

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2022.01.003

基于 MPC 的直驱式动力变速器 离合器分级控制策略*

王伊民¹, 胡建飞², 张 伟^{1*}, 胡建华², 陈 程²

(1. 中国计量大学 机电工程学院, 浙江 杭州 310018;

2. 杭州前进齿轮箱集团股份有限公司, 浙江 杭州 311203)

摘要:在动力变速器的换挡过程中,存在因离合器接合压力变化带来的冲击问题,为此,提出了一种基于模型预测控制(MPC)的离合器接合分级控制策略。首先,基于 MPC 算法控制,根据有关参数计算出了有效滑摩点,并且形成了比例阀的压力控制曲线,从而通过分级控制相应的比例阀,达到既快速响应又平稳起步加速的目的;然后,建立了基于 MPC 的高阶动力学状态空间方程和预测模型,构建了期望轨迹方程和目标函数,对比例阀的输入量进行了滚动优化;最后,建立了动力变速器换挡模型和换挡控制策略,并进行了仿真,按照加速油门开度曲线对该控制方法进行了测试。研究表明:与传统的 PID 控制对比,在该方法下的离合器接合速度更快,降低了大约一半的冲击度,滑摩时间减少了 8%;在该分级控制策略作用下,能够提高在工程机械中使用直驱式动力变速器的整车平顺性。

关键词:变速器;分级控制策略;离合器;模型预测控制

中图分类号:TH132.46;TH6;U415.521 文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2022)01-0018-08

Hierarchical control strategy of transmission in direct drive power transmission based on MPC

WANG Yi-min¹, HU Jian-fei², ZHANG Wei¹, HU Jian-hua², CHEN Cheng²

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, China Jiliang University, Hangzhou 310018, China;

2. Hangzhou Advance Gearbox Group Co., Ltd., Hangzhou 311203, China)

Abstract: There was an impact problem caused by the change of clutch engagement pressure in the shift process of power transmission, therefore, a clutch engagement hierarchical control strategy based on model predictive control (MPC) was proposed. Firstly, based on MPC algorithm control, the effective slip point was calculated according to the relevant parameters, and the proportional valve pressure control curve was formed, so that the corresponding proportional valve was controlled in stages to achieve rapid response and smooth friction acceleration. Then a high-order dynamics state space based on MPC was established, the desired trajectory equation and objective function were constructed to optimize the input of the proportional valve. Finally, through the establishment of the power transmission shift model, shift control strategy and simulation, the control method was tested according to the acceleration throttle opening curve. The research results show that, comparing with the traditional PID control, the clutch engagement speed is faster by using this method, the impact degree is reduced by about half, and the slip time is reduced by 8%. Under the action of the hierarchical control strategy, it can improve the ride comfort of the whole vehicle by using the direct-drive power transmission in construction machinery.

Key words: transmission; hierarchical control strategy; clutch; model predictive control (MPC)

收稿日期:2021-08-16

基金项目:杭州市萧山区重大科技计划项目(2020108)

作者简介:王伊民(1996-),男,浙江慈溪人,硕士研究生,主要从事变速器自动换挡方面的研究。E-mail:wymalan@163.com

通信联系人:张伟,男,博士,副教授,硕士生导师。E-mail:zhangwei@cjlu.edu.cn

0 引言

直驱式动力变速器被应用于我国的工程机械领域,智能控制技术也在工程机械上得到了广泛的应用。用户对变速器的性能要求越来越高,主要体现在技术的先进性、操作的流畅性以及作业的安全性上。

传统工程机械使用的动力变速器需要脚踩离合器控制换挡,对驾驶员的要求高,且其劳动强度大,对离合器损伤大。而直驱式动力变速器使用变速器中的离合器进行换挡,将驾驶意图输入控制就能完成起步换挡,动力传输值可以达到 97%;通过对油压进行精准控制,可使车辆换挡平顺,并提高离合器的使用寿命。

随着时间的推移,对于变速器的控制已经从基于 PID 的驱动,演变为基于模型的多目标优化控制,解决了启动控制、离合器控制和换挡控制等复杂问题。

在车辆换挡过程中,发动机通过离合器摩擦片滑摩控制实现动力传动。在动力切换中,离合器会产生较大的滑摩功,而换挡完成后由于接合离合器与脱离离合器之间不同的转速比会产生较大的换挡冲击。

