11 261	802.0~900.0
均值	192~1486	13	10 676	854.1



(a) 最大角加速度



(b) 最大冲击力矩

图3 冷/热启动试验最大角加速度、最大冲击力矩对比

Fig.3 Comparison of maximum angular acceleration and maximum impact torque during cold/hot start tests

分析可得, 油门开度、车速相同的条件下, 最大冲击力矩振动带路>水泥裂缝和沥青补块路>摇摆路>沥青鼓包路; 全油门加速条件下, 目标车速越大, 离合器最大角加速度越大, 最大冲击力矩越大; 自动挡全油门加速过程, 最大冲击力矩多发生在1、2

档以及1档→2档的过程中, 发生时车速未达到目标车速; 相同的路面条件下, 手动档模式和自动档模式下的最大冲击力矩数值接近, 驾驶模式对冲击力矩的影响较小; 由档位信息可以看出, 最大力矩均发生在全油门加速过程, 加速到目标车速后的行驶状态



表3 动态工况试验结果汇总

Tab.3 Summary of dynamic condition test results

试验模式	测试条件	发动机转速/ (r·min <sup>-1</sup> )	档位信息	离合器最大角加 速度/(rad·s <sup>-2</sup> )	最大冲击力矩/ (N·m)
自动模式,全油门加速到60 km/h,然后平稳行驶	沥青鼓包路	5 637.3	2档	2 876.3	230.1
	摇摆路	5 426.8	1档	3 133.8	250.7
	振动带路	5 035.2	1档	3 388.8	271.1
	水泥裂缝和沥青补块路	5 197.6	1→2档	3 321.2	265.7
自动模式,全油门加速到45 km/h,然后平稳行驶	方坑路	1 891.3	1档	2 240.0	179.2
	中等比利时路	4 704.3	2档	2 835.0	226.8
自动模式,全油门加速到20 km/h,然后平稳行驶	搓板路	2 585.0	1档	2 558.8	204.7
手动模式,2档加速到60 km/h,平稳后紧急制动	沥青鼓包路	4 202.0	2档	3 060.0	244.8
	摇摆路	2 976.3	2档	2 932.5	234.6

对最大冲击力矩没有影响。

对有效的17种试验工况51组试验数据最大冲击力矩取均值,并作散点图如图4所示。可以发现离合器最大冲击力矩在179 N·m至273 N·m之间。对每个工况做频率分析获得主要的频率峰值,并作散点图对比,如图5所示。

分析可以发现动态工况离合器振动峰值频率主

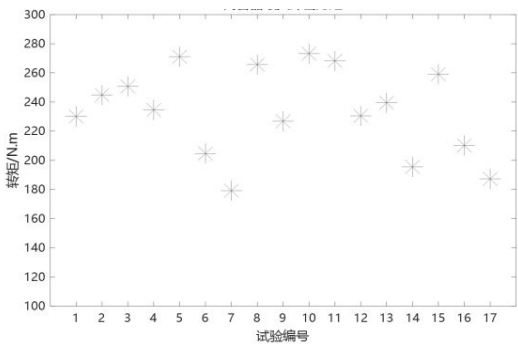


图4 动态工况离合器最大冲击力矩

Fig. 4 Maximum impact torque of clutch under dynamic working conditions

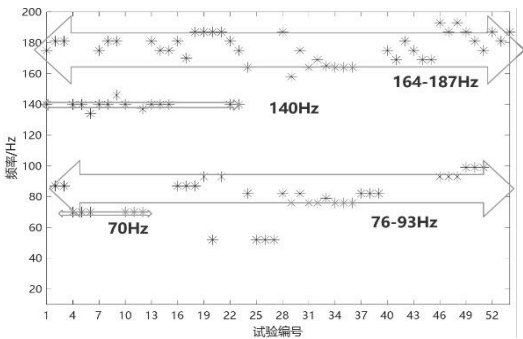


图5 动态工况离合器振动峰值频率

Fig. 5 Peak frequency of clutch vibration under dynamic working condition

要集中在164~187 Hz、76~93 Hz、70 Hz、140 Hz,大致呈现两倍频的关系。

通过对离合器道路试验数据进行处理分析,得到以下结论:① 冷冻车辆启动试验离合器最大角加速度均达到了10 000 rad/s<sup>2</sup>以上,最大冲击力矩的值也都达到了800 N·m,转速波动转速范围200~1 500 r/min,波动段峰值频率为13 Hz;② 冷启动和暖启动离合器转速波动范围为150~1 200 r/min,波动频段为8~9 Hz,最大角加速度主要集中在2 000~3 500 rad/s<sup>2</sup>,最大冲击力矩在150~250 N·m;③ 动态测试工况下离合器冲击力矩范围为200~300 N·m,峰值频率主要集中在以下3大范围内:164~181 Hz,134~152 Hz和70~82 Hz。

