

商用车 AMT 挡位决策控制策略研究

李强

(西安航空职业技术学院, 陕西 西安 710089)

摘要:为解决商用车 AMT 行驶时换挡规律不合理、车辆重复换挡的问题,提出基于车辆质量估算的挡位决策控制策略。对商用车 AMT 系统的工作原理进行详细介绍;基于此系统对车辆的归一化负载进行分析;基于动能定理方法对车辆质量进行估算;基于车辆估算数据,找出 AMT 车辆的换挡规律,从而采取基于牵引力与行驶阻力的挡位选取方法对换挡期间的车速进行补偿。以某型 AMT 商用车为研究对象,进行实验测试。测试结果表明:采用以上质量估算方法的估算误差最大值为 5.38%,最小值为 1.78%。估算效果较好,可以有效防止车辆在行驶时的频繁换挡,达到车辆正常行驶目标。

关键词:商用车 AMT;换挡规律;质量估算;挡位决策;归一化负载

中图分类号:TP273 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2023)03-0240-05

Study on Shift Decision and Control Strategy of Commercial Vehicle AMT

LI Qiang

(Xi'an Aeronautical Polytechnic Institute, Xi'an 710089, China)

Abstract: In order to solve the problem of unreasonable shift rule and repeated shiftings in commercial vehicle AMT driving, a shift decision and control strategy based on vehicle quality estimation is put forward. The working principle of commercial vehicle AMT system is introduced in detail; the normalized load of the vehicle is analyzed; the vehicle quality is estimated based on the kinetic energy theorem; according to the vehicle estimation data, the shift law of AMT vehicle is searched out to compensate the gear speed during shift based on traction and driving resistance. Actual experimental tests are conducted on an AMT commercial vehicle, with the results showing that the maximum estimation error, by the above quality estimation method, is 5.38% and the minimum 1.78%. The favourable estimation effect can effectively prevent the frequent gear shifting when driving and achieve the normal driving target of the vehicle.

Keywords: commercial vehicle AMT; shift rule; quality estimation; shift decision; normalized load

0 引言

AMT 汽车存在换挡规律不合理、换挡频繁的问题,导致车辆安全性降低。针对此问题,已有学者进行了大量研究。刘文光等^[1]深入研究了纯电动汽车两挡 AMT 换挡策略,通过对车辆进行质量估算的方法,给出相应的挡位调整措施,具有一定的可行性;高子茵等^[2]设计了一个基于遗传算法优化和模糊控制动态优化的自动变速器换挡规律,利用遗传算法对汽车挡位变换进行精确计算,再进行模糊控制,两种方法相结合在一定程度上提升了挡位控制效果;祁炳楠等^[3]提出针对无离合器机械式自动变速器换挡过程的转矩控制,其通过在没有离合器的情况下,对 AMT 车辆进行整车试验,从而针对性地对车辆换挡进行调节。试验结果发现,此方式可实现转矩有效控制。基于此,结合以上研究成果,提出基于车辆质量估算的挡位决策控制策略,以提升 AMT 商务车的安全性,为同领域的研究提供技术参考。

1 商用车 AMT 系统

AMT 系统整体结构如图 1 所示,其包含了变速器、离合器和发动机等设备。AMT 系统中,最为关键的是 TCU 的作用:接收管理各种输入信号,进行具体分析后向执行机构、变速器和发动机等部件输出控制信号,由此实现 AMT 的自动换挡等动作。

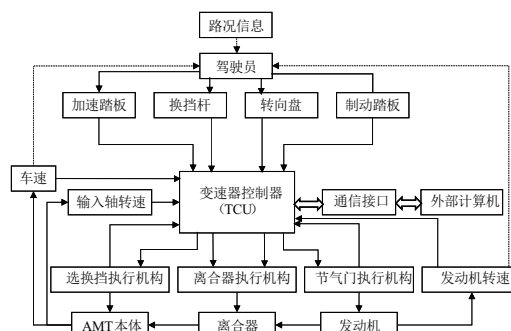


图 1 AMT 系统架构

驾驶员对 AMT 系统的操作主要通过加速、制动踏板、换挡杆和转向盘来实现。

2 基于车辆质量估算的挡位决策控制策略

2.1 归一化负载

在 AMT 车辆行驶过程中,车辆质量和负载主要受到承载货物、地形和天气等外部条件的影响,导致车辆负载过大造成车辆性能变差^[4]。因此,为提升驾驶员的驾驶需求,将对整车进行归一化负载处理,并调整换挡规律,从而更好地对车辆质量进行评估。