通常,评价离合器接合特性有两个主要指标,即滑摩功和冲击度。对油压进行控制,可影响离合器接合柔顺度。油压曲线较陡,离合器接合快,但齿轮间会产生较大的冲击;油压曲线较平缓,则会拉长换挡时间,离合器接合缓慢虽使冲击减少,但摩擦片间滑摩功增大,损伤摩擦片。

近年来,众多专家学者已针对以上问题做了一些研究。LARRY 等人提出了在惯性相中控制变矩器涡轮转速,与实际的转速形成误差,得到补偿量进而修正离合器的控制压力,改善了 AT 的换挡品质。ROBERT M^[1]提出了包括前馈和反馈的闭环控制策略,提高了起步离合器压力控制的精确性,实现了对离合器的精确控制。GAO B Z 等人^[2]提出了一种基于 MPC 方法控制车辆启步中离合器的接合,优化了离合器的滑摩和传递的扭矩。PARK J 等人^[3]提出了一种基于离合器模型中扭矩自适应跟踪控制的方法,优化了离合器的滑摩接合控制。LI X Z 等人^[4-6]研究了基于离合器接合指标逻辑切换的控制方法,分析了脱开状态下多片离合器的摩擦副间隙,及不同温度下冷却油性质等因素对换挡同步时间和滑摩功的影响,提高了离合器的接合质量。雷雨龙等人^[7,8]提出了一种闭锁离合器起步滑摩分段控制策略。XIN Li 等人^[9]提出了一种使用时域约束的 MPC 方法,控制离合器的接合过程,有效缩短了扭矩中断,减少了换挡冲击。

但在离合器的接合过程,很少有人结合阀的控制

对其进行研究。由于直驱式动力变速器无主离合器,它的换挡、换向的性能完全靠离合器接合的状态决定。离合器接合动作由比例阀输出压力变化实现,压力变化对于离合器接合质量好坏至关重要,而比例阀输出压力变化由比例阀的输入电流实现,所以需要精准控制比例阀的电流。

在基于前人研究的 MPC 算法基础上,笔者提出一种基于 MPC 的离合器接合分级控制方法。

1 动力学模型建立

笔者研究的对象是一款搭载直驱式动力变速器的单钢轮压路机。该压路机的动力传递简化图如图 1 所示。

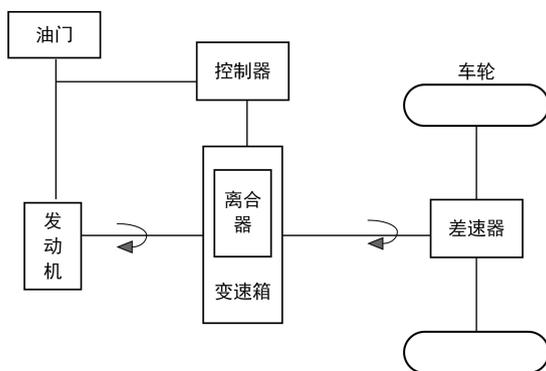


图 1 压路机动力传递简化图

该压路机动力传动系统由发动机、变速器和车轮组成。油门开门控制发动机运行,发动机通过变速器传递扭矩,通过变速器实现转速、扭矩的转换,作用于车轮使之产生向上的切向力。

1.1 发动机模型

发动机模型为具有转动惯量的旋转刚体。根据发动机实际动态参数,笔者采用最小二乘法拟合发动机特性曲线^[10],将其转换成插值表,获取各个油门开度下的发动机扭矩。发动机插值模型如图 2 所示。

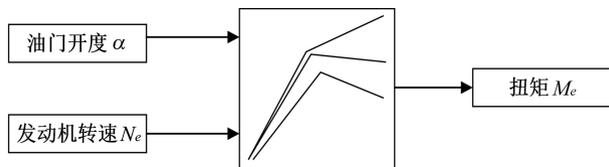


图 2 发动机插值模型图

笔者建立发动机动态输出扭矩特性。出于合理化考虑,笔者将动态特性曲线简化为一阶惯性模型,其动态输出如下:

$$M_{ec} = \begin{cases} M_0 + (M_e - M_0) \cdot (1 - e^{-(t-t_{e1})/t_{e2}}) & \alpha \uparrow \\ M_0 \cdot e^{-(t-t_{e1})/t_{e2}} & \alpha \downarrow \end{cases} \quad (1)$$

