DOI: 10.3901/JME.2019.10.158

基于 MPC 的无级变速器控制优化策略研究*

韩玲^{1,2} 刘鸿祥¹ 王金武¹ 刘畅¹

(1. 长春工业大学机电工程学院 长春 130012;

2. 吉林大学机械科学与工程学院 长春 130025)

摘要: 金属带式无级变速器(Continuously variable transmission, CVT)夹紧力是影响 CVT 系统传动效率及整车燃油经济性的重要因素, 针对传统控制策略难以准确、合理地获得最优夹紧力控制范围的问题, 提出了基于模型预测控制(Model predictive control, MPC)的控制策略。根据传动系统运动学原理, 建立 CVT 动态方程及状态空间表达式, 设计 CVT 模型预测控制器。考虑夹紧力具体约束限制, 将无约束优化问题转化为二次规划问题, 利用预测控制器求解每一时刻的夹紧力最优控制序列, 构造最优夹紧力输入。在 CVT 系统输出侧施加干扰转矩, 结果显示系统鲁棒性良好。同时, 为验证 MPC 控制策略的可行性, 利用 Simulink 和 AMESim 进行联合仿真, 并在紧急加速、紧急制动及综合工况下进行实车验证。结果表明: 相较于传统控制, 基于 MPC 的控制系统能够将传动效率提高 8.72%~9.23%、油耗降低 5.61%, 为进一步解决 CVT 控制问题提出新思路。

关键词: 汽车工程; 模型预测控制; 无级变速器; 夹紧力

中图分类号: U463

Study on Control Optimization Strategy of Continuously Variable Transmission Based on Model Predictive Control

HAN Ling^{1,2} LIU Hongxiang¹ WANG Jinwu¹ LIU Chang¹

(1. School of Mechatronic Engineering, Changchun University of Technology, Changchun 130012;

2. College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130025)

Abstract: The clamping force of continuously variable transmission is an important factor affecting the transmission efficiency of Continuously variable transmission(CVT) system and fuel economy, the optimal clamping force control range is difficult to be obtained accurately and reasonably by the traditional control strategy, a control strategy based on model predictive control is presented. According to the kinematics principle of transmission system, the CVT dynamic equation and state space expression are built, and the MPC controller of CVT is designed. The specific constraint of clamping force is considered, and the problem of unconstrained optimization is transformed into a quadratic programming problem, the optimal clamping force input is got through the use of predictive controller to solve optimal control sequence of clamping force at each moment. The disturb torque is applied to output side of CVT system, test results show that system has good robustness. Moreover, in order to verify the feasibility of clamping force control strategy, co-simulation with Simulink and AMESim, real vehicle is tested in emergency acceleration, emergency braking and integrated conditions. Results show that compared with the traditional clamping force control strategy, the transmission efficiency of the control system based on MPC is improved by 8.72%-9.23%, the fuel consumption is reduced by 5.61%, and a new method is proposed to solve the problem of the control of clamping force of CVT.

Key words: automotive engineering; model predictive control; continuously variable transmission; clamping force

0 前言

金属带式无级变速器(Continuously variable

transmission, CVT)具有突出的平顺性和较好的燃油经济性, 作为一种理想的传动装置被广泛的应用于众多车型上^[1]。根据研究表明: 同等条件下, 装配 CVT 的车型燃油效率可提高 10%~15%, 有害物质排放降低 10%以上^[2]。与此同时, 金属带式结构能够使 CVT 实现速比的连续变化, 相比于其他类型的变速器能更好地实现与发动机的匹配, 降低传动损

* 吉林省优秀青年人才基金(20180520070JH)、吉林省发改委(2019C054-9)、吉林省教育厅“十三五”科学技术(JJKH20181033KJ)和国家自然科学基金(51605043)资助项目。20180625 收到初稿, 20190225 收到修改稿

失和污染排放。夹紧力是加载在金属带轮上的轴向推力,其变化是否准确、合理将直接影响 CVT 的传动效率。夹紧力过大会导致额外的传动损失,降低 CVT 的传动效率,加剧金属带与带轮之间的磨损消耗,夹紧力过小会造成金属带与带轮之间发生宏观滑移,导致金属带传动失效,对传动系统造成不可逆的损伤,严重降低其实际使用寿命^[3-4]。因此,如何合理、准确地控制夹紧力,进一步提高其传动效率,一直是研究的重点与热点^[5-6]。