以上车辆负载即广义负载,通过对车辆零负载工况进行分析,从而求出广义负载。零负载即在正常天气和路况下进行无压力行驶。归一化负载则是行驶车辆的牵引力与当前速度和加速度零负载工况下的阻力差值^[5]。

归一化负载公式为

$$L_n = F_e - (F_{wz} + F_{fz} + F_{az}) \quad (1)$$

式中: F_e 表示车辆牵引力; F_{wz} 、 F_{fz} 、 F_{az} 分别表示当前车速和加速度在零负载车况下,车辆行驶的空气阻力、滚动阻力和加速阻力^[6]。

具体分析归一化负载,表达式为

$$L_n = \frac{T_e i_g i_0 \eta}{r} - \frac{C_{Dz} A}{21.12} u_a^2 + m_z g f_z + \delta_z m_z \frac{du_a}{dt} \quad (2)$$

式中: T_e 表示发动机转矩; i_g 表示变速器传动比; i_0 表示变速器主减速比; η 表示传递效率; r 表示车轮半径; C_{Dz} 表示零负载工况下风阻系数^[7]; A 表示车辆迎风面积; u_a 表示车辆速度; m_z 表示零负载工况下的车辆质量; g 表示重力加速度; f_z 表示车辆滚动阻力; δ_z 表示车辆旋转惯量的换算系数; t 表示时间。

车辆动力系统旋转惯量表示为

$$\delta_z = 1 + \frac{\sum I_w + I_e i_g i_0}{m_z r^2} \quad (3)$$

式中: I_w 和 I_e 分别表示车轮惯量和发动机惯量^[8]。

将归一化负载整理为转矩形式,可通过式(2)进行转换得到式(4):

$$L_{Nn} = T_e i_g i_0 \eta - \left(\frac{C_{Dz} A}{21.12} u_a^2 + m_z g f_z + \delta_z m_z \frac{du_a}{dt} \right) r \quad (4)$$

式中: L_{Nn} 表示车辆归一化负载; $T_e i_g i_0 \eta$ 表示发动机输出到车轮端转矩; $\left(\frac{C_{Dz} A}{21.12} u_a^2 + m_z g f_z + \delta_z m_z \frac{du_a}{dt} \right)$ 表示零负载工况下的整车行驶阻力^[9]。

通过式(4)可知,要求出整车在不同工况的归一化负载,只需对发动机转矩和零负载工况下的整车阻力矩进行计算。

2.2 基于动能定理的质量估算方法

1) 整车质量估算

在车辆负载中,整车质量对车辆的负载影响较大,因此需对车辆质量进行评估,从而给出相应的挡位调整策略。目前,常用的质量估算方法为车辆加速度估算方式,此方式的传感器误差较大、信号反应时间过长,造成估算

精度不高。因此,采用基于动能定理的质量估算方法提升整车质量估算精度^[10]。

若在 Δt 时间段内,车辆车速由 v_1 转变至 v_2 ,则可获得式(5):

$$\int_{t_1}^{t_2} F_d dl - \int_{t_1}^{t_2} F_r dl = \frac{1}{2} m (v_2^2 - v_1^2) \quad (5)$$

式中: F_d 表示换算的车辆端牵引力; F_r 表示车轮端驱动阻力; t_1 、 t_2 分别表示车速为 v_1 、 v_2 时刻的时间^[11]。通过式(5)求出 F_d 和 F_r 以及 v_2 、 v_1 可计算出整车质量。

2) 换挡期间负载估算

AMT 换挡主要为动力中断式换挡,换挡期间 t_{shift} (s) 发动机在整车上的牵引力为 0,可表示为

$$F_{fs} + F_{is} + F_{as} + F_{ws} = 0 \quad (6)$$

式中: F_{is} 为车辆在换挡情况下的重力; F_{ws} 、 F_{fs} 、 F_{as} 分别表示换挡期间当前车速和加速度在零负载车况下车辆行驶的空气阻力、滚动阻力和加速阻力。