式中: M_{ec} —发动机动态输出扭矩; M_0 —发动机扭矩变化初值; M_e —发动机输出扭矩; t_{e1} —滞后时间常数; t_{e2} —动态响应时间常数; α —油门开度。

1.2 变速箱传动模型

变速箱模块根据发动机传递的扭矩和输入转速, 得到输出轴的扭矩和变速箱惯性阻力矩, 其数学模型为:

$$M_{in} = i_g \cdot i_0 \cdot M_{tout} + M_{ine} + M_{ilo} \quad (2)$$

$$M_{tout} = i_g (\eta \cdot M_{in} - M_{ine}) \quad (3)$$

$$M_{ine} = I_t \cdot \dot{\omega}_{in} \quad (4)$$

$$\omega_{tout} = \omega_{in} / i_g \quad (5)$$

式中: M_{in} —输入轴扭矩; M_{tout} —输出轴扭矩; i_g —变速箱各挡位传动比; i_0 —主减速比; M_{ine} —变速箱惯性阻力矩; M_{ilo} —变速箱损失扭矩; I_t —变速箱转动部件的有效转动惯量; $\dot{\omega}_{in}$ —输入轴加转速; ω_{tout} —输出轴转速。

在变速箱中, 功率的损失只体现在扭矩的损失上, 其对转速没有影响。

1.3 离合器模型

变速箱中的离合器采用湿式离合器, 其摩擦副间存在一层油膜, 油膜减小了摩擦片的机械磨损, 并且能带走摩擦副摩擦产生的热量, 保证接合过程中的摩擦系数稳定。在其运行接合中, 接合平稳冲击小, 但需要较大的轴向压紧力。

摩擦副结构简图如图 3 所示。

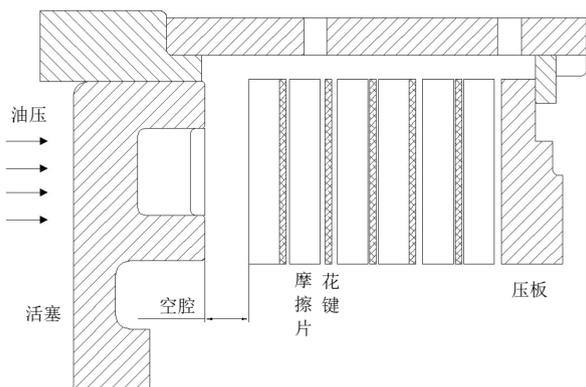


图 3 摩擦副结构简图

在离合器接合过程中, 比例阀门打开, 控制油压给活塞施加一个推力, 推动离合器摩擦片接合。该离合器模型在接合时分为 4 个阶段, 即挤压阶段、压紧阶段、滑动摩擦阶段和完全接合阶段。

在挤压阶段前有一段空腔期需要活塞快速移动。当活塞与摩擦片接触时, 则进入挤压阶段, 湿式离合器开始接合, 油压作用在离合器压盘上; 摩擦副间的润滑

油受到挤压, 形成油膜承载力, 对主从动摩擦片的相对运动产生一定的阻碍作用;

在压紧阶段中, 润滑油填充于微凸体与微凸体间的间隙内, 湿式离合器摩擦副表面微凸体开始接触, 直至摩擦副间隙内的润滑油基本被挤出;

滑动摩擦阶段, 摩擦副间的润滑油量极少, 传递来的接合压力几乎由微凸体接触力承担。此时, 主从动摩擦片存在着相对运动, 主从动盘转速差 $\Delta\omega$ 大于摩擦临界转速差 $\Delta\omega_{tol}$, 实际传递扭矩为 M_{cl} ;

在完全接合阶段, 湿式离合器主从动盘转速相同, 湿式离合器摩擦副间不存在相对运动。

离合器摩擦片的滑摩扭矩模型为:

$$M_{cl} = F_c A_m R n \mu_d \text{sign}(\Delta\omega) \quad (6)$$

$$F_c = \frac{\pi}{4} \rho \omega^2 \left(\left(\frac{d_0}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_1}{2} \right)^2 \right) \quad (7)$$

式中: F_c —作用于离合器摩擦片上的油压; A_m —摩擦片面积; R —离合器等效半径; n —摩擦片面数; μ_d —离合器动摩擦系数; ρ —油密度; d_0, d_1 —活塞内外径。