针对上述问题,国内外众多学者进行了大量深入研究。张伯俊等^[7]通过分析夹紧力因素和扭矩波动特性提出动态安全系数法,有效降低夹紧力约 20%,实现节油 3%。BOSCH 公司以 KLAASSEN^[8]为首的研发团队,在始终保持一个恒定夹紧力大小的传统控制基础上,提出随着发动机输出转矩的变化,计算出可施加在从动带轮的理论夹紧力值,乘以恒定系数 β 的安全系数法。文献[9]在安全系数法的基础上提出了夹紧力模糊控制方法,保证夹紧力余量的前提下,夹紧力平均降低约 5%。文献[10]针对 CVT 夹紧力控制问题,设计了以滑移率为基础的滑模极值搜索控制器,通过振荡过滤干扰信号的方式获取最优夹紧力,提高 CVT 传动效率。

安全系数法作为夹紧力的传统控制手段^[11],不足之处在于无论实际所需夹紧力过大或是过小,安全系数 β 恒定,因此该数值通常要满足最恶劣的工况目标进行设定,在不需要大扭矩的工况下,夹紧力安全余量仍然过大。另外,该控制方法在紧急加速、紧急制动等突变工况下没有在线及时应对的控制策略,导致 CVT 控制系统存在对突变工况反应时滞、带轮易发生打滑及鲁棒性差等不利因素^[12-13]。

本文针对夹紧力优化问题,提出基于模型预测(Model predictive control, MPC)的夹紧力控制策略。MPC 控制策略因其具有实时预测、滚动优化及反馈校正的特点^[14],近年来被广泛应用于电力电网、建筑物节能控制等领域^[15-16]。在夹紧力控制方面,MPC 控制策略通过不断对优化问题进行在线滚动求解,实现系统的最优夹紧力获取。相较于传统安全系数法的控制策略,MPC 控制策略能够准确计算系统实时所需的夹紧力,避免因夹紧力不合理导致的传动效率降低问题,在线重复求解具有鲁棒性强,计算方便等优势,适用于解决 CVT 系统目标优化控制问题。本文首先根据 CVT 动态方程建立状态空间表达式,设计夹紧力模型预测控制器,而后利用该控制器在线求解每一采样时刻所对应的优化问题,并将所得优化控制序列的第一分量作用于 CVT 系统,获得最优夹紧力输入,最终输出最优从动带轮

角速度,提高 CVT 的传动效率,改善整车燃油经济性。通过在 CVT 输出侧施加干扰因素,模拟持续性干扰工况,验证控制系统的鲁棒性,结果显示当遭受外界干扰时,MPC 控制系统具有较强的鲁棒性。与 NEDC 循环工况下 CVT 各零部件效率损失数据^[17]对比:MPC 控制策略能够有效降低 CVT 的传动效率损失约 1.03%。

1 CVT 模型预测控制器设计

1.1 CVT 动态方程

图 1 所示为 CVT 动力传动简图,将连接主、从动轮的传动轴简化为金属杆,箭头方向代表转速和转矩的正方向。

图 1 CVT 动力传动简图

由摩擦理论可得

$$F_t = \frac{T_{in,p}}{2R_p} \quad (1)$$

$$F_n = \frac{F_t}{\mu} \quad (2)$$

由式(1)、(2)得

$$F_n = \frac{T_{in,p}}{2R_p\mu} \quad (3)$$

$$F_{ax} = F_n \cos \lambda \quad (4)$$

由式(3)、(4)得

$$T_{in,p} = \frac{2F_{ax}R_p\mu}{\cos \lambda} \quad (5)$$

$$T_{out,s} = \frac{2F_{ax}R_s\mu}{\cos \lambda} \quad (6)$$

式中 F_t ——金属带与主动带轮之间的摩擦力;

F_n ——主动带轮端面垂直夹紧力;

$T_{in,p}, T_{out,s}$ ——作用于主、从动轮上的转矩;

R_p, R_s ——主、从动轮工作半径;

μ ——金属带轮与主动带轮间的摩擦因数;

F_{ax} ——加载在从动带轮的轴向推力;