将式(6)展开可以获得式(7):

$$mg f_r + m g \sin \theta + \delta m a + C_D A \frac{\rho}{2} v^2 = 0 \quad (7)$$

式中: m 表示整车质量; a 表示车辆加速度; g 表示重力加速度; C_D 表示当前工况下的空气阻力系数; A 表示车的迎风面积; θ 表示坡度; f_r 为空气阻力系数。

进一步得到式(8):

$$mg = \frac{-(F_{as} + F_{ws})}{f_r + \sin \theta} \quad (8)$$

3) 换挡后负载估算

当离合器结合完成并进行换挡后,车辆此时为加速度状态,车辆牵引力表示为 $F_e = (T_e \cdot i_g \cdot i_0 \cdot \mu) / r$ 。

$$F_e = F_{f, \text{Asg}} + F_{i, \text{Asg}} + F_{a, \text{Asg}} + F_{w, \text{Asg}} \quad (9)$$

式中: i_g 表示变速器传动比; T_e 表示发动机转矩; i_0 表示变速器主减速比; r 表示车轮旋转半径; μ 表示传递效率; $F_{w, \text{Asg}}$ 、 $F_{f, \text{Asg}}$ 、 $F_{a, \text{Asg}}$ 分别表示换挡后在零负载车况下车辆行驶的空气阻力、滚动阻力和加速阻力。

将式(9)进一步分析可表示为

$$F_e = \left(mg f_r + m g \sin \theta + \delta m a + C_D A \frac{\rho}{2} v^2 \right)_{\text{Asg}} \quad (10)$$

由此获得下式:

$$(mg)_{\text{Asg}} = \frac{F_e - (F_{a, \text{Asg}} + F_{w, \text{Asg}})}{f_r + \sin \theta} \quad (11)$$

2.3 基于 AMT 车辆牵引力与行驶阻力的换挡规律

a) 初始换挡规律

通过以上动能定理完成整车质量估算后,即可获取车辆在坡道工况下的发动机驱动力和道路行驶阻力,并基于车辆牵引力和行驶阻力方案确定相应的换挡规律。

通过发动机的工作特性,得到初始换挡方案如图 2 所示。

从图 2 可以看出,发动机转速在 1 800 r/min 的转速效果较好,油耗更低,稳定性更强,因此将换挡后的发动机目标转速设置为 1 800 r/min^[12];当发动机转速在 2 800 r/min 时,发动机转矩急剧下降,车辆应进行升挡,

因此将升挡工况的发动机转速目标设置为 2 800 r/min;当发动机转速低于 1 050 r/min 时,发动机脱离经济性范围,若不及时换挡,将加大发动机燃油损耗,因此将降挡工况的发动机转速目标设置为 1 200 r/min。

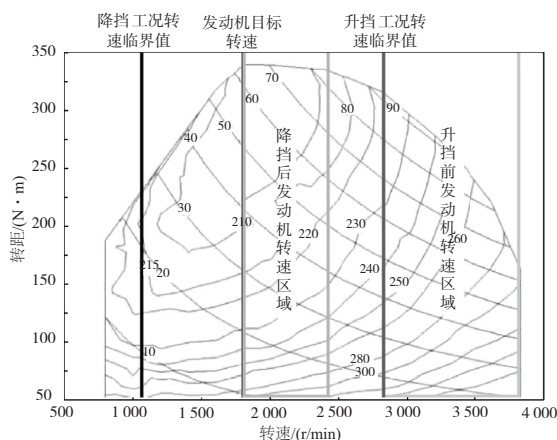


图2 初始换挡方案

b) 车速动态补偿策略

为保证 AMT 车辆的安全行驶,将对车辆在动态环境下进行升挡和降挡状况提出相应的补偿策略。通过求出车辆换挡动作间的整车阻力合力值,由此对换挡前后的车速变化值进行求解并进行转换^[13]。将车速变化值转换为发动机转速值,从而对下降的发动机转速进行补偿,实现车辆换挡。

