

基于六自由度传动系模型的自动变速器起步仿真*

栾文博¹ 吴光强^{1,2}

(1. 同济大学汽车学院, 上海 201804; 2. 东京大学生产技术研究所, 东京 153-8505)

摘要: 研究了装备电控机械式自动变速器车辆的起步过程。基于实车传动系各主要部件的惯量、刚度、阻尼等扭振参数,建立了六自由度车辆传动系动力学模型,在考虑变摩擦因数和干式离合器从动盘波形弹簧非线性压缩特性的条件下,根据加速踏板开度分别控制节气门开度变化率和离合器压盘接合行程量及接合速度,维持发动机恒转速起步。通过仿真,验证了该起步控制方法的可行性,得到了考虑传动系扭振因素的起步过程离合器传递转矩与冲击度,仿真结果更加接近于实际情况。

关键词: 车辆 电控机械式自动变速器 干式离合器 发动机恒转速起步 传动系模型

中图分类号: U463.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)04-0001-07

Launch Simulation for AMT Based on 6-DOF Model of Vehicle Powertrain

Luan Wenbo¹ Wu Guangqiang^{1,2}

(1. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China
2. Institute of Industrial Science, University of Tokyo, Tokyo 153-8505, Japan)

Abstract: The launch for vehicle equipped automated mechanical transmission was studied. Based on the torsional vibration parameters of vehicle powertrain, such as inertia, stiffness and damp, 6-DOF model of vehicle powertrain was established. Considering the variable friction coefficient and cushion spring nonlinear compression characteristic of clutch driven plate, it controlled the changing rate of throttle opening, engaging displacement and speed according to the opening of acceleration pedal to keep the constant speed of engine while launching. Through the method of simulation, the launching control method with constant engine speed was proved to be feasible. The clutch output torque and jerk value while launching considering torsional vibration factor of powertrain was obtained. The results of simulation were closer to the reality.

Key words: Vehicle Automated mechanical transmission Dry clutch Launch with constant engine speed Powertrain model

引言

离合器起步控制是电控机械式自动变速器(Automated mechanical transmission, AMT)控制系统的难点与核心,发动机恒转速起步控制能够很好地反映和反馈驾驶员的起步意图,在一定程度下减小起步时的滑摩功,稳定起步时发动机工作状态^[1~12]。车辆传动系的扭振特性作为自身系统的

固有特性,对离合器接合动态过程有很大的影响^[5]。

文献[1]通过控制离合器接合行程及接合速度来实现发动机恒转速起步,研究了接合速度与节气门开度变化率之间的关系,但是模型中把离合器波形弹簧的刚度认为是固定值。文献[2]提出了根据节气门开度和变化率来控制离合器接合速度,但所用的传动系动力学简化模型并未考虑对起步冲击有

收稿日期: 2012-05-29 修回日期: 2012-06-12

* 国家自然科学基金资助项目(51175379)

作者简介: 栾文博, 博士生, 主要从事车辆动力传动研究, E-mail: flashlwb_168@163.com

通讯作者: 吴光强, 教授, 博士生导师, 主要从事汽车先进设计与仿真理论及方法研究, E-mail: wuguangqiang@tongji.edu.cn

较大影响的传动系扭振因素且将滑动摩擦因数设为固定值。文献[3]基于四自由度传动系扭振模型,研究了换挡过程中发动机与离合器从动盘转速的控制方法,但模型中并未考虑离合器从动盘扭转减振器的多级扭转刚度影响。

本文考虑对起步冲击有较大影响的传动系扭振因素,在变摩擦因数和干式离合器从动盘波形弹簧非线性压缩特性条件下,根据加速踏板开度分别控制节气门和离合器压盘接合,维持发动机恒转速起步,并基于考虑扭振因素的六自由度车辆传动系动力学模型进行仿真分析。

1 维持发动机恒转速起步控制方法

传统发动机恒转速及局部恒转速起步控制,是以制定各节气门开度下发动机最大转矩对应的发动机转速为目标值,推导离合器接合速度与节气门开度变化率之间的关系,通过控制离合器的接合行程、接合速度来保证起步过程发动机转速维持恒定^[1-2]。这些控制方法选取的恒转速目标值往往过高,而且忽略了车辆传动系的扭振因素、从动盘波形弹簧的非线性压缩特性、起步过程滑动摩擦因数不断变化等情况。