离合器完全接合时的扭矩模型为:

$$M_h = F_c A_m R n \mu_s \text{sign}(M_r) \quad (8)$$

式中: M_h —离合器在静摩擦下的扭矩容量; μ_s —离合器静摩擦系数。

当 $|\Delta\omega| \leq \Delta\omega_{tol}$, 且 $|M_p| < M_h$ 时, 离合器实际传递的摩擦扭矩 $M_f = M_r$ 。 M_r 为离合器在静摩擦状态作用于离合器上的传递扭矩。

为了得到离合器接合后的转速, 忽略动力传动过程中较弱的影响因素, 简化传动过程, 笔者提出下列设想: 发动机与变速箱间刚性连接; 齿轮间完全啮合; 传动各个部件无扭曲变形; 轮胎与地面接触良好。

离合器接合时从动盘转速 ω_{ic} 模型为:

$$\omega_{ic} = \frac{\eta M_r}{I_t + I_v / i_g^2} + \frac{M_v}{i_g (I_t + I_v / i_g^2)} \quad (9)$$

式中: M_v —变速箱输出的阻力矩; I_v —变速箱输出端的有效转动惯量。

1.4 压路机整车动力学模型

压路机在道路上行驶时, 需克服来自地面的滚动阻力 F_f 、坡道上的坡度阻力 F_i 、空气中的阻力 F_w 、加速阻力 F_j 、作业时的压轮阻力 F_H 。其行驶时总阻力模型为:

$$\sum F = F_f + F_i + F_w + F_j + F_H \quad (10)$$

$$F_f = G_a f \cos \alpha \quad (11)$$

$$F_i = G_a \sin \alpha \quad (12)$$

$$F_w = \frac{C_D A_a v^2}{21.15} \quad (13)$$

$$F_j = v \frac{G_a}{g} \left(1 + \frac{g}{G_a} \cdot \frac{\sum I_w}{R_w} + \frac{g}{G_a} \cdot \frac{I_f i_g^2 \eta}{R_w^2} \right) \quad (14)$$

$$F_H = 4 \int_0^{B/2} \frac{\mu G_b}{B} x dx \quad (15)$$

式中: G_a —作用于压路机上的重力; f —滚动系数,对于轮式压路机取 $f=0.00036+0.086v$; α —坡角度; C_D —空气阻力系数; A_a —汽车迎风面积; v —车速; I_w —车轮转动惯量; R_w —轮胎的滚动半径; I_f —发动机刚性连接的转动惯量; B —压轮宽度; μ —压轮对地面的摩擦系数; G_b —各压轮质量。

2 基于MPC控制器设计

MPC控制器非常依赖于数学优化,笔者在设计中合并了状态变量的约束和边界。其算法逻辑如图4所示。

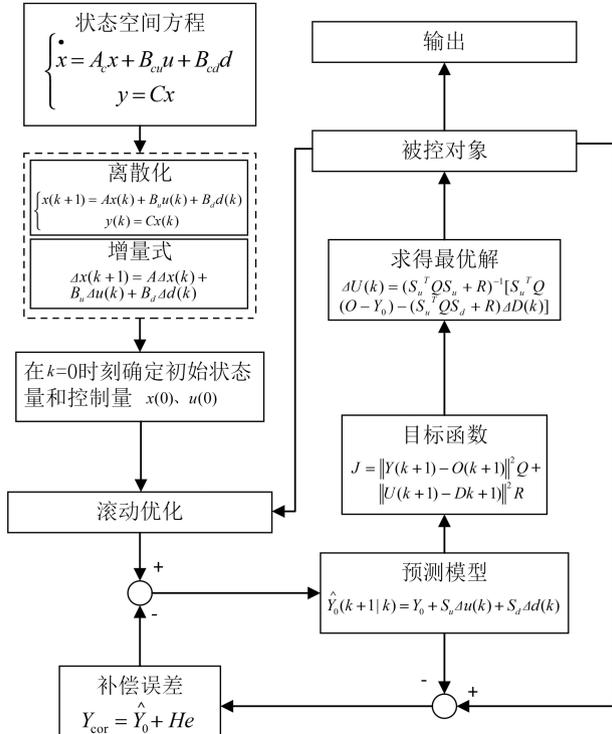


图4 MPC算法逻辑图

笔者对预测输入进行优化,在预测时域内计算出最优的系统输入轨迹来跟踪输出参考;将下一时刻计算的控制输入应用于系统(其余丢弃);利用反馈校正补偿由于模型失配或其他干扰引起的相对于理想状态的偏离值。