若车辆在换挡动作前后道路滚动阻力系数不变,通过车辆纵向动力学,获得换挡时的动力学公式:

$$0 - F_e = \delta m a_s \quad (12)$$

式中: F_e 表示车辆牵引力; a_s 表示换挡期间车辆克服阻力的加速度^[14]。

通过式(12)能够求出式(13):

$$a_s = -F_e / (\delta m) \quad (13)$$

由于换挡时车辆行驶阻力不变,则换挡时的车速损失量表示为

$$\Delta V = a_s \Delta t \quad (14)$$

式中: ΔV 表示换挡时的车速损失量; Δt 表示标准换挡时间。

通过补偿换挡点位置车辆速度解决换挡期间动力中断导致车速下降的问题,补偿量为换挡前后车速的实际变化量 ΔV ,可表示为

$$V_{as} = V_s + |\Delta V| \quad (15)$$

式中: V_{as} 表示车速补偿后换挡点的实际车速值; V_s 表示原始换挡点的车速值。

由此得到车辆换挡过程的车速补偿,即升挡过程和降挡过程如图3—图4所示。

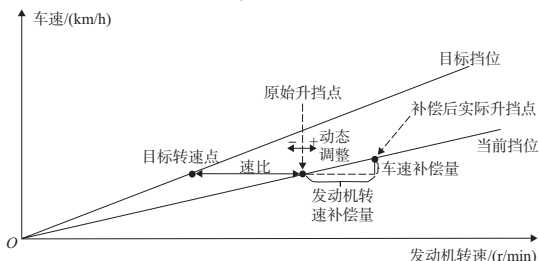


图3 升挡过程车速与发动机转速补偿示意图

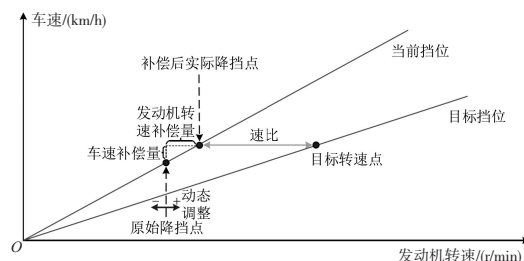


图4 降挡过程车速与发动机转速补偿示意图

c) 基于牵引力与行驶阻力的挡位选择策略

1) 最小牵引力与最大牵引力

根据 AMT 车辆的动力需求,在车辆完成换挡后续获得充足的牵引力。因此,在对挡位进行选择前,需对换挡后的牵引力进行求解,变速器再选取合适的挡位,保证换挡后车辆牵引力充足,确保车辆动力和行驶安全。

按照车辆纵向动力,计算出当前挡位下车辆行驶阻力为

$$F'_f = F_e - \delta m a \quad (16)$$

式中 F'_f 表示当前挡位下除加速阻力外的阻力合力值^[15]。

若换挡期间车辆环境和条件不发生变化,则换挡后的最小和最大牵引力分别表示为:

$$F_{emin} = F'_f + \delta m \cdot a_{min} \quad (17)$$

$$F_{emax} = \frac{T_e \cdot l_{g(n+1)} \cdot l_0 \eta}{r_r} \quad (18)$$

式中: a_{min} 表示车辆行驶的最小加速度阈值; F_{emin} 和 F_{emax} 分别表示最小和最大牵引力。

2) 挡位选择

挡位选择主要受两个条件约束,第一点为 F_{emax} 比 F_{emin} 更大,第二点为两者偏差保持在最小值。当车辆达到以上标准时,车辆行驶至换挡点周围,变速器直接选换合适的挡位如图5—图6所示。