通过以上结论可知,冷冻车辆启动试验中离合器的振动远大于其他工况。因此,形成了以下结论:离合器失效工况为启动工况,其中冷冻启动工况最为恶劣,离合器失效的主要原因是冷冻启动工况下发动机启动引起的离合器总成共振所致。

## 2 驱传动系统动力学建模与分析

为了更好地分析离合器的失效原因,本节对驱传动系统进行动力学建模,分析该系统的固有特性,探究离合器发生共振以及易导致失效的行驶工况。

### 2.1 轴系扭转振动动力学建模

本文所研究的轴系扭转振动动力学模型主要由发动机模型、扭转减振器模型、离合器模型、变速器/减速器模型以及轮胎模型组成<sup>[9-11]</sup>,总体动力学模型架构如图6所示。

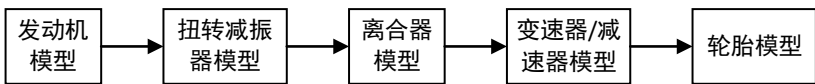


图6 系统总体动力学模型架构

Fig.6 System overall dynamics model architecture

汽车传动系统是一个连续而复杂的多质量系统,为了能够准确地描述系统的扭转振动特性,有必要对系统进行合理简化,建立系统的动力学模型。采用集中质量建模方法将系统简化为当量离散系统,这种模型形式简单,是目前扭转振动研究中最主要也是应用最广泛的<sup>[12]</sup>。集总参数建模方法的简化原则和基本假设如下:①以惯量大而且集中的部件作为集中惯量;②以惯量小而且分散的部件作为无惯量的弹性元件;③忽略轴系纵向与横向振动和整机振动对扭转振动的影响;④激励力矩和阻尼只作用在或通过等效的方法作用在集中惯量上。

建立好整体框架后,对各个部分进行建模。

(1) 发动机模型。如图7所示,本文研究的车型搭载4缸发动机,于是将4个缸体简化为4个集中质量圆盘,将飞轮简化为一个集中质量圆盘,将3个缸体与飞轮之间的联结轴简化为3根弹性轴。其中, $J_i$  ( $i=1, 2, 3, 4$ )表示第1缸至第4缸, $J_5$ 表示飞轮, $k_i$  ( $i=1, 2, 3, f$ )为刚体、飞轮之间的弹性轴刚度。

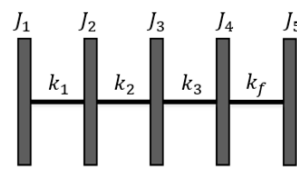


图7 发动机曲轴系扭转振动集总参数模型

Fig.7 Lumped parameter model for torsional vibration of engine crankshaft system

(2) 扭转减振器模型。扭转减振器集成在离合器内,主要起到调整固有频率,增加阻尼,减小振动冲击的作用<sup>[13-15]</sup>。扭转减振器弹簧刚度特性为:最大转角为 $57.1^\circ$ ,刚度特性曲线总体分为两个工作区段,区段1的工作刚度为 $2.7 \text{ N}\cdot\text{m}/(^{\circ})$ ,区段2的工作刚度为 $13.7 \text{ N}\cdot\text{m}/(^{\circ})$ 。

(3) 离合器模型。本文研究的湿式双离合器工作时处于常闭合状态,根据集总参数简化原则,将离合器按工作状态分为完全接合与未接合状态,分别进行简化。当该系统完全接合时,可简化成如图8所示的扭转振动系统。

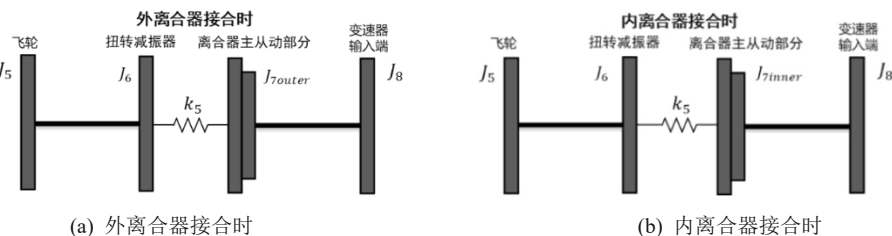


图8 完全接合状态离合器集总参数模型

Fig.8 Lumped parameter model of fully engaged clutch

图8中: $k_5$ 为扭转减振器弹簧刚度, $J_6$ 为扭转减振器, $J_{7\text{ outer}}$ 为外离合器接合时离合器主从动部分, $J_{7\text{ inner}}$ 为内离合器接合时离合器主从动部分, $J_8$ 为变速器输入端。

当该系统未完全接合时,可简化成图9所示的扭转振动系统。其中, $T_f$ 为飞轮传递转矩, $J_7$ 为离合器主动端, $J_{8\text{ outer}}$ 和 $J_{8\text{ inner}}$ 为离合器从动部分, $J_9'$ 为变速器输入端。