λ ——锥盘母线与带轮轴线垂面夹角。

根据式(1)~(6)及传动系统动力学原理建立 CVT 动态方程

$$\dot{\omega}_p = \frac{T_{in,p}}{J_p} - \frac{2F_{ax}R_s\mu}{J_p\eta\cos\lambda} - \frac{C_p\omega_p}{J_p} \quad (7)$$

$$\dot{\omega}_s = \frac{\eta T_r}{J_s(i-\eta)} + \frac{\eta C_s\omega_s}{J_s(i-\eta)} - \frac{T_d}{J_s i_f(1-\eta/i)} \quad (8)$$

式中 ω_p ——主动带轮的角速度;
 ω_s ——从动带轮的角速度;
 T_r ——车辆行驶阻力转换到 CVT 从动轴上的阻力矩;
 i ——CVT 速比;
 C_p, C_s ——主、从动轴阻尼系数;
 T_d ——输出轴转矩;
 i_f ——车辆主减速器速比;
 η ——CVT 传动效率;
 J_p, J_s ——CVT 输入端、输出端转动惯量。

根据 CVT 动态方程及控制需求,定义主、从动带轮的角速度 ω_p 、 ω_s 为状态变量,输入转矩 $T_{in,p}$ 、从动带轮的轴向推力 F_{ax} 及输出轴转矩 T_d 为输入变量,从动带轮角速度 ω_s 为输出变量, T_r 为车辆行驶阻力转换到 CVT 从动轴上的阻力矩。CVT 状态空间表达式可以表示为

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu} + \mathbf{B}_d \mathbf{d} \quad (9)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{Cx} \quad (10)$$

式中 $\mathbf{x} = (\omega_p \ \omega_s)^T$;
 $\mathbf{u} = (T_{in,p} \ T_d \ F_{ax})^T$;
 $\mathbf{y} = \omega_s$;
 $\mathbf{d} = T_r$;

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} -\frac{C_p}{J_p} & 0 \\ 0 & \frac{\eta C_s}{J_s(i-\eta)} \end{pmatrix};$$

$$\mathbf{B} = \begin{pmatrix} \frac{1}{J_p} & 0 & -\frac{2R_s\mu}{J_p\cos\lambda\eta} \\ 0 & -\frac{1}{J_s i_f(1-\eta/i)} & 0 \end{pmatrix};$$

$$\mathbf{C} = (0 \ 1);$$

$$\mathbf{B}_d = \begin{pmatrix} 0 & \frac{\eta}{J_s(i-\eta)} \end{pmatrix}^T.$$

1.2 预测模型

对式(9)、(10)进行离散化, T_s 为控制器采样周期,离散化模型如下。

$$\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A}_c \mathbf{x}(k) + \mathbf{B}_c \mathbf{u}(k) + \mathbf{B}_{dc} \mathbf{d}(k) \quad (11)$$

$$\mathbf{y}(k) = \mathbf{Cx}(k) \quad (12)$$

$$\text{式中 } \mathbf{A}_c = \exp(\mathbf{AT}_s);$$

$$\mathbf{B}_c = \int_0^{T_s} \exp(\mathbf{A}\tau) \mathbf{d}\tau \cdot \mathbf{B};$$

$$\mathbf{B}_{dc} = \int_0^{T_s} \exp(\mathbf{A}\tau) \mathbf{d}\tau \cdot \mathbf{B}_d.$$

夹紧力控制过程中会产生静差,所以引入积分进行消减,将式(11)、(12)写为增量模型形式

$$\Delta \mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A}_c \Delta \mathbf{x}(k) + \mathbf{B}_c \Delta \mathbf{u}(k) + \mathbf{B}_{dc} \Delta \mathbf{d}(k) \quad (13)$$

$$\mathbf{y}(k) = \mathbf{C} \Delta \mathbf{x}(k) + \mathbf{y}(k-1) \quad (14)$$

1.3 预测输出方程

MPC 的基本原理可表述为:通过在线重复求解不同时刻下有限时域的优化问题,将每一次采样时刻得到的控制序列的第一个元素作用于被控对象,从而得到最优输出。根据上述原理,综合考虑各种因素对结果精确度的影响,预测时域 N_p 和控制时域 N_u 分别取值 10 和 2^[18-20]。

以 $\Delta \mathbf{x}(k)$ 作为预测的起点,由式(13)可以预测 $k+1$ 时刻的状态如下

$$\Delta \mathbf{x}(k+1|k) = \mathbf{A}_c \Delta \mathbf{x}(k) + \mathbf{B}_c \Delta \mathbf{u}(k) + \mathbf{B}_{dc} \Delta \mathbf{d}(k) \quad (15)$$