笔者先建立车辆换挡离合器接合模型,再使用优化引擎计算有限时间范围内的离合器从动盘扭矩,计算出相应比例阀的控制量矩阵,执行第一组的控制输入^[11-14]。

2.1 状态模型建立

由式(6,9)可以得出离合器在滑摩过程中的表达式为:

$$\begin{cases} \dot{x} = A_c x + B_{cu} u + B_{cd} d \\ y = Cx \end{cases} \quad (16)$$

其中: $x = [\Delta\omega \quad T_{cl}]^T$; $d = [M_e \quad M_v]^T$; $y = [\Delta\omega \quad T_{cl}]^T$; $A = 0$; $u = T_{cl}$; $C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$; $B_{cu} = \begin{bmatrix} \frac{\eta i_g^2}{i_g^2 I_t + I_v} & 0 \end{bmatrix}^T$;
 $B_{cd} = \begin{bmatrix} \frac{i_g^2}{i_g^2 I_t + I_v} & 0 \end{bmatrix}^T$ 。

将其进行离散化处理,可以得到:

$$\begin{cases} x(k+1) = Ax(k) + B_u u(k) + B_d d(k) \\ y(k) = Cx(k) \end{cases} \quad (17)$$

式中: A —系统矩阵, $A = e^{A_c T_s}$; B_u —控制输入矩阵, $B_u = B_{cu} \int_0^{T_s} e^{A_c \tau} d\tau$; B_d —外部扰动矩阵, $B_d = B_{cd} \int_0^{T_s} e^{A_c \tau} d\tau$ 。

根据式(17),将该模型写成增量式方程,即:

$$\Delta x(k+1) = A \Delta x(k) + B_u \Delta u(k) + B_d \Delta d(k) \quad (18)$$

其中: $\Delta x(k+1) = x(k+1) - x(k)$; $\Delta u(k+1) = u(k+1) - u(k)$, $\Delta d(k) = d(k) - d(k-1)$ 。

则输出的增量方程为:

$$y(k) = C \Delta x(k) + y(k-1) \quad (19)$$

以最新的测量值为初始条件,预测步长为 p ,控制步长为 m ,并假设外部扰动 M_v 对于离合器接合时扭矩的影响很小,可得:

$$\Delta u(k+i) = 0, i = m, m+1, \dots, p-1 \quad (20)$$

$$\Delta d(k+i) = 0, i = 1, 2, \dots, p-1 \quad (21)$$

2.2 状态预测模型建立

假设建立一个 k 时刻的模型, $x(k)$ 会受到当前状态 k 时刻及之前的影响,这些时刻的影响会累积下来,根据设定的控制步长在每一个时刻得到一个预测输出进行刷新,在每个时刻得到新的预测输出值。状态预测模型为:

$$\hat{Y}_0(k+1|k) = Y_0 + S_u \Delta u(k) + S_d \Delta d(k) \quad (22)$$

$\hat{Y}_0(k+1|k)$ 为 k 时刻对 $k+1$ 时刻的状态预测。将式(22)用矩阵显示,即:

$$\begin{bmatrix} \hat{Y}_0(k+1|k) \\ \hat{Y}_0(k+2|k) \\ \vdots \\ \hat{Y}_0(k+p|k) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_0(k+1|k) \\ Y_0(k+2|k) \\ \vdots \\ Y_0(k+p|k) \end{bmatrix} +$$

$$\begin{bmatrix} CB_u & 0 & \cdots & 0 \\ CAB_u & CB_u & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ CA^p B_u & CA^{p-1} B_u & \cdots & CA^{p-m+1} B_u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta u(k) \\ \Delta u(k+1) \\ \vdots \\ \Delta u(k+m-1) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} CB_d & 0 & \cdots & 0 \\ CAB_d & CB_d & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ CA^p B_d & CA^{p-1} B_d & \cdots & CA^{p-m+1} B_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta d(k) \\ \Delta d(k+1) \\ \vdots \\ \Delta d(k+m-1) \end{bmatrix} \quad (23)$$