(4) 变速器/减速器模型。常见的变速器结构有两轴式和三轴式,本文研究的传动系采用两轴式变速器,它包括6个前进档和1个倒档,各个档位速比如表4所示。

外离合器与变速器1、3、5档连接,内离合器与变速器2、4、6档连接。可将变速器总成简化为两个惯性件元(离合器接合时序号为 $J_8$ 、 $J_9$ ,离合器未接合时序号为 $J_9$ 、 $J_{10}$ )和两个弹性元件( $k_6$ 、 $k_7$ )。根据变

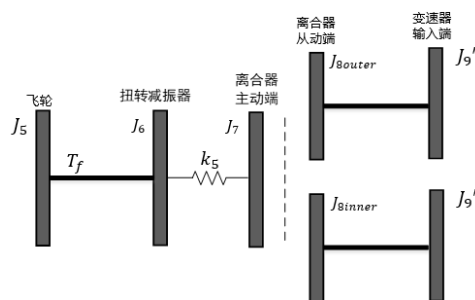


图9 未完全接合状态离合器集总参数模型

Fig.9 Lumped parameter model of unfully engaged clutch

器的6个档位以及齿轮啮合传动比分别计算,档位不同时,扭转振动系统也不相同。本文对变速器各转动惯量部分进行了详细划分,划分方法如图10所示<sup>[16]</sup>。变速器各简化部分的参数定义如表5所示。此外,轴段1~15的转动惯量分别为 $J_k$  ( $k=1, 2, 3, \dots, 15$ )。

表 4 变速器各个档位速比

Tab.4 Transmission gear ratios

变速器档位	速比
1	3.588
2	2.174
3	1.424
4	1.108
5	1.212
6	1.054
R	4.643

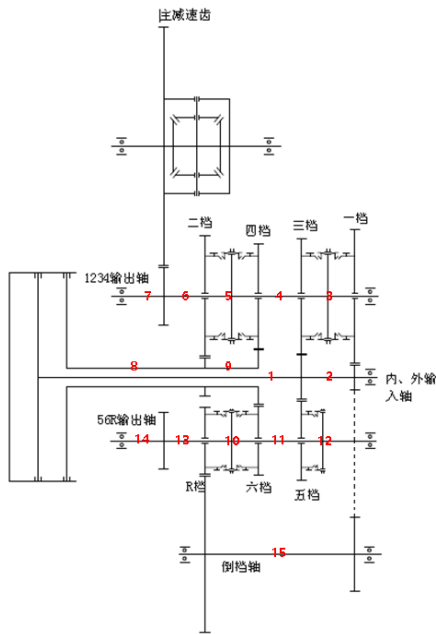


图 10 变速器各部分简化示意图

Fig.10 Simplified schematic diagram of the transmission

如图 11 所示,当离合器完全接合时,变速器/减速器系统可简化成该图所示的扭转振动系统。其中, $J_8$ 为变速器输入端, $J_9$ 为变速器输出端, $k_6$ 为变速器输入轴刚度, $k_7$ 为变速器输出轴刚度。当变速器

表 5 变速器各个部分参数定义

Tab.5 Parameter definition of the transmission

参数名称	符号	参数名称	符号
一档主动齿轮齿数	$z_{1d}$	一档从动齿轮齿数	$z_{1s}$
二档主动齿轮齿数	$z_{2d}$	二档从动齿轮齿数	$z_{2s}$
三档主动齿轮齿数	$z_{3d}$	三档从动齿轮齿数	$z_{3s}$
四档主动齿轮齿数	$z_{4d}$	四档从动齿轮齿数	$z_{4s}$
五档主动齿轮齿数	$z_{5d}$	五档从动齿轮齿数	$z_{5s}$
六档主动齿轮齿数	$z_{6d}$	六档从动齿轮齿数	$z_{6s}$
倒档轴右端齿轮齿数	$z_{rlr}$	倒档轴左端齿轮齿数	$z_{rll}$
倒档轴右端齿轮转动惯量	$J_{rlr}$	倒档从动齿轮齿数	$z_{rs}$
倒档轴左端齿轮转动惯量	$J_{rll}$	倒档从动齿轮转动惯量	$J_{rs}$
一档主动齿轮转动惯量	$J_{1d}$	一档从动齿轮转动惯量	$J_{1s}$
二档主动齿轮转动惯量	$J_{2d}$	二档从动齿轮转动惯量	$J_{2s}$
三档主动齿轮转动惯量	$J_{3d}$	三档从动齿轮转动惯量	$J_{3s}$
四档主动齿轮转动惯量	$J_{4d}$	四档从动齿轮转动惯量	$J_{4s}$
五档主动齿轮转动惯量	$J_{5d}$	五档从动齿轮转动惯量	$J_{5s}$
六档主动齿轮转动惯量	$J_{6d}$	六档从动齿轮转动惯量	$J_{6s}$
一、三档同步器转动惯量	$J_{T13}$	五档同步器转动惯量	$J_{T5}$
二、四档同步器转动惯量	$J_{T24}$	六、R档同步器转动惯量	$J_{T6R}$
1234输出轴齿轮转动惯量	$J_{1234}$	56R输出轴齿轮转动惯量	$J_{56R}$
1234输出轴齿轮齿数	$z_{1234}$	56R输出轴齿轮齿数	$z_{56R}$
主减速齿数	$z_m$	主减速齿转动惯量	$J_m$