本文采用的维持发动机恒转速起步方法考虑到起步过程中从动盘波形弹簧的非线性压缩特性和摩擦因数不断变化等情况,制定驾驶员加速踏板开度对应的发动机目标转速为恒转速目标,根据发动机转速与目标转速的偏差控制节气门开度变化率,并对当前加速踏板开度下的最大节气门开度进行限制;考虑到起步过程中摩擦因数的不断变化,根据离合器动力学关系对摩擦因数进行实时估计,并根据当前加速踏板对应的目标发动机转矩和估计的滑动摩擦因数,计算当前需求的离合器压盘目标行程量,通过实际行程量与目标行程量的偏差控制压盘接合速度,完成对离合器压盘的接合控制;当发动机飞轮与离合器从动盘转速差低于某一阈值时,加速离合器接合,完成起步。

1.1 节气门开度控制

目前,汽车几乎都配备了电子节气门装置,因此发动机的节气门开度受到发动机管理系统(Engine management system, EMS)、变速器控制单元(Transmission control unit, TCU)等的综合调控,它与加速踏板开度之间并非是简单的线性关系。在起步过程中,可以简化认为实际节气门开度为由加速踏板开度决定的初始节气门开度与调控节气门开度的叠加,即

$$\alpha = f(\beta) + \Delta\alpha \quad (1)$$

式中 α ——节气门开度 β ——加速踏板开度
 $f(\beta)$ ——加速踏板与节气门开度的初始函数
 $\Delta\alpha$ ——节气门开度调控量

起步控制中,节气门开度既反映了驾驶员意图,又要根据维持发动机恒转速的要求,对节气门开度进行调控。当发动机转速与目标转速的偏差较大时,相应增大调控的节气门开度变化率;当偏差逐渐减小时,调控的节气门开度变化率也相应减小,这里采用PID控制器对调控节气门开度变化率加以控制,即

$$\Delta\dot{\alpha} = k_p(n_{et} - n_e) + k_i \int_0^t (n_{et} - n_e) dt + k_d \frac{d(n_{et} - n_e)}{dt} \quad (2)$$

式中 $\Delta\dot{\alpha}$ ——调控节气门开度变化率
 n_{et}, n_e ——发动机目标转速、实际转速
 k_p, k_i, k_d ——比例、积分、微分系数
 t ——发动机转速到达目标转速的时间

此外,为了防止离合器接合时转矩过大导致的过大滑摩功,还要对节气门开度进行限制,这里分为2个阶段进行限制。当发动机转速还未达到目标转速时,对节气门限制程度较低(文中以不超过60%进行限制),目的是快速使发动机转速达到目标值;当发动机转速达到并维持目标转速时,根据驾驶意图,对节气门开度最大值分段进行线性限制,使加速踏板小开度下节气门开度不至于过低,加速踏板大开度下节气门开度不至于过高。根据加速踏板开度分成3段,分别对应爬行起步、正常起步和急加速起步工况,即

$$\alpha'_{\max} = \begin{cases} 0.2\beta + 15 & (0 \leq \beta < 15\%) \\ 0.4\beta + 20 & (15\% \leq \beta < 65\%) \\ 0.15\beta + 45 & (65\% \leq \beta \leq 100\%) \end{cases} \quad (3)$$

式中 $\alpha'_{\max}$ ——当发动机转速达到并维持目标转速时,当前加速踏板开度下的最大节气门开度

1.2 滑动摩擦因数的估计

在起步过程中,离合器摩擦片的摩擦因数与接触面角速度差和温度等因素密切相关且不断变化^[4],因此对滑动摩擦因数的实时估计对控制效果至关重要。

$$\mu(\Delta\omega, T) = [(a + b\Delta\omega)e^{c\Delta\omega} + d]g(T) \quad (4)$$

式中 a, b, c, d ——经验系数
 $\Delta\omega$ ——摩擦面间的角速度差
 T ——摩擦表面温度
 $g(T)$ ——摩擦表面温度影响函数

根据离合器动力学分析(忽略发动机摩擦阻力),得到滑动摩擦因数估计值

$$\mu_{es} = \frac{3(R_2^2 - R_1^2)(T_e - J_0 \ddot{\theta}_0)}{4(R_2^3 - R_1^3)F(x)} \tag{5}$$