式中, $k+1|k$ 表示在 k 时刻对 $k+1$ 时刻做出的预测,并且进一步预测 $k+N_p$ 时刻的状态

$$\Delta \mathbf{x}(k+N_p|k) = \mathbf{A}_c \Delta \mathbf{x}(k+N_p-1|k) +$$

$$\mathbf{B}_c \Delta \mathbf{u}(k+N_p-1) + \mathbf{B}_{dc} \Delta \mathbf{d}(k+N_p-1) \quad (16)$$

由式(14)预测 $k+1$ 至 $k+N_p$ 的被控输出为

$$\mathbf{y}(k+1|k) = \mathbf{C} \Delta \mathbf{x}(k+1|k) + \mathbf{y}(k) \quad (17)$$

⋮

$$\mathbf{y}(k+N_p|k) = \mathbf{C} \Delta \mathbf{x}(k+N_p|k) +$$

$$\mathbf{y}(k+N_p-1|k) \quad (18)$$

在 k 时刻,定义系统的预测输出 $\mathbf{Y}(k+1|k)$

$$\mathbf{Y}(k+1|k) = \begin{pmatrix} \omega_s(k+1|k) \\ \omega_s(k+2|k) \\ \vdots \\ \omega_s(k+N_p|k) \end{pmatrix} \quad (19)$$

CVT 的输入变量有 $T_{in,p}$ 、 F_{ax} 及 T_d ,其中仅有 F_{ax} 是夹紧力控制器的可控变量,在 k 时刻优化控制输入序列 $\Delta \mathbf{U}(k)$ 被定义为

$$\Delta \mathbf{U}(k) = \begin{pmatrix} \Delta F_{ax}(k|k) \\ \Delta F_{ax}(k+1|k) \\ \vdots \\ \Delta F_{ax}(k+N_u-1|k) \end{pmatrix} \quad (20)$$

那么,对系统未来 N_p 步的输出预测可以由下面的预测方程计算

$$\mathbf{Y}(k+1|k) = \mathbf{S}_x \Delta \mathbf{x}(k) + \mathbf{I}_c \mathbf{y}(k) + \mathbf{S}_u \Delta \mathbf{U}(k) + \mathbf{S}_d \Delta \mathbf{d}(k) \quad (21)$$

$$\mathbf{I}_c = (\mathbf{I} \quad \mathbf{I} \quad \cdots \quad \mathbf{I})^T$$

$$\mathbf{S}_x = \begin{pmatrix} \mathbf{CA}_c & \mathbf{CA}_c^2 + \mathbf{CA}_c & \cdots & \sum_{i=1}^{N_p} \mathbf{CA}_c^i \end{pmatrix}^T$$

$$\mathbf{S}_u = \begin{pmatrix} \mathbf{CB}_c & 0 & \cdots & 0 \\ \sum_{i=1}^2 \mathbf{CA}_c^{i-1} \mathbf{B}_c & \mathbf{CB}_c & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ \sum_{i=1}^{N_u} \mathbf{CA}_c^{i-1} \mathbf{B}_c & \sum_{i=1}^{N_u-1} \mathbf{CA}_c^{i-1} \mathbf{B}_c & \cdots & \mathbf{CB}_c \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ \sum_{i=1}^{N_p} \mathbf{CA}_c^{i-1} \mathbf{B}_c & \sum_{i=1}^{N_p-1} \mathbf{CA}_c^{i-1} \mathbf{B}_c & \cdots & \sum_{i=1}^{N_p+N_u-1} \mathbf{CA}_c^{i-1} \mathbf{B}_c \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{S}_d = \begin{pmatrix} \mathbf{CB}_{dc} & \mathbf{CA}_c \mathbf{B}_{dc} + \mathbf{CB}_{dc} & \cdots & \sum_{i=1}^{N_p} \mathbf{CA}_c^{i-1} \mathbf{B}_{dc} \end{pmatrix}^T$$