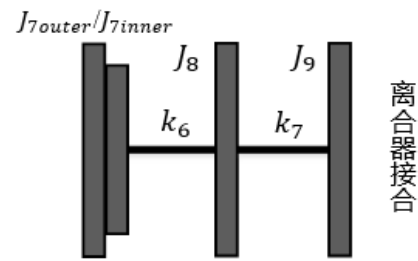


图 11 离合器完全接合时变速器/减速器集总参数模型

Fig.11 Lumped parameter model for transmission/decelerator with fully engaged clutch

一档传动时,该系统转动惯量与刚度计算方法如式(1)所示。当变速器二档传动时,该系统转动惯量与刚度计算方法如式(2)所示。

$$\left\{ \begin{aligned} J_8 &= \frac{1}{2} J_{1l} + J_{3d} + J_{3s} \left( \frac{z_{3d}}{z_{3s}} \right)^2 + J_{5s} \left( \frac{z_{5d}}{z_{5s}} \right)^2 + J_{2l} + J_{1d} + \\ & (J_{rlr} + J_{1l5} + J_{rl1}) \left( \frac{z_{1d}}{z_{rlr}} \right)^2 + J_{rs} \left( \frac{z_{1d} \cdot z_{rl1}}{z_{rlr} \cdot z_{rs}} \right)^2 + (J_{1s} + J_{T13} + \frac{1}{2} J_{13}) \left( \frac{z_{1d}}{z_{1s}} \right)^2 \\ J_9 &= \left( \frac{1}{2} J_{13} + J_{14} + J_{15} + J_{T24} + J_{16} + J_{17} + J_{1234} \right) \left( \frac{z_{1d}}{z_{1s}} \right)^2 + J_m \left( \frac{z_{1d} \cdot z_{1234}}{z_{1s} \cdot z_m} \right)^2 \\ k_6 &= k_{\text{输入轴}}, k_7 = k_{\text{输出轴}} \end{aligned} \right. \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{aligned} J_8 &= \frac{1}{2} J_{13} + J_{2d} + \frac{J_{2s} + J_{T24} + \frac{1}{2} J_{15} + \frac{1}{2} J_{16}}{i_2^2} + J_{9l} + J_{4d} + \frac{J_{4s}}{i_4^2} + \frac{J_{6s}}{i_6^2} \\ J_9 &= \frac{J_{13} + J_{T13} + J_{14} + \frac{1}{2} J_{15} + \frac{1}{2} J_{16} + J_{17} + J_{1234}}{i_2^2} + J_m \left( \frac{z_{2d} \cdot z_{1234}}{z_{2s} \cdot z_m} \right)^2 \\ k_6 &= k_{\text{输入轴}}, k_7 = k_{\text{输出轴}} \end{aligned} \right. \quad (2)$$

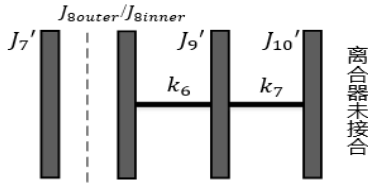


图 12 离合器未完全接合时变速器/减速器集总参数模型

Fig.12 Lumped parameter model for transmission/decelerator with unfully engaged clutch

如图 12 所示,当离合器未完全接合时,变速器/减速器系统可简化成所示的扭转振动系统。其中, $J_9'$ 为变速器输入端, $J_{10}'$ 为变速器输出端, $k_6$ 为变速器输入轴刚度, $k_7$ 为变速器输出轴刚度。系统转动惯量与刚度计算方法与离合器完全接合时相同<sup>[17]</sup>。

(5) 轮胎模型。借鉴“刷子”模型<sup>[18-19]</sup>,近似建立轮胎力学模型,如图 13 所示。基于子午线轮胎的结构,将轮胎总成分成两个部分,一部分是车轮轮毂的转动惯量 $J_a$ ,另一部分是车轮总成其他部分的转动惯量 $J_b$ 。

$$\begin{cases} J_a \ddot{\theta}_a + C_\theta (\dot{\theta}_a - \dot{\theta}_b) + K_\theta (\theta_a - \theta_b) = M_f \\ J_b \ddot{\theta}_b + C_\theta (\dot{\theta}_b - \dot{\theta}_a) + K_\theta (\theta_b - \theta_a) = -R_d F_{bx} \end{cases} \quad (3)$$