2.3 滚动优化

在目标函数的建立中,笔者设置针对状态量代价 Q 矩阵和控制量的代价矩阵 R 的权重,以实现控制量、状态量的控制,使系统的功能靠近理想目标。

通过对目标函数进行求导,可得出对于控制量输入的最优解(期望轨迹):

$$o(k+i) = \alpha^i y(k) + (1-\alpha^i) y_r \quad (24)$$

式中: α —期望轨迹的权重因子, α 值越小,响应越迅速, $0 < \alpha < 1$; y_r —目标值。

建立目标函数为:

$$J = \sum_{i=1}^p [y(k+i) - o(k+i)]^2 q + \sum_{j=1}^m [\Delta u(k+j-1) + d(k+j-1)]^2 r \quad (25)$$

...

$$J = \|Y(k+1) - O(k+1)\|^2 Q + \|U(k+1) - D(k+1)\|^2 R \quad (26)$$

其中: Q 权重大小与控制量有关, R 权重大小与使用多少能量达到目标值有关。

要使得目标函数最小,其必要条件为:

$$\frac{\partial J(\Delta u)}{\partial \Delta u} = 0 \quad (27)$$

通过求导,可得到最优解,即:

$$\Delta U(k) = (S_u^T Q S_u + R)^{-1} [S_u^T Q (O - Y_0) - (S_u^T Q S_d + R) \Delta D(k)] \quad (28)$$

将最优解作为控制增量,可以得到下一时刻的离合器转矩 M_{cl} ,根据 M_{cl} 即可以控制比例阀的输入电流。

2.4 误差补偿

以 p 为预测步长,则在 k 时刻预测的输出为 $\hat{Y}_0(k+1)$, $\hat{Y}_0(k+2)$, \cdots , $\hat{Y}_0(k+p)$, $k+1$ 时刻的误差为:

$$e(k+1) = y(k+1) - \hat{Y}_0(k+1) \quad (29)$$

而补偿函数则为:

$$Y_{cor} = \hat{Y}_0 + H e \quad (30)$$

式中: H —补偿误差的权重值; e —误差值,只取求得误差矩阵中的第一位。

其中: $Y_{cor} = [y_{cor}(k+1) \ y_{cor}(k+2) \ \cdots \ y_{cor}(k+p)]^T$; $H = [h_1 \ h_2 \ \cdots \ h_p]$ 。

将求得的补偿函数 Y_{cor} 代入式(22),可以得到新的加入补偿过后的预测函数。

3 分级控制离合器接合

该直驱式动力变速中,离合器接合的动作通过控制器输出相应的 PWM 电流信号控制比例阀进油的开度,控制输出油压。压力油推动活塞往摩擦片方面移动;活塞移动经过离合器空腔期接触到摩擦片,离合器主从动盘相对运动;比例阀接收到的电流信号加大,活塞持续受到压力油作用,最终使离合器摩擦片完全接合,主从动盘无相对运动。在不同压力油作用下,摩擦片传递的扭矩也不同。