由预测输出式(21)可知,基于CVT主、从动轮转速的当前值及未来 N_p 步的夹紧力,可预知 N_p 步的从动带轮角速度。

1.4 优化问题及反馈控制律

CVT 夹紧力控制的优化问题主要是寻求最优夹紧力、提高传动效率并降低整车油耗,即 CVT 从动带轮角速度 ω_s 能够跟踪期望值 R_e 。因此, CVT 夹紧力优化问题描述为目标函数

$$\min_{\Delta \mathbf{U}(k)} J(\mathbf{y}(k), \Delta \mathbf{U}(k), N_u, N_p) \quad (22)$$

$$J = \|\mathbf{F}_y (\mathbf{Y}(k+1|k) - \mathbf{R}_e(k+1))\|^2 + \|\mathbf{F}_u \Delta \mathbf{U}(k)\|^2 + \rho \varepsilon^2 \quad (23)$$

式中 $\mathbf{F}_y = \begin{pmatrix} \gamma_{y,1} & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \gamma_{y,2} & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & \gamma_{y,N_p} \end{pmatrix};$

$$\mathbf{F}_u = \begin{pmatrix} \gamma_{u,1} & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \gamma_{u,2} & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & \gamma_{u,N_u} \end{pmatrix}。$$

在仿真过程中参考文献[21],设定 $\gamma_{y,i} = 0.13$, $i=1,2,\dots,N_p$; $\gamma_{u,i} = 1$, $i=1,2,\dots,N_u$ 。为减少运算的复杂程度,保证控制的实时性,在目标函数中引入松弛因子 ε [22], ρ 为 ε 的权重系数,当系统跟踪误差较大时取较小值,反之取较大值。

设

$$J_1 = \|\mathbf{F}_y (\mathbf{Y}(k+1|k) - \mathbf{R}_e(k+1))\|^2$$

$$J_2 = \|\mathbf{F}_u \Delta \mathbf{U}(k)\|^2$$

式中, $\mathbf{F}_y$ 、 $\mathbf{F}_u$ 分别表示误差权系数和控制权系数; $\mathbf{R}_e(k+1)$ 为从动带轮角速度参考序列,因式(19)中共有 N_p 个对不同时刻的预测,所以定义

$$\mathbf{R}_e(k+1) = [r(k+1) \quad r(k+2) \quad \cdots \quad r(k+N_p)]^T$$

式中, $r(k+i) = \omega_s^*(k+i)$, $i=1,2,\dots,N_p$, ω_s^* 为从动带轮角速度期望轨迹; J_1 表示预测时域内 CVT 从动带轮实际输出角速度与参考角速度的差的平方加权值,为使系统预测输出能尽可能跟踪参考值,将二者差值的最小值作为优化目标; J_2 表示控制时域内夹紧力变化量的平方加权值,起抑制夹紧力变化幅度的作用。

实际应用过程中,夹紧力 F_{ax} 大小受限,优化时分别将转矩可靠传递的最小值及液压管路夹紧力控制阀所能传递的最大值作为 F_{ax} 的上下限,控制输入具体约束形式如下

$$u_{\min}(k+i) \leq u(k+i) \leq u_{\max}(k+i) \quad (24)$$

$$i = 0, 1, \dots, N_u - 1$$

因此,目标函数可以转化为二次规划问题并进行求解。通过不断求解不同采样时刻的优化问题,并将得到的最优控制序列的第一分量作用于 CVT 控制系统,获得最终的优化结果。

MPC 系统结构框图如图 2 所示。由于预测模型

图 2 模型预测控制系统结构框

输出的预测从动带轮角速度 ω_s^* 与系统实际输出从动带轮角速度 ω_s 之间存在误差, 为保证输出结果的准确性, 进行在线校正, 通过优化使 CVT 系统的预测输出接近实际输出, 获得最优夹紧力输入 $u(k)$ 。

2 基于 MPC 控制系统仿真分析

2.1 CVT 试验台架搭建

夹紧力试验装置及其简图分别如图 3、4 所示。图 4 中驱动电动机和负载电动机分别代表发动机以及路面负载, 转矩转速传感器能够采集 CVT 主、从动轮的转矩 T_p 、 T_s 及转速 ω_p 、 ω_s , 激光位移传感器和压力传感器能够分别获得主动可移动缸的位移量 X_p 以及主、从动缸压力 P_p 、 P_s 。

图 3 夹紧力试验台测试现场图

图 4 夹紧力试验台结构简图

2.2 试验与仿真分析

在 Simulink 和 AMESim 仿真平台上搭建如图 5、6 所示的 MPC 仿真模型, 其中, AMESim 中包括 CVT 模块、整车模块和系统液压模块, Simulink 中包括 CVT 控制模块、发动机模块和加速踏板、制动踏板模块, 建模过程中所需具体参数如表 1 所示。