式中: $K_\theta$ 为轮胎的扭转刚度; $C_\theta$ 为轮胎的扭转阻尼; $R_d$ 为轮胎的滚动半径; $M_f$ 为作用在轮毂上的力矩; $F_{bx}$ 为地面对轮胎的切向作用力; $\theta_a$ 、 $\dot{\theta}_a$ 、 $\ddot{\theta}_a$ 分别为轮毂的角位移、角速度和角加速度; $\theta_b$ 、 $\dot{\theta}_b$ 、 $\ddot{\theta}_b$ 分别为轮冠的角位移、角速度和角加速度。

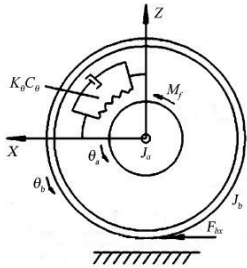


图 13 轮胎扭转振动动力学模型

Fig.13 Tire torsional vibration dynamic model

轮胎与地面作用产生车辆运动所需的驱动力,建立轮胎与车身的关系如下:

$$\begin{cases} u = \frac{\omega_b R_d - v}{\omega_b R_d} \\ F_{bx} = \phi F_z \end{cases} \quad (4)$$

式中: $\omega_b$ 为轮冠角速度; $v$ 为车速; $u$ 为滑移率; $\phi$ 为地面附着系数; $F_z$ 为地面对轮胎的法向反作用力。

驱动工况车身动力学方程如下:

$$M\dot{v} = F_{xfl} + F_{xfr} - F_f - F_w \quad (5)$$

式中: $M$ 为整车质量; $F_{xfl}$ 、 $F_{xfr}$ 分别为地面对左前轮、右前轮的切向作用力; $F_f$ 、 $F_w$ 分别为车辆的空气阻力和滚动阻力,所分析工况不考虑坡度因素,因此公式内不包含坡度阻力项。

如图 14 所示,在进行固有特性计算时,可以将驱动桥、两个半轴及两个驱动车轮作为一个整体的弹性元件,其并且假设车轮与轮毂是刚性连接,则不同档位下驱动桥、两个半轴的转动惯量及两个驱动车轮连接后的转动惯量运用式(6)计算。

$$J = \frac{J_{\text{变速器}} + J_{\text{车轮}} + J_{\text{半轴}}}{i_0^2 i_g^2} \quad (6)$$

式中: $J_{\text{变速器}}$ 是变速器转动惯量; $J_{\text{车轮}}$ 是车轮转动惯量; $J_{\text{半轴}}$ 是半轴转动惯量; $i_0$ 为变速器传动比, $i_g$ 为减速器传动比。

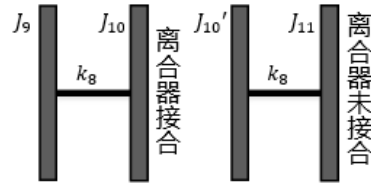


图 14 离合器接合与未接合时驱动桥、半轴及驱动车轮集总参数模型

Fig.14 Lumped parameter model for the drive axle, half axle, and drive wheel when the clutch is engaged or not engaged

## 2.2 驱传动系统固有特性建模与分析

由上一章讨论可知,离合器存在完全结合和未完全接合两种潜在的工作状态。当离合器产生相对滑动时,系统分成两个部分。由此,需要研究离合器处于完全接合状态扭转减振器处于工作区段一、离合器处于完全接合状态扭转减振器处于工作区段二、离合器处于未完全接合状态扭转减振器处于工作区段一、离合器处于未完全接合状态扭转减振器处于工作区段二这四种情况下的固有振动特性。

离合器处于完全接合状态下轴系扭转振动动力学模型如图 15 所示。根据牛顿力学定律可列出系统扭转振动微分方程如式(7)所示。

$$J\ddot{\theta} + K\theta = 0 \quad (7)$$

式中: $J$ 为转动惯量矩阵; $K$ 为刚度矩阵。

离合器处于未完全接合状态下轴系扭转振动动力学模型如图 16 所示。

根据牛顿力学定律可列出系统扭转振动微分方程如式(8)所示。



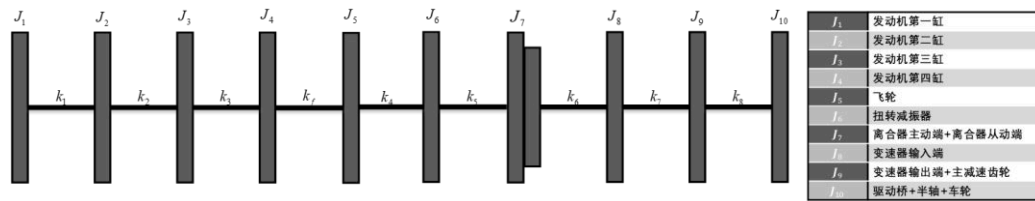


图 15 离合器完全接合时轴系扭转振动动力学模型

Fig.15 Dynamic model of shaft torsional vibration when the clutch is fully engaged