3.1 比例阀的控制

压路机的直驱式动力变速箱换挡离合器接合过程中,使用的比例阀由电流信号所控制^[15]。

比例阀供油曲线如图 5 所示。

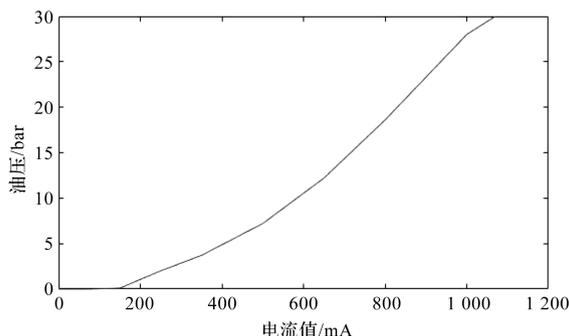


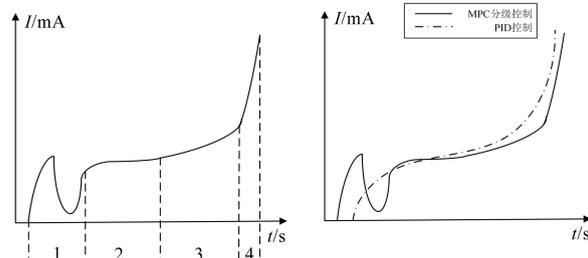
图 5 比例阀供压曲线

图 5 中,油压力与输入电流值近似线性关系^[16]。由于比例阀特性,存在一段死区电流,并不会产生供油压力。

3.2 分级控制

由于电流信号的输入控制对离合器接合影响较大,为了使车辆起步换挡过程柔顺,笔者提出了 MPC 分级控制曲线的规则。

MPC 分级控制曲线如图 6 所示。



(a) 分级控制曲线

(b) 比例阀电流输入曲线

图 6 比例阀控制电流曲线

图 6 中:在第一个阶段中,活塞会经过一段空行程,离合器处于完全分离状态,无扭矩传递,输入大电流,快速充油,使活塞加快移动,减少处于空腔期的时间(即响应速度加快);在快速充油后,需要减少输入的电流值,避免克服空腔和弹簧阻力后油压突然上升,超过起摩点的压力,导致换挡过程中齿轮间的急剧冲撞;这一过程到活塞开始压缩膜片弹簧为止,一般瞬时完成。这一阶段的控制以快速消除间隙为目标;

在第二阶段,油压不断升高,此时电流和油压传递成线性关系,摩擦片逐渐压紧,此时要针对需要的不同扭矩,进行滚动优化以求得最优解,找到合适的起摩点;同时主从动片开始滑摩并产生滑摩功,离合器传递的扭矩缓缓地增加。如果在起步过程中,由于驱动力矩小于阻力矩,车辆仍处于静止状态,车辆冲击度为零;如果在换挡过程中,阻力大于驱动力,其变化率即为冲击度,冲击度取决于离合器结合速度。该阶段,缓冲接合的目的是防止出现过高的瞬时加速度,导致换挡冲击大;

在第三阶段,驱动力大于车辆阻尼,增大电流值开始升压,加速度由负值变为正值,车辆速度开始增加,同时车辆阻力开始增加,车辆加速度平稳上升,转速差逐渐减小。此阶段实现平稳的传扭过程,避免出现传递扭矩突变的情况;

在第四阶段,由于主、从动盘转速一致,需要离合器快速接合,避免滑摩过多导致的损耗。该过程升压很快,是一个动态过程,最后往往出现压力超调,该阶段是品质控制的另一个重点。

采用上述控制策略,一方面可使起步换挡过程或者加速过程中,离合器柔顺接合、减小冲击;另一方面可减小离合器损耗,提高其寿命^[17]。

在比例阀控制离合器的接合中,对于某一个挡位控制的比例阀采取分级的电流控制。首先,使预充油快速升压,减少空腔期,使活塞快速移动;之后,通过 MPC 算法对需要的扭矩进行滚动优化,求得传递扭矩接合点压力,与预充油压力相加,得到实际期望充油压力。

对电磁阀输入与实际期望充油压力相对应的电流值,达到离合器平稳接合。对比例阀输入的电流分级控制,不同电流控制同时作用,能减少能量损耗,使冲击在离合器接合中得到缓冲。而传统的 PID 控制比例阀的电流值,对非线性系统的控制很难达到理想效果,前期建压太快、冲突大,不能有效找到起摩点,使得换挡中主从动盘滑摩功偏大,且换挡冲击大,易损坏离合器摩擦片。

4 仿真分析

为了验证 MPC 对离合器接合分级控制的效果,笔者对直驱式动力变速器离合器接合进行仿真,即基于 MATLAB/Simulink 中创建的压路机的动力学模型,针对直驱式动力变速器在 2 档升 3 档的工况进行仿真;以油门开度作为输入变量,并将 MPC 控制器嵌入该仿真模型进行分析。