图 5 基于 MPC 的 CVT 在 AMESim 中的仿真模型

图 6 基于 MPC 的 CVT 在 Smulink 中的仿真模型

表 1 模型仿真参数

参数	数值
发动机转动惯量/(kg·m ²)	4.975
CVT 速比范围	0.515~2.426
带轮与金属带摩擦因数	0.080
金属带长度/m	0.718
带轮中心距/m	0.153
主动轮工作半径范围/m	0.037~0.089
从动轮工作半径范围/m	0.042~0.090
带轮锥角/(°)	11

在将模型应用于 CVT 控制系统优化前, 对模型的合理性及有效性进行验证, 分别进行如图 7、8 所示的从动带轮转速响应与速比阶跃响应台架试验及图 9 所示的从动缸压力响应仿真与台架对比试验。其中, 图 7、8 皆呈现锯齿状态变化; 由图 9 从动缸

图 7 从动带轮转速响应

压力响应曲线的对比结果可知, 台架试验和联合仿真表现出较好的一致性。因此, 所建模型合理有效。

图8 速比阶跃响应

图9 从动缸压力响应

为验证 MPC 控制策略的优化效果, 在 NEDC 循环工况下进行仿真测试, 测试内容包括 CVT 主、从动轮转速、从动轮压力、速比及车辆瞬时燃油消耗率, 如图 10~13 所示。测试结果表明, 在 NEDC 循环工况下, 基于 MPC 控制策略的 CVT 从动缸压

图10 NEDC 循环工况下主、从动轮转速

图11 NEDC 循环工况下从动轮压力

力及速比均能对目标值实现较好地跟踪, 车辆油耗为 7.17 L/100 km, 相较于传统控制策略下降约 5.61%。

图12 NEDC 循环工况下速比

图13 NEDC 循环工况下瞬时燃油消耗率

将 MPC 控制策略与传统控制策略进行仿真及台架对比试验, 对 MPC 控制策略的控制效果进行检验。试验内容包括图 14 所示的含有紧急加速、紧急制动的综合工况从动缸压力仿真测试及图 15 不同控制策略的传动效率对比台架测试。

图14 综合工况下从动缸压力对比

图15 不同控制策略的传动效率对比

图 14 所示为综合工况下从动缸压力仿真对比结果, MPC 控制策略与传统控制策略的从动缸压力

均值分别约为 2 MPa 和 2.1 MPa, 且当从动缸压力迅速变化时, 采用 MPC 优化策略的控制效果仍然优于传统控制策略。因此, 与传统控制策略相比, MPC 控制策略的控制效果更加优异, 能够有效降低从动缸压力约 9.3%。

图 15 所示为台架试验对比结果, 当驱动电动机转速为 3 000 r/min, 速比为 1.1 时, 随着驱动电动机转矩的不断增大, 系统传动效率 η 随之增大, 最后当转矩达到 110~120 N·m 时, 传动效率 η 达到峰值并趋于平稳。相较于传统控制策略, 采用 MPC 控制策略的系统传动效率 η 可提高 8.72%~9.23%。

3 CVT 控制系统鲁棒性能测试

车辆在日常实际行驶过程中会出现工况交替状况。在不稳定工况下, CVT 系统的输入侧与输出侧都会受到干扰转矩的影响。因此, 需要测试采用 MPC 的 CVT 系统在非稳定工况下的工作状态, 以验证夹紧力系统的鲁棒性能。

模拟车辆从水平路面过渡到斜坡路面的瞬态阶跃响应过程, 设定干扰因素为 CVT 输出侧的干扰转矩 T_d , 斜坡路面坡度 $\theta = 5^\circ$, CVT 液压系统采用频率为 100 Hz, 频率周期为 15 ms 的闭环控制, 试验数据由夹紧力试验台架的相关传感器测得, 具体操作步骤如下。