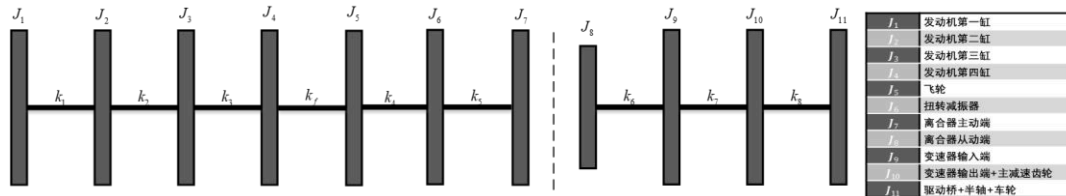


图 16 离合器未完全接合时轴系扭转振动动力学模型

Fig.16 Dynamic model of shaft torsional vibration when the clutch is unfully engaged

$$J_{\text{left}}\ddot{\theta} + K_{\text{left}}\theta = 0, J_{\text{right}}\ddot{\theta} + K_{\text{right}}\theta = 0 \quad (8)$$

式中:  $J_{\text{left}}$  为发动机端转动惯量矩阵;  $J_{\text{right}}$  为轮端转动惯量矩阵;  $K_{\text{left}}$  为发动机端刚度矩阵;  $K_{\text{right}}$  为轮端刚度矩阵。

建立动力学模型后,对系统固有特性包括固有频率和振型,采用系统矩阵法利用 Matlab 软件进行计算。其中变速器一档状态下轴系扭振固有频率如表 6 所示。

表 6 变速器一档轴系扭振固有频率计算结果

Tab.6 Calculation results of torsional natural frequency of the first gear shaft system of the transmission

阶数	接合状态固有频率/Hz		未接合状态固有频率/Hz			
	工作区段一 (154.7 N·m/rad)	工作区段二 (784.9 N·m/rad)	工作区段一(154.7 N·m/rad)		工作区段二(784.9 N·m/rad)	
			发动机端	轮端	发动机端	轮端
第一阶	8.73	10.59		10.99		10.99
第二阶	11.05	20.45	11.51		25.83	
第三阶	162.92	163.47	162.92		163.48	
第四阶	307.49	307.50		313.20		313.20
第五阶	515.44	515.44	515.44		515.44	
第六阶	1149.34	1149.34		1149.36		1149.36
第七阶	1197.98	1197.98	1197.98		1197.98	
第八阶	1793.15	1793.15	1793.15		1793.15	
第九阶	2186.38	2186.38	2186.38		2186.38	

变速器二档状态下轴系扭振固有频率如表 7 所示。分析表 6、表 7 可知,离合器工作状态和扭转减振器刚度主要影响第一阶及第二阶的固有频率,对其他各阶固有频率影响很小。

在启动工况试验中,启动工况峰值频率集中在 8~13 Hz。如图 17 所示,该频率与一档未接合状态(区段一)的第二阶固有频率(11.51 Hz)较为接近,而该阶固有频率所对应的主振型在扭转减振器以及离合器主动端振幅差较大,共振时两部件之间元件较容易损坏。

在动态工况试验中,数据分析显示峰值频率主要在以下几个区间:164~181 Hz, 134~152 Hz 和 70~82 Hz。如图 18 所示,这些频率与一档接合状态(区段一)第三阶固有频率、一档接合状态(区段二)

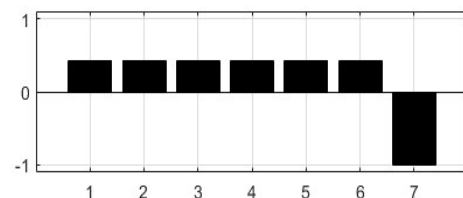


图 17 一档未接合状态(区段一)第二阶主振型

Fig.17 First gear not engaged state (Section 1) Second order main mode shape

第三阶固有频率、二档接合状态(区段一)第三阶固有频率、二档接合状态(区段二)第三阶固有频率较为接近。当系统处于这些频率共振时,固有频率对应的主振型在扭转减振器以及离合器端振幅差较大,因此共振时两部件之间元件较容易损坏。



表 7 变速器二档轴系扭振固有频率计算结果

Tab.7 Calculation results of torsional natural frequency of the second gear shaft system of the transmission