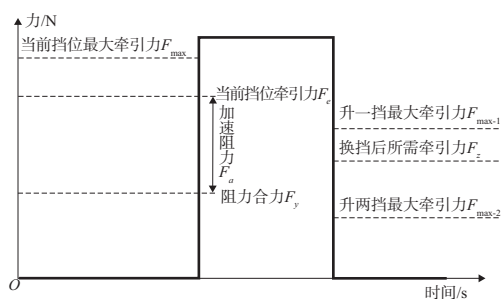


图5 升挡工况挡位的确定

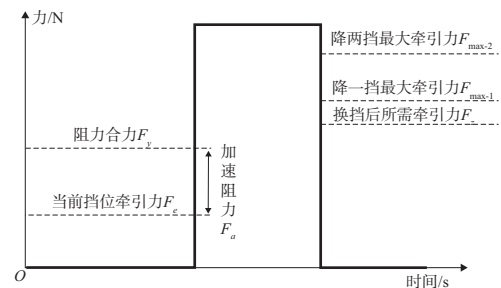


图6 降挡工况挡位的确定

若车辆没有切换到合适的挡位,则变速器将切换至 $F_{\min}$ 和 $F_{\max}$ 偏差最小的挡位,车速下降会再根据以上要求进行挡位切换,从而确保车辆保持安全行驶。

3 实验结果与分析

3.1 实验设备和参数设置

为验证以上提出的挡位控制策略是否有效,本次实验将对真实的商用车AMT进行质量估算、挡位决策实验验证。选用某汽车厂轻型卡车作为实验对象。样车参数和车辆变速器基本参数设置如表 1—表 2 所示。

表 1 试验样车参数

车辆参数名称	数值
外廓尺寸 (长×宽×高)/mm	5 995×2 380×3 250
整备质量/kg	2 550
满载最大总质量/kg	4 500
最高车速/(km/h)	120
驱动形式	4×2
轴距/mm	3 360
(前轮距/后轮距)/mm	1 680/1 570
(前悬/后悬)/mm	1 150/1 485
(接近角/离去角)/(°)	20/17

表 2 车辆变速器参数

变速器参数名称	相关数值及说明
质量/kg	112
输入转矩/(N·m)	360
结构形式	单中间轴
换挡形式	倒车挡无同步器 1、2、3 挡:双锥锁同步器 4、5、6 挡:单锥锁环同步器
挡位数量	6 个前进挡;1 个倒车挡
传动比	1 挡:5.979; 2 挡:3.345; 3 挡:1 862; 4 挡:1 298; 5 挡:1.000; 6 挡:0.780; 倒车挡:5.701

实验中计算机与变速器的连接采用 CAN 通信方式实现,通过 Vector 公司的 CANape 工具进行数据采集。

3.2 质量估算实验

为验证提出的车辆质量估算方法的估算效果,实验将对车辆进行两次估算,得到两次估算实验曲线如图 7—图 8所示。其中,灰色虚线为车辆实际满载总质量,数值为4 500 kg,黑色折线为估算整车总质量。

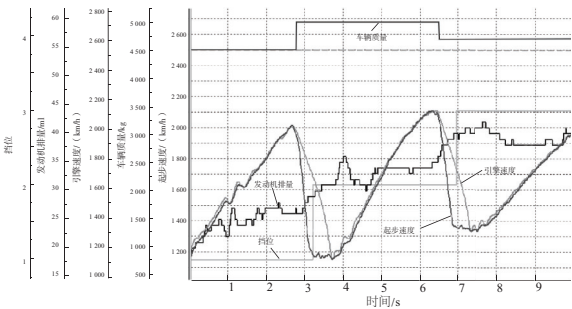


图 7 第一次估算实验结果

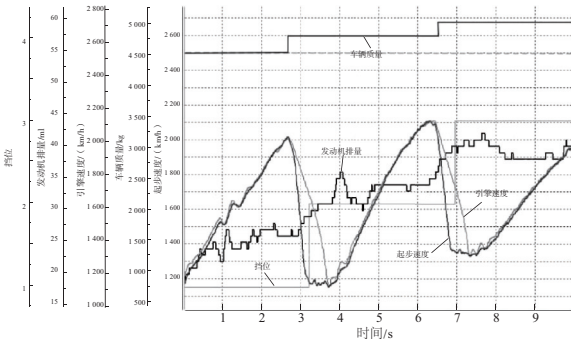


图 8 第二次估算结果

为更直观地看出两次估算的结果,将以上曲线统计为表 3 形式,结果如下。

表 3 两次估算结果

试验次数	第一次换挡		第二次换挡	
	车辆负载 质量/kg	试验 误差/%	车辆负载 质量/kg	试验 误差/%
第一次估算	4 832	5.38	4 610	2.44
第二次估算	4 690	4.22	4 580	1.78