(1) 设定驱动电动机起始转速为 1 700 r/min, 速比为 0.7, 并在 0~11 s 内维持转速稳定。

(2) 11 s 时, 在 CVT 输出轴侧施加 20 N·m 的干扰转矩, 模拟车辆从水平路面过渡到斜坡路面的瞬态阶跃响应。

系统鲁棒性测试试验结果通过 CAN 总线以图形形式显示。CVT 主动轮转速及速比分别如图 16、17 所示。

图 16 输出侧转矩干扰时主动轮转速

由图 16 可知, 当 $t = 11$ s 时, 车辆开始由水平路面向斜坡路面过渡, 此时主动轮转速开始下降, 而后迅速回升并逐渐趋于平稳。

图 17 输出侧转矩干扰时速比响应

如图 17 所示, 当车辆开始爬坡时, 速比迅速攀升随后逐渐趋于平稳。根据目标速比和实际速比的对比可以得出, 采用 MPC 的 CVT 系统在遭遇外界突发干扰的情况下能够快速响应, 并且可以较好地跟踪目标值。据此可以推断出 MPC 具有良好的鲁棒性和控制效果。

4 实车验证

为进一步检验文中开发的 MPC 控制系统的实车控制效果, 开展了典型工况下的道路实车验证, 该控制系统搭载的试验平台为如图 18 所示的某国产 CVT 整车, 整车相关技术参数见表 2。整车典型试验工况包括: 紧急加速以及紧急制动下的 CVT 速比响应与夹紧力响应, 如图 19、20 所示。此外, 本文还进行了部分综合测试, 如图 21 所示。

图 18 CVT 测试车辆

表 2 CVT 实车参数

参数	数值
整车质量/kg	1 340
发动机排量/L	1.492
CVT 速比范围	0.43~2.48
主从油缸面积比	2.012 5
带轮锥角/(°)	11
油泵排量/L	9.4
主减速比	5.28

图 19 紧急加速工况测试

图 19、20 分别为车辆在紧急加速工况和紧急制动工况下从动缸压力、速比变化响应及整车部分相关转速变化情况。从图 19 中分析可知, 车辆节气门开度增加, 发动机转速升高, 速比由大速比方向转

图 20 紧急制动工况测试

移至小速比方向, 从动油缸压力提升保障金属带不发生打滑; 从图 20 中分析可知, 车辆节气门开度减小, 发动机转速降低, 速比由小速比方向转移至大速比方向, 从动油缸压力增加; 因此, 从试验结果来看, 本文开发的 MPC 控制系统均能满足上述两种苛刻工况的需求。

图 21 为车辆在综合工况中 MPC 控制系统的从动缸压力、速比变化响应及整车部分相关参数变化情况。从图中可以看出, 从动缸压力及速比能够对目标值实现较好地跟踪, 符合车辆在综合工况下的运行要求。

图 21 综合工况测试

5 结 论

(1) 根据 MPC 控制策略, 建立 CVT 状态空间表达式, 对夹紧力进行滚动优化, 得出最优夹紧力控制输入, 使 CVT 从动轮角速度达到最优。

(2) 对 CVT 输出侧施加干扰因素, 验证系统的鲁棒性。结果显示, 当系统受到干扰时, 依然能够较好的跟踪目标值, 保证 CVT 的正常工作, 证明控制系统具有较好的鲁棒性。

(3) 对 CVT 分别进行仿真、台架及实车试验。试验结果表明, 基于 MPC 的控制系统能够较好的跟踪目标值。相对于传统控制策略, MPC 能够有效降低夹紧力, 提高 CVT 系统的传动效率。