阶数	接合状态固有频率/Hz		未接合状态固有频率/Hz			
	工作区段一	工作区段二	工作区段一(154.7 N·m/rad)		工作区段二(784.9 N·m/rad)	
	(154.7 N·m/rad)	(784.9 N·m/rad)	发动机端	轮端	发动机端	轮端
第一阶	8.43	10.72	11.51			11.82
第二阶	11.76	20.76		11.82	25.83	
第三阶	162.92	163.47	162.92		163.48	
第四阶	515.44	515.44	515.44		515.44	
第五阶	591.63	591.64		609.34		609.34
第六阶	1197.98	1197.98	1197.98		1197.98	
第七阶	1320.47	1320.47		1321.35		1321.35
第八阶	1793.15	1793.15	1793.15		1793.15	
第九阶	2186.38	2186.38	2186.38		2186.38	

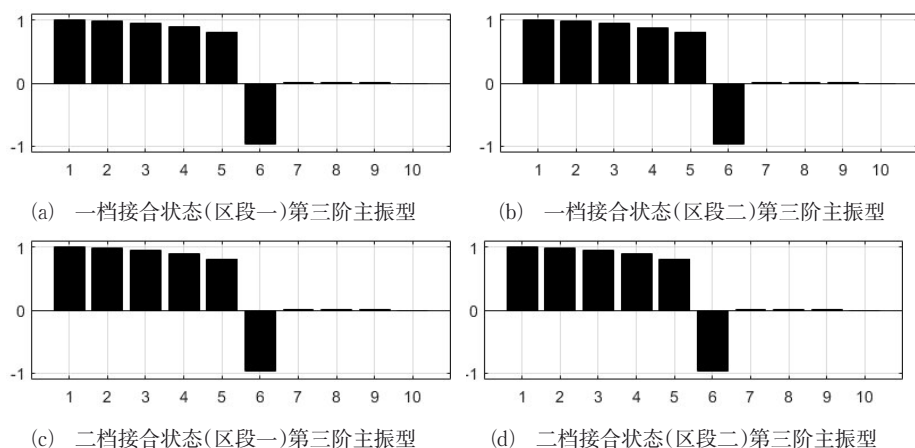


图 18 各阶段主振型示意图

Fig.18 Schematic diagram of main vibration modes in each stage

由固有特性分析可知,启动工况与动态试验工况的峰值频率与驱动传动系统的固有频率有一定的重合,当工况峰值频率接近系统各阶固有频率,且该固有频率下主要为扭转减振器振动时,容易造成扭转减振器附近元件失效,后续对于该离合器失效问题的解决方案可以从此处着手改进。此外,所建立的驱动传动系统动力学模型具有通用性,可以应用于之后对于其它传动系统的分析。

### 3 结论

(1) 本文对离合器启动试验进行了数据处理,结果表明三种启动工况下离合器冲击载荷大小规律为冷冻车辆启动工况>热启动工况>冷启动工况。其中,冷/热启动工况下最大冲击力矩值较小且较为接近,冷冻车辆启动工况最大冲击力矩较大,此时滑块受到较大的冲击载荷作用,容易造成滑块的破坏,进而导致离合器的失效。

(2) 对离合器动态试验进行数据处理,结果显示动态测试工况下离合器最大冲击力矩均小于冷冻启动的最大冲击力矩。同时,动态工况下最大冲击力矩均发生在全油门加速过程,且多发生在1档、2档以及1档→2档的过程中,发生时车速未达到目标车速,加速到目标车速后的行驶状态对最大冲击力矩没有影响。

(3) 本文中通过试验数据分析得到的启动工况与动态试验工况的峰值频率与动力学建模分析得到的驱动传动系统固有频率有一定的重合,从共振的角度揭示了滑块失效的原因:当工况峰值频率接近系统各阶固有频率,且该固有频率下主要为扭转减振器振动时,容易造成扭转减振器附近元件失效。启动过程中较大的瞬时冲击力矩以及行驶过程中产生的系统共振,是导致滑块疲劳失效的主要原因。