式中 T_e ——当前发动机输出转矩
 J_0 ——发动机曲轴、飞轮和离合器壳、压盘等的转动惯量
 $\ddot{\theta}_0$ ——发动机当前角加速度
 $R_1、R_2$ ——从动盘的摩擦片内、外径
 $F(x)$ ——以离合器压盘接合行程(忽略空行程)为变量的压盘正压力函数

发动机转动惯量和离合器等效摩擦半径可以认为是固定值,因此在实际中,只要实时得到当前发动机转矩值、当前离合器压盘接合行程量、当前采样时刻的发动机转速和前一采样时刻的发动机转速,即可对摩擦因数进行实时估计。

1.3 离合器压盘接合控制

离合器压盘接合控制需要确定离合器压盘目标接合行程量,并根据冲击度和起步意图限制接合速度,不断缩小离合器压盘实际接合行程量与目标量之间的差值。

为了维持发动机转速的恒定和快速完成起步,这里采用发动机转速处于目标转速时,当前加速踏板开度限制的最大节气门开度下的发动机转矩作为目标转矩,从而控制离合器的摩擦转矩达到并维持目标转矩,因此得到了离合器压盘的目标正压力为

$$F_t = \frac{3(R_2^2 - R_1^2)T_{et}}{4\mu_{es}(R_2^3 - R_1^3)} \tag{6}$$

式中 T_{et} ——当前加速踏板开度下的发动机目标转矩

考虑到从动盘波形弹簧的非线性压缩特性,对从动盘波形弹簧的压缩特性实验数据进行插值和拟合,得到压盘正压力与目标接合行程的关系,如图1所示。通过查表,就可以得到目标正压力对应的目标接合行程量(忽略空行程)。并根据拟合数据,得到了波形弹簧面正压力关于接合压缩量的一阶导数曲线,如图2所示。

由于离合器压盘接合速度对起步冲击度影响很大,需要对其进行限制,欧洲标准规定汽车起步时冲

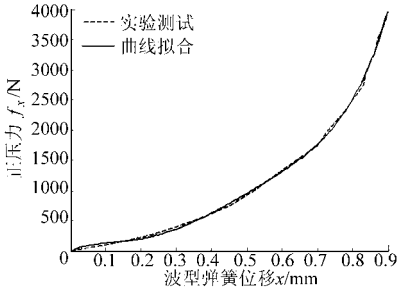


图1 波形弹簧面压缩特性曲线

Fig. 1 Compression characteristic curve of cushion spring

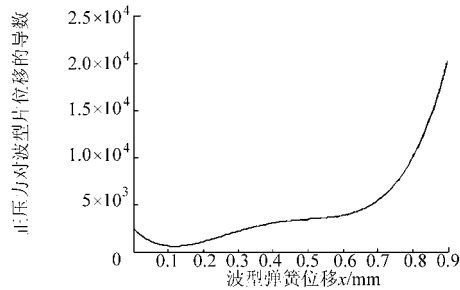


图2 波形弹簧面正压力关于压缩量的一阶导数曲线

Fig. 2 Curve of cushion spring normal force first-order derivative about compression displacement

击度在 10 m/s^3 以下。

$$\frac{dx}{dt} \leq \frac{3j\delta m(R_2^2 - R_1^2)r}{4\eta_i i_g i_0 \mu_{es}(R_2^3 - R_1^3)} \frac{dF}{dx} \tag{7}$$

式中 j ——允许的冲击度
 δ ——某一挡位下旋转质量转换系数
 m ——车辆整备质量
 r ——车轮滚动半径 η_i ——传动效率
 $i_g、i_0$ ——变速器当前传动比、主减速比
 $\frac{dF}{dx}$ ——波形弹簧面正压力关于压缩量的一阶导数

根据起步意图,采用线性插值对各加速踏板开度下允许的离合器最大接合速度进行限制,并以限制冲击度为 10 m/s^3 的压盘接合速度为加速踏板全开下允许的最大接合速度,即

$$\left(\frac{dx}{dt}\right)_{\max}^{\beta} = \left(\frac{dx}{dt}\right)_{\max}^0 + \frac{\left(\frac{dx}{dt}\right)_{\max}^{100} - \left(\frac{dx}{dt}\right)_{\max}^0}{100} \beta \tag{8}$$