参 考 文 献

- [1] ZHEN C H, LIM W S, CHA S W. Performance optimization of CVT for two-wheeled vehicles[J]. International Journal of Automotive Technology, 2011, 12(3): 461-468.
- [2] 徐少兵, 李升波, 赵芸辉, 等. CVT 型车辆经济性加速策略优化与分析[J]. 机械工程学报, 2015, (12): 110-119.
XU Shaobing, LI Shengbo, ZHAO Yunhui, et al. Optimization and analysis of economical accelerating strategy for CVT vehicles[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(12): 110-119.
- [3] LEE H Y, CHO T H, WON C H, et al. A study on clamping force control in pulley of CVT for fuel efficiency[R]. SAE, 2014-01-1736, 2014.
- [4] JI J, PARK J, KWON O, et al. Macroslip detection and clamping force control for a metal V-belt continuously variable transmission[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2014, 228(8): 943-954.
- [5] Van Der MEULEN S, De JAGER B, VELDPAUS F, et al. Improving continuously variable transmission efficiency with extremum seeking control[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2012, 20(5): 1376-1383.
- [6] YONG L, SUN D, MING Y, et al. Analyses on the dynamic performance and its influencing factors of CVT clamp force control system[J]. Automotive Engineering, 2014, 36(9): 1100-1105.
- [7] 张伯俊, 王谦, 郝允志. 汽车无级变速器夹紧力动态安全系数控制研究[J]. 机械传动, 2015, 39(3): 45-49.
ZHANG Bojun, WANG Qian, HAO Yunzhi. Study on the dynamic safety factor control of clamping force of automotive continuously variable transmission[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2015, 39(3): 45-49.
- [8] KLAASSEN T T, BONSEN B B, MEEARKKER V D K, et al. The impact CVT: Modeling, simulation and experiments[J]. Journal of Library Administration, 2008, 49(6): 621-629.
- [9] 郭卫, 陈亚, 张武, 等. 基于安全系数法的无级变速器夹紧力模糊控制研究[J]. 机械传动, 2018, 45(2): 70-75.
GUO Wei, CHEN Ya, ZHANG Wu, et al. Research of clamping force fuzzy control of CVT based on safety factor method[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2018, 45(2): 70-75.
- [10] 韩玲, 安颖, ANWAR S 等. 基于滑模极值搜索的无级变速器夹紧力控制策略[J]. 机械工程学报, 2017, 53(4): 105-113.
HAN Ling, AN Ying, ANWAR S, et al. Clamping force control strategy of continuously variable transmission based on extremum seeking control of sliding mode[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(4): 105-113.
- [11] 周云山, 张军. 汽车电子控制技术[M]. 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2014.
ZHOU Yunshan, ZHANG Jun. Automotive electronic control technology[M]. 2nd ed. Beijing: China Machine Press, 2014.
- [12] 张勇, 周云山, 蔡源春. 基于滑移率的 CVT 最佳夹紧力控制研究[J]. 计算机仿真, 2013, 30(11): 120-124.
ZHANG Yong, ZHOU Yunshan, CAI Yuanchun. Research on clamping force control in CVT based on slip ratio[J]. Computer Simulation, 2013, 30(11): 120-124.
- [13] 郝允志, 孙冬野, 林毓培. 无级变速器夹紧力控制方法的可靠性[J]. 中国机械工程, 2014, 25(12): 1687-1693.
HAO Yunzhi, SUN Dongye, LIN Yupei. Reliability analysis of continuously variable transmission clamping force control algorithm[J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(12): 1687-1693.
- [14] WANG Y, BOYD S. Fast model predictive control using online optimization[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2010, 18(2): 267-278.
- [15] CORTES P, WILSON A, KOURO S, et al. Model predictive control of multilevel cascaded H-bridge inverters[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2010, 57(8): 2691-2699.
- [16] SALSURY T, MHASKAR P, QIN S J. Predictive control methods to improve energy efficiency and reduce demand in buildings[J]. Computers and Chemical Engineering, 2013, 51: 77-85.
- [17] MAROTTA A, PAVLOVIC J, CIUFFO B, et al. Gaseous emissions from light-duty vehicles: Moving from NEDC to the new WLTP test procedure[J]. American Chemical

- Society, 2015, 5(7): 33-38.
- [18] RIAR B S, GEYER T, MADAWALA U K. Model predictive direct current control of modular multilevel converters : modeling , analysis , and experimental evaluation[J]. IEEE Transactios on Power Electronics. 2015, 30(1): 431-439.
- [19] ERSDAL A M, IMSLAND L, UHLEN K. Model predictive load-frequency control[J]. IEEE Transactions on Power Systems, 2015, 31(1): 777-785.
- [20] ZHANG Y, XIE W. Low complexity model predictive control-single vector-based approach[J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2014, 29(10): 5532-5541.
- [21] LU Xiaohui, TIAN Lu, GAO Bingzhao, et al. Design of observer-based model predictive controller for gear shift process with automatic transmission[C]//2011 Chinese Automation Congress. Beijing, China, 2011. Dec. 26-29. 2011.
- [22] 龚建伟, 姜岩, 徐威. 无人驾驶车辆模型预测控制[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2014.
- GONG Jianwei, JIANG Yan, XU Wei. Model predictive control for self-driving vehicles[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2014.
-
- 作者简介: 韩玲, 女, 1984 年出生, 博士, 讲师。主要研究方向为变速器控制与理论、电液系统故障预测与诊断。
E-mail: hanling@ccut.edu.cn
- 刘鸿祥(通信作者), 男, 1995 年出生, 硕士。主要研究方向为变速器控制与理论。
E-mail: 2201701070@stu.ccut.edu.cn