本文针对离合器失效的改进提出了新的解决方法:通过调整传动系统结构,减少系统共振现象解决该问题。

## 参考文献:

- [1] 陈晓敏. 双离合器自动变速箱链传动系统动力学及振动特性研究[D]. 长春: 吉林大学, 2021. DOI: 10.27162/d.cnki.gjlin.2021.001722.  
CHEN Xiaomin. Research on dynamics and vibration characteristics of chain transmission system of double clutch automatic transmission [D]. Changchun: Jilin University, 2021. Doi: 10.27162/d.cnki.gjlin.2021.001722.
- [2] GANESH K C, DHANASEKARAN K, SARAVANAN P, *et al.* Failure analysis of multi plate wet-clutch used in off-highway transmission[J]. Engineering Failure Analysis, 2021, 127: 105534. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2021.105534.
- [3] LINGESTEN N, MARKLUND P, HÖGLUND E, *et al.* Apparatus for continuous wear measurements during wet clutch durability tests [J]. Wear, 2012, 288: 54. DOI: 10.1016/j.wear.2012.02.014.
- [4] 邹婷婷. 湿式离合器热-结构耦合分析[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2018.  
ZOU Tingting. Thermal structural coupling analysis of wet clutch [D]. Chongqing: Chongqing University of technology, 2018.
- [5] 王晓莉, 穆瑞, 王彩虹. 离合器轴套板的断裂失效分析[J]. 机械强度, 2018, 40(3): 607. DOI: 10.16579/j.issn.1001.9669.2018.03.017.  
WANG Xiaoli, MU Rui, WANG Caihong. Fracture failure analysis of clutch shaft sleeve plate [J]. Mechanical strength, 2018, 40(3): 607. DOI: 10.16579/j.issn.1001.9669.2018.03.017.
- [6] 刘永俊, 祖挥程. 离合器活塞断裂失效的案例研究[J]. 电子技术, 2020, 49(12): 186.  
LIU Yongjun, ZU Huicheng. Case analysis of clutch piston fracture failure[J]. Electronic technology, 2020, 49(12): 186.
- [7] 陈瑶. 湿式多片离合器温度特性及热失效研究[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2019.  
CHEN Yao. Research on temperature characteristics and thermal failure of wet multi plate clutch [D]. Chongqing: Chongqing University of Technology, 2019.
- [8] SEZGEN H Ç, TINKIR M. Optimization of torsional vibration damper of cranktrain system using a hybrid damping approach [J]. Engineering Science and Technology: an International Journal, 2021, 24(4): 959. 10.1016/j.jestch.2021.02.008.
- [9] KUMAR R, KUMAR D, MAHATO A, *et al.* Dynamic modeling and analysis of a hydro-mechanical power transmission system[J]. Materials Today, 2022(3): 311.
- [10] LI Antai, QIN Datong. Adaptive model predictive control of dual clutch transmission shift based on dynamic friction coefficient estimation [J]. Mechanism and Machine Theory, 173: 104804. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2022.104804.
- [11] LI Xiaotian, WANG Anlin. A modularization method of dynamic system modeling for multiple planetary gear trains transmission gearbox[J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 136: 162. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.03.002.
- [12] 陈权瑞, 万里翔, 刘雪莱, 等. 离合器设计参数对汽车起步振动的影响研究[J]. 噪声与振动控制, 2017, 37(5): 109.  
CHEN Quanrui, WAN Lixiang, LIU Xuelai, *et al.* Study on the influence of clutch design parameters on vehicle starting vibration[J]. Noise and Vibration Control, 2017, 37(5): 109.
- [13] 王晓杰, 刘辉, 酆文平, 等. 并联扭转减振器刚度与承载特性研究[J]. 机械设计与制造, 2018(S1): 63. DOI: 10.19356/j.cnki.1001-3997.20180627.019.  
WANG Xiaojie, LIU Hui, LI Wenping, *et al.* Research on stiffness and load-bearing characteristics of parallel torsional shock absorber [J]. Mechanical Design and Manufacturing, 2018 (S1): 63. DOI: 10.19356/j.cnki.1001-3997.20180627.019.
- [14] 卢玉东. 多级非线性双质量飞轮减振器的研究[D]. 长春: 吉林大学, 2008.  
LU Yudong. Research on multi-stage nonlinear dual mass flywheel damper[D]. Changchun: Jilin University, 2008.
- [15] 刘辉, 王晓杰, 项昌乐. 正负刚度并联扭转减振器动力学特性分析与实验研究[J]. 汽车工程, 2016, 38(12): 1483. DOI: 10.19562/j.chinasae.qcgc.2016.12.013.  
LIU Hui, WANG Xiaojie, XIANG Changle. Dynamic characteristics analysis and experimental research of positive and negative stiffness parallel torsional shock absorber [J]. Automotive Engineering, 2016, 38(12): 1483. DOI: 10.19562/j.chinasae.qcgc.2016.12.013.
- [16] 李金. 湿式离合器高转速区振动特性研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2015.  
LI Jin Research on vibration characteristics of wet clutch at high speed[D]. Beijing: Beijing University of technology, 2015.
- [17] PARK J, CHOI S B, Jiwon O, *et al.* Adaptive slip engagement control of a wet clutch in vehicle powertrain based on transmitted torque estimation [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 171: 108861. 10.1016/j.ymssp.2022.108861.
- [18] DEUR J. A brush-type dynamic tire friction model for non-uniform normal pressure distribution [C]//IFAC Proceedings Volumes 35. 1536. DOI: 10.3182/20020721-6-ES-1901.01536.
- [19] 靳贻斌. 基于轮胎变参数刷子模型的总力方向研究[D]. 长春: 吉林大学, 2015.  
JIN Yibin. Research on total force direction based on tire variable parameter brush model [D]. Changchun: Jilin University, 2015.