式中 $\left(\frac{dx}{dt}\right)_{\max}^0$ ——加速踏板开度为零时允许的最大接合速度
 $\left(\frac{dx}{dt}\right)_{\max}^{100}$ ——加速踏板全开度下允许的最大接合速度

通过压盘当前接合行程量与目标值之间的偏差,控制压盘接合速度,但接合速度不能超过当前加速踏板开度下的最大接合速度,不断地使当前接合行程达到并维持目标值。

2 六自由度车辆传动系动力学模型

为了验证文中维持发动机恒转速的起步控制方法,考虑了传动系的扭振因素对车辆起步的影响,以装备AMT,排量为1.2 L的某经济型轿车为研究对象,建立了包括发动机飞轮,离合器摩擦盘,离合器从动盘毂,变速器,半轴、轮毂轮辋,轮胎和整车的六自由度车辆传动系动力学模型,如图3所示。

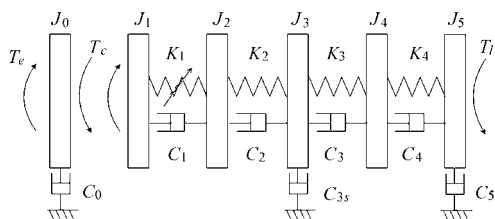


图3 六自由度车辆传动系模型

Fig. 3 6-DOF model of vehicle powertrain

建立六自由度车辆传动系的数学模型,即

$$\mathbf{J}\ddot{\boldsymbol{\theta}} + \mathbf{K}\dot{\boldsymbol{\theta}} + \mathbf{C}\boldsymbol{\theta} = \mathbf{T} \quad (9)$$

其中

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} J_0 & & & & & \\ & J_1 & & & & \\ & & J_2 & & & \\ & & & J_3 & & \\ & & & & J_4 & \\ & & & & & J_5 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} 0 & & & & & \\ & K_1 & -K_1 & & & \\ & -K_1 & K_1 + K_2 & -K_2 & & \\ & & -K_2 & K_2 + K_3 & -K_3 & \\ & & & -K_3 & K_3 + K_4 & -K_4 \\ & & & & -K_4 & K_4 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} C_0 & & & & & \\ & C_1 & -C_1 & & & \\ & -C_1 & C_1 + C_2 & -C_2 & & \\ & & -C_2 & C_2 + C_3 + C_{3s} & -C_3 & \\ & & & -C_3 & C_3 + C_4 & -C_4 \\ & & & & -C_4 & C_4 + C_5 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} T_e - T_c \\ T_c \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -T_l \end{bmatrix} \quad \boldsymbol{\theta} = \begin{bmatrix} \theta_0 \\ \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \\ \theta_4 \\ \theta_5 \end{bmatrix}$$

$$T_l = \frac{G(f \cos \gamma + \sin \gamma) r}{i_g i_0} \quad (10)$$

式中 T_c ——离合器传递的摩擦力矩

T_l ——道路阻力矩当量到变速器输入轴上的转矩

J_1 ——离合器摩擦片、波形弹簧片和减振盘的转动惯量

J_2 ——离合器从动盘毂转动惯量

J_3 ——变速器(包括了主减速器及差速器)当量到变速器输入的转动惯量

J_4 ——半轴、轮毂、轮辋等部件当量到变速器输入轴的转动惯量

J_5 ——轮胎及整车平移质量当量到变速器输入轴的转动惯量

K_1 ——两级扭转减振器的扭转刚度

K_2 ——变速器(包括了主减速器及差速器)当量到变速器输入轴的扭转刚度

K_3 ——当量到变速器输入轴的半轴扭转刚度

K_4 ——当量到变速器输入轴的轮胎切向扭转刚度

C_0 ——发动机阻尼 C_3 ——半轴阻尼

C_1 ——扭转减振器阻尼

C_2 ——变速器轴系阻尼

C_{3s} ——变速器轴承摩擦阻尼

C_4 ——轮胎切向阻尼

C_5 ——轮胎与地面的摩擦阻尼

$\theta_i, \dot{\theta}_i, \ddot{\theta}_i$ ——某一集中质量的转角、角速度和角加速度

f ——滚阻系数 γ ——路面坡度角

对与离合器传递的转矩在滑摩与完成接合的不同阶段加以描述,即

$$T_c = \begin{cases} \frac{4}{3} \text{sign}(\dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_1) \mu F \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} & (\dot{\theta}_0 \neq \dot{\theta}_1) \\ \frac{1}{J_0 + J_1} [J_1 T_e - J_1 C_0 \dot{\theta}_0 + J_0 K_1 (\theta_1 - \theta_2) + J_0 C_1 (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2)] & (\dot{\theta}_0 = \dot{\theta}_1 \text{ 且 } |T_c| < |T_{c\max}|) \end{cases} \quad (11)$$