从表 2 可以看出,两次换挡的估算结果均接近与实际车辆负载 4 500 kg,且误差较小,说明采用以上车辆质量估算方法具备有效性,可以取得较好的估算结果。

3.3 挡位决策实验

为测试所提出的车辆换挡策略是否具备可行性和有效性,对真实车辆进行换挡循环和非换挡循环测试,得到两种测试的曲线图如图 9—图 10 所示。

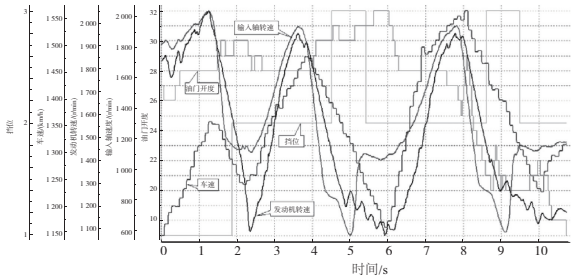


图 9 换挡循环

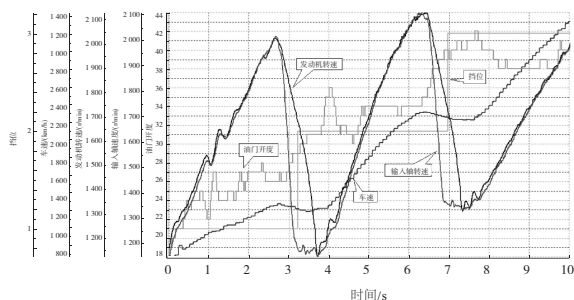


图 10 无换挡循环

由图 9 可知,车辆换挡从一档提升至三挡后,直接下降为二挡,之后再重新升到三挡,从而形成换挡循环。从图 10 中可以发现,车辆从一档升至三挡后车速依旧保持不变进行行驶,挡位没有下降。

综合分析可知,基于车辆质量估算方式,通过以上提出的车辆挡位控制策略可以有效解决车辆频繁换挡问题,说明此策略可行。

4 结语

综上所述,本文提出的基于牵引力与行驶阻力的挡位决策控制策略具备可行性和有效性,可在商用车 AMT 变速器领域进行大力推广和应用。实验结果表明,采用基于动能定理的质量估算方法可以十分准确地对 AMT 车辆质量进行估算,误差控制在 5% 左右,估算结果十分接近真实数据。同时对提出的挡位控制策略进行实验分析后发现,采用此控制策略能够有效避免车辆挡位变换时的循环换挡问题,提升了驾驶员的安全性和舒适性。然而,由于实验条件限制,此次试验只考虑了正常温度和路况,均在正常环境下进行实验,实验结果较为片面,未来将在高温和高原山地等复杂路段进行实验,以提升 AMT 挡位控制策略的稳定性。

(上接第 221 页)

能方面,构架刚柔耦合模型 3 个测点处横向、垂向振动加速度幅值和频率范围大于多刚体模型,并且 3 个测点振动加速度响应从高到低依次是位于钢簧上方构架测点、转臂座上方构架测点、空气弹簧下方构架测点。

2) 在所述 3 个测点振动加速度频域范围内,25 Hz 之前的频率范围内,两种动力学模型的振动响应基本一致;在 25 Hz 之后的振动频率中,不同位置测点处构架的振动响应会随着其结构模态振动频率的不同而发生着变化,所以柔性构架的存在能够更好地反映构架的横向、垂向弯曲振型,使理论研究更加符合实际情况。

3) 在研究多刚体模型与构架刚柔耦合模型运行安全性方面,二者在同一轮对上轮轨力、安全性指标变化的幅值、趋势基本一致,说明柔性构架对车辆运行安全性影响不大。但是由轮轨力差值的时域、频域响应结果对比可知,构架的横向弯曲、扭转等结构模态会导致轮轨垂向力差异更大,所以在进行车辆运行安全性分析时,有必要考虑车体柔性,以保证计算结果更接近实际情况。

参考文献:

- [1] 刘文光,毕善汕,徐畅. 纯电动汽车两挡 AMT 换挡策略研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学),2021,35(1):41-49.
- [2] 高子茵,杜明刚,李慎龙,等. 基于遗传算法优化和模糊控制动态优化的自动变速器换挡规律设计[J]. 兵工学报,2021,42(4):684-696.
- [3] 祁炳楠,杨刘权,郭晓斌,等. 无离合器机械式自动变速器换挡过程的扭矩控制[J]. 动力学与控制学报,2021,19(3):53-59.
- [4] 林洋,龙永红,王建忠. 商用车 AMT 电磁式中间轴制动器的设计[J]. 电子产品世界,2021,28(2):56-60.
- [5] 邓涛,邓彪. 基于正弦曲线的纯电动汽车两挡 AMT 升降扭矩控制[J]. 汽车技术,2021(3):39-44.
- [6] 宋强,孙丹婷,章伟. 纯电动车机械式自动变速器换挡非线性建模及控制[J]. 吉林大学学报(工学版),2021,51(3):810-819.
- [7] 张东东,宗子淳,冯金芝. 基于 NSGA-II 算法的两挡 AMT 换挡规律多目标优化[J]. 重庆交通大学学报(自然科学版),2021,40(7):128-135.
- [8] 范珊珊,马渊,孙文军,等. 商用车 AMT 选换挡执行机构设计[J]. 机械工程与自动化,2021(4):103-105,107.
- [9] 靳光盈,李明清,朱宝全. 基于模型的纯电动客车 AMT 最优换挡规律设计[J]. 机械传动,2021,45(9):105-111.
- [10] 张会群,李涛,刘祥环. 电动乘用车电控两挡 AMT 换挡策略研究[J]. 汽车工艺师,2020(5):58-62.
- [11] 刘成强,徐海港,张建武,等. 基于模糊控制的电驱动 2AMT 换挡控制策略[J]. 山东科学,2020,33(4):101-109.
- [12] 邱煜,韩同群. 基于 Cruise 的装备 AMT 重型商用车经济性联合仿真计算[J]. 湖北汽车工业学院学报,2020,34(3):26-30.
- [13] 杜豫川,都州扬,师钰鹏,等. 路侧感知车辆轨迹数据质量智能评估方法[J]. 中国公路学报,2021,34(7):164-176.
- [14] 周瑜,寇纲,白杨,等. 基于变点-算术失效强度减的设备维修质量评估[J]. 系统工程学报,2021,36(2):247-255,263.
- [15] 汪星华,杨军永,宋海英,等. 基于质量屋的轨道车辆设计流程研究与分析[J]. 计算机仿真,2020,37(4):113-117.

收稿日期:2021-12-20

参考文献:

- [1] 黄彩虹,曾京,邬平波,等. 铁道客车车体弹性振动减振研究[J]. 工程力学,2010,27(12):250-256.
- [2] 梁禹迪,戴焕云. 等效锥度对高速动车组蛇行运动的影响[J]. 机械制造与自动化,2021,50(5):183-186.
- [3] 姜培斌,凌亮,丁鑫,等. 考虑车体刚柔耦合振动的高速铁路轨道不平顺敏感波长研究[J]. 振动与冲击,2021,40(15):79-89.
- [4] 张波,罗光兵,蒋忠城,等. 柔性结构对车辆运动稳定性的影响[J]. 技术与市场,2019,26(6):5-8.
- [5] 汪群生. 高速列车车下悬吊系统振动行为研究[D]. 成都:西南交通大学,2018.
- [6] TB 10621—2014 高速铁路设计规范[S].
- [7] 时瑾,孙征南,孙宪夫,等. 现行 350 km/h 高铁线路技术条件运营 400 km/h 高速列车适应性研究[J]. 铁道科学与工程学报,2020,17(9):2171-2180.
- [8] 岳鹏,马森,李国芳,等. 考虑不同轮轨耦合作用的高速列车动力学响应分析[J]. 兰州交通大学学报,2020,39(4):97-105.
- [9] 安琪. 高速动车组转向架柔性构架动态特性研究[D]. 成都:西南交通大学,2013.

收稿日期:2021-12-10