式中 $T_{c\max}$ ——离合器最大静摩擦力矩

由于不是模拟离合器频繁起步,滑摩功产生的温升不足以对摩擦因数产生较大影响,因此在仿真模型中只考虑摩擦面间角速度差对摩擦因数的影响,即

$$\mu = \mu_d + (\mu_s - \mu_d) e^{-\frac{1}{30} \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} |\dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_1|} \quad (12)$$

式中 μ_d ——滑动摩擦因数

μ_s ——最大静摩擦因数

在 Matlab/Simulink 平台建立了包含发动机恒转速起步控制模块的六自由度车辆传动系起步动力学仿真模型,如图4所示。

分别给出仿真模型中发动机的稳态负荷特性,加速踏板开度对应的目标发动机转速,离合器从动盘分总成,两级扭转减振器的扭转刚度特性和摩擦因数随角速度差变化关系,分别如图5~9所示。并给出相关仿真参数,如表1所示。

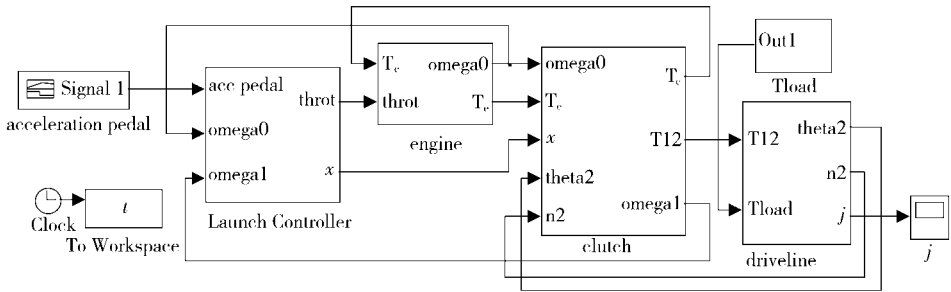


图 4 六自由度车辆传动系起步动力学仿真模型

Fig. 4 6-DOF simulation model of vehicle powertrain for launch

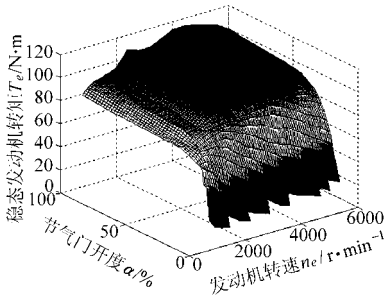


图 5 发动机稳态负荷特性

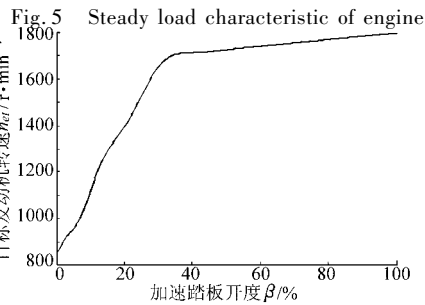


图 6 各加速踏板开度下的目标发动机转速

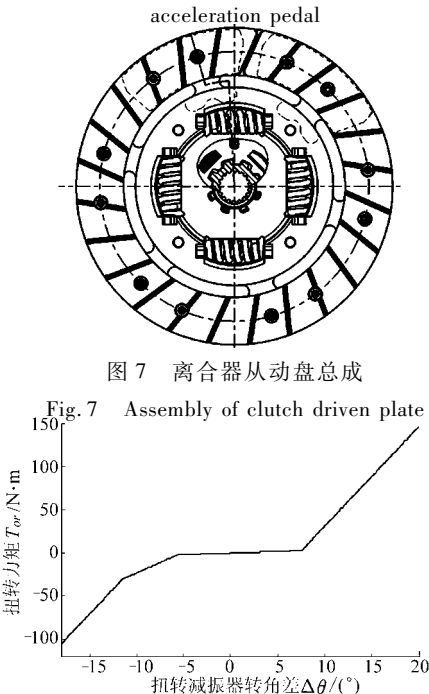


图 7 离合器从动盘总成

Fig. 7 Assembly of clutch driven plate

图 8 两级扭转减振器的扭转刚度特性

Fig. 8 Torsional stiffness characteristic of two-level torsional vibration damper

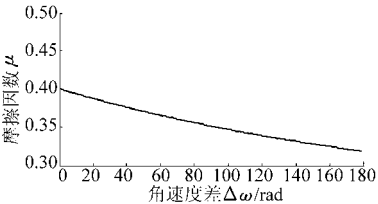


图 9 摩擦因数随角速度差变化关系

Fig. 9 Curves of friction coefficient variation with differential angular speeds

表 1 相关仿真参数

Tab. 1 Relevant simulation parameters

参数	数值	参数	数值
$J_0 / \text{kg} \cdot \text{m}^2$	0.3	$K_4 / \text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$	245
$J_1 / \text{kg} \cdot \text{m}^2$	0.002	$C_0 / \text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$	0.01
$J_2 / \text{kg} \cdot \text{m}^2$	0.005	$C_1 / \text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$	0.15
$J_3 / \text{kg} \cdot \text{m}^2$	0.003	$C_2 / \text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$	0.10
$J_4 / \text{kg} \cdot \text{m}^2$	0.02	$C_3 / \text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$	0.55
$J_5 / \text{kg} \cdot \text{m}^2$	0.65	$C_{3s} / \text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$	0.03
$K_2 / \text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$	850	$C_4 / \text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$	0.25
$K_3 / \text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$	85	$C_5 / \text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$	0.08

3 基于六自由度车辆传动系动力学模型的仿真分析

分别用 0.5 s 将加速踏板开度从零线性增至 10% 和 35% ,并维持这一开度,路面坡度为零,仿真一档满载爬行起步和正常起步意图下的平路起步工况,仿真时间为 4 s,仿真结果如图 10 ~ 14 所示。

从图 10 可以看出,维持发动机恒转速起步控制方法在考虑扭振因素的六自由度传动系动力学模型上得到了验证,10% 和 35% 加速踏板开度下发动机转速维持恒定,分别为 1 115 r/min 和 1 700 r/min。当离合器主、从部分转速差低于 150 r/min 时,由于加速离合器接合,发动机转速出现轻微下滑。离合器接合完成的时间分别为 1.86 s 和 2.38 s,10% 开度的起步时间稍短于 35% 开度,这是由于 35% 加速踏板开度需要达到更高的目标转速,且 35% 加速踏板开度下摩擦面角速度差更大而导致接合中间过程滑动摩擦因数较小所致。

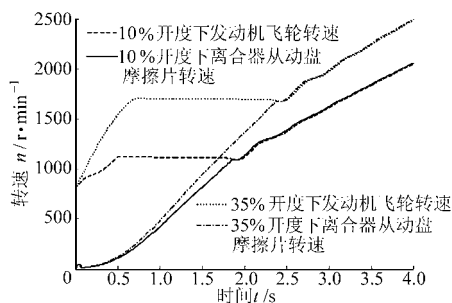


图10 加速踏板10%和35%开度下发动机飞轮与离合器从动盘接合曲线

Fig.10 Engagement curves between engine flywheel and clutch driven plate on 10% and 35% opening of acceleration pedal

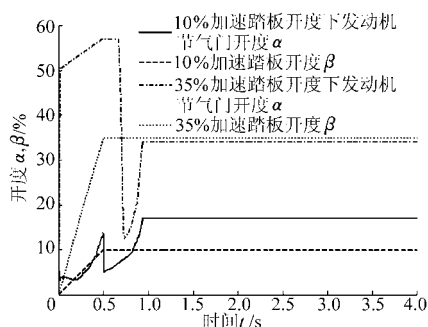


图11 加速踏板10%和35%开度下节气门开度调控曲线

Fig.11 Curves of throttle opening control on 10% and 35% opening of acceleration pedal

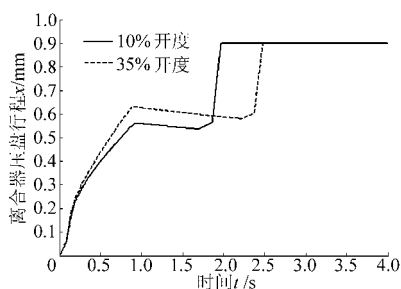


图12 加速踏板10%和35%开度下离合器压盘接合行程(忽略空行程)

Fig.12 Curves of clutch pressure plate engagement travel on 10% and 35% opening of acceleration pedal

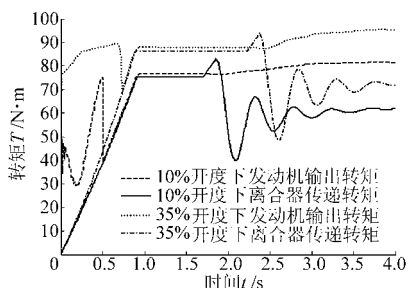


图13 加速踏板10%和35%开度下发动机输出转矩和离合器传递摩擦转矩曲线

Fig.13 Curves of engine torque and clutch friction torque on 10% and 35% opening of acceleration pedal

节气门开度调控结果可以从图11中得出,节气

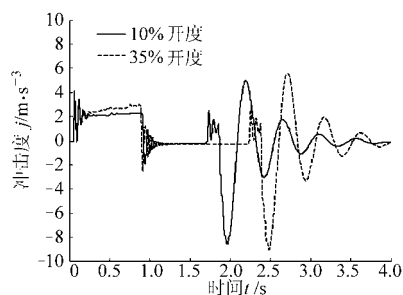


图14 加速踏板10%和35%开度下起步冲击度

Fig.14 Curves of launch jerk on 10% and 35% opening of acceleration pedal

门开度均在起步开始阶段不同程度突升,以迅速使发动机转速到达目标值,之后配合离合器压盘接合行程进行动态调控并达到当前加速踏板下的最大节气门开度,以最大扭矩输出,并维持发动机恒转速运行。

10%和35%加速踏板开度下离合器压盘的接合行程在图12中作了对比,这里忽略了离合器压盘的空行程。两者在起步初期接合速度较快,当发动机达到目标转速时,逐渐减慢接合速度,在维持恒转速的同时降低起步冲击度,当离合器完成接合,快速压紧压盘。在图12中压盘会出现先压紧然后稍微释放的情况,是由于摩擦因数随摩擦面角速度差变化的斜率是负数,随着离合器主、从动部分转速差的不断减小,摩擦因数有所增加,为了维持恒转速,采用了稍微降低压盘正压力的方法。

根据节气门开度的调控作用,快速使发动机达到目标转速,图13中10%和35%加速踏板开度下均存在一段时间内离合器传递的摩擦力矩与发动机转矩近似相等(由于考虑了发动机阻尼影响),因此维持了发动机恒转速的工作区;当离合器主、从部分转速差低于150 r/min时,由于加速离合器接合,离合器传递转矩突然增大;接合完成后离合器传递的力矩出现了持续衰减的类似正弦波动,是由于模型考虑了传动系的扭振特性,离合器传递转矩在传动系阻尼的作用下,由接合前的滑摩力矩不断衰减到接合完成的稳态静摩擦力矩。

图14从起步冲击度的对比可以看出,10%和35%加速踏板开度下起步都维持了较低的冲击度,均在10 m/s³以下。两者在起步开始瞬间均有较大突升,是由于此时扭转减振器瞬间由怠速段进入了驱动段,扭转刚度发生了突变;此后压盘快速压紧,冲击度维持较高值;中间部分冲击度维持了恒定低值,由于此时离合器传递转矩达到了目标转矩并保持不变;离合器主、从动部分转速差低于150 r/min时,压盘加速接合,在冲击度上有明显体现;在完成接合的瞬间冲击度出现峰值并不断衰减,是离合器

传递转矩逐渐由滑动摩擦转矩向稳态静摩擦转矩过渡的过程。

4 结论

(1)考虑到起步过程中从动盘波形弹簧的非线性压缩特性和滑动摩擦因数不断变化等情况,实时对滑动摩擦因数进行估计,分别控制节气门开度和离合器压盘接合,维持发动机恒转速起步。根据发动机转速与目标转速的偏差控制节气门开度变化率,并对当前加速踏板开度下的最大节气门开度进

行限制;根据当前加速踏板对应的目标发动机转矩和估计的滑动摩擦因数,计算当前需求的离合器压盘目标行程量,通过实际行程量与目标行程量的偏差控制压盘接合速度,完成对离合器压盘的接合控制。

(2)基于实车传动系各主要部件的惯量、刚度、阻尼等扭振参数,建立了六自由度车辆传动系动力学模型,通过仿真,验证了维持发动机恒转速起步控制方法,得到了考虑传动系扭振因素的起步过程离合器传递转矩与冲击度,仿真结果更加接近于实车情况,对起步控制的研究具有一定的指导意义。

参 考 文 献

1 雷雨龙,葛安林,李永军. 离合器起步过程的控制策略[J]. 汽车工程,2000,22(4):266 ~ 269.
Lei Yulong, Ge Anlin, Li Yongjun. Clutch control strategy in starting process[J]. Automotive Engineering,2000,22(4):266 ~ 269. (in Chinese)

2 孙冬野,秦大同. 汽车离合器局部恒转速起步自动控制研究[J]. 机械工程学报,2003,39(11):108 ~ 111.
Sun Dongye, Qin Datong. Clutch starting control with a constant engine speed in part process for a car[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003,39(11):108 ~ 111. (in Chinese)

3 Glielmo L, Iannelli L, Vacca V, et al. Speed control for automated manual transmission with dry clutch[C] //43rd IEEE Conference on Decision and Control,2004,2: 1 709 ~ 1 714.

4 胡建军,李光辉,伍国强,等. 汽车起步过程离合器传递转矩精确计算分析[J]. 汽车工程,2008,30(12):1 083 ~ 1 086.
Hu Jianjun, Li Guanghui, Wu Guoqiang, et al. Accurate calculation of clutch torque transmission during vehicle starting[J]. Automotive Engineering, 2008,30(12):1 083 ~ 1 086. (in Chinese)

5 Crowther A R, Zhang N. Torsional finite elements and nonlinear numerical modeling in vehicle powertrain dynamics[J]. Journal of Sound and Vibration,2005,284:825 ~ 849.

6 刘振军,秦大同,胡建军. 重型车辆电控机械式自动变速系统设计与应用[J]. 农业机械学报, 2011,42(8):7 ~ 14.
Liu Zhenjun, Qin Datong, Hu Jianjun. Design and application of heavy truck AMT system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(8):7 ~ 14. (in Chinese)

7 Zhao Yongsheng, Chen Liping, Zhang Yunqing. Enhanced fuzzy sliding mode controller for automated clutch of AMT vehicle[C]. SAE Paper 2006-01-1488,2006.

8 谢先平,王旭东,吴晓刚,等. 车辆起步过程发动机恒转速自适应模糊控制研究[J]. 系统仿真学报,2008,20(16):4 382 ~ 4 386.
Xie Xianping, Wang Xudong, Wu Xiaogang, et al. Research on self-adaptive fuzzy control for keeping engine speed constant during vehicle starting[J]. Journal of System Simulation, 2008,20(16):4 382 ~ 4 386. (in Chinese)

9 何忠波,陈慧岩,席军强,等. AMT 车辆爬行工况离合器控制策略与试验[J]. 汽车工程,2003,25(6):574 ~ 577.
He Zhongbo, Chen Huiyan, Xi Junqiang, et al. The control strategy and experimental research of an AMT vehicle's clutch in crawl driving condition[J]. Automotive Engineering, 2003,25(6):574 ~ 577. (in Chinese)

10 孔慧芳,罗文俊,鲍伟. 发动机恒速运转下离合器接合过程的多模态控制[J]. 汽车工程,2010,32(10):888 ~ 891.
Kong Huifang, Luo Wenjun, Bao Wei. Multi-mode control of clutch engagement with engine running at constant speed[J]. Automotive Engineering,2010,32(10):888 ~ 891. (in Chinese)

11 王玉海,宋健,李兴坤. 离合器动态过程建模与仿真[J]. 公路交通科技,2004,21(10):121 ~ 125.
Wang Yuhai, Song Jian, Li Xingkun. Modeling and simulation of clutch dynamic process[J]. Journal of Highway and Transportation Research and Development, 2004,21(10):121 ~ 125. (in Chinese)

12 汤霞清,侯朝桢. 基于定量反馈理论的 AMT 离合器接合控制研究[J]. 北京理工大学学报,2002,22(1):94 ~ 97.
Tang Xiaqing, Hou Chaozhen. A study of engagement control for AMT clutch using quantitative feedback theory[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2002,22(1):94 ~ 97. (in Chinese)