其中,整车数据、直驱式动力变速器 DB132F 机型数据、离合器参数等由杭州前进齿轮箱集团股份有限公司提供,如表 1 所示。

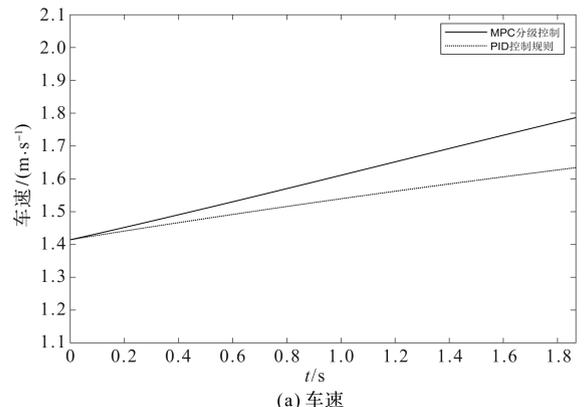
表 1 技术参数车数据表

技术参数/单位	数值
整车重量/t	26
轮胎半径/m	0.75
驱动桥减速比	20.85
车轴箱速比	1
匹配发动机最大输入功率/kW	130
匹配发动机最大输入转速/(r·min ⁻¹)	2 600
变速箱最大输出扭矩/Nm	1 000
变速箱传动效率/%	92
变速箱前后 1 档速比	8.432
变速箱前后 2 档速比	4.288
变速箱前后 3 档速比	2.625
离合器摩擦片总作用面积/cm ²	391.442
活塞行程/mm	3.5
活塞面积/mm ²	25 000
活塞最大移动速度/(m·s ⁻¹)	0.016 7
离合器工作油压/MPa	1.3
压紧力/N	10 122.605 3

在仿真过程中,MPC 控制器的采样步长为 0.01 s, Q 权重设为 2, R 权重设为 10, α 权重设为 0.2, 补偿误差 H 权重设为 0.5。

为了进一步验证基于分级控制的离合器接合效果,笔者采用整机厂的离合器接合换挡 PID 控制规则作对比分析。

MPC 分级控制和 PID 控制升档的仿真结果,如图 7 所示。



(a) 车速

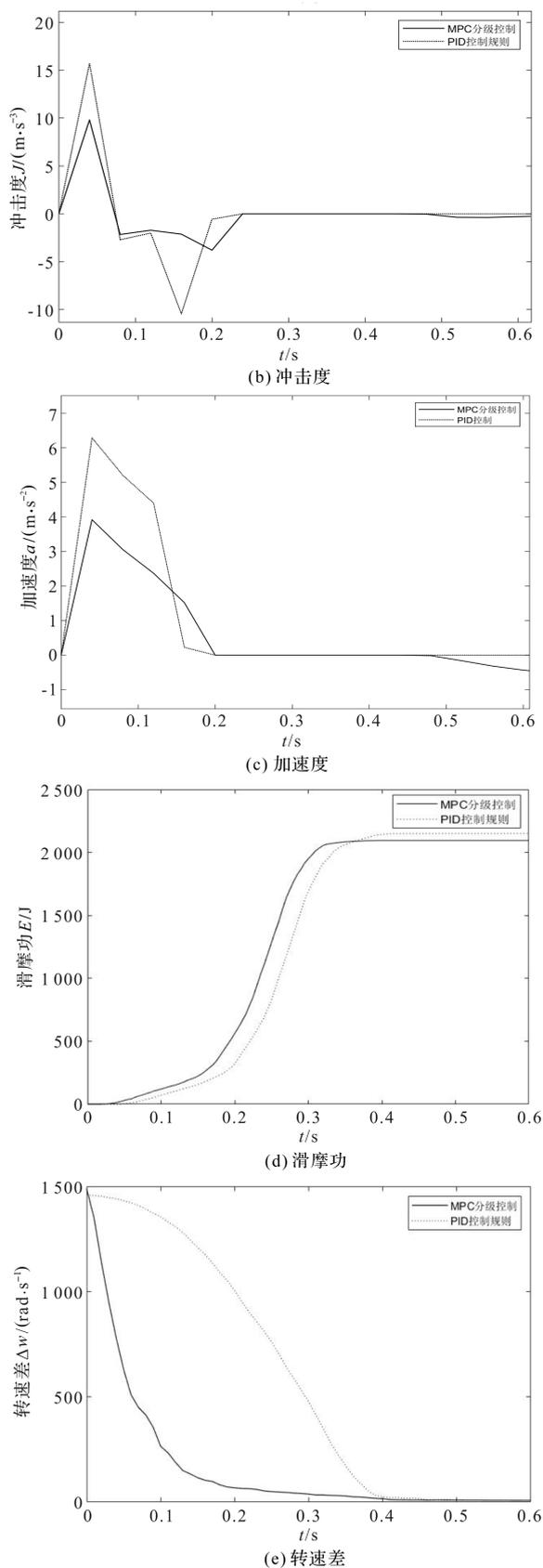


图 7 仿真结果图

由于压路机的工作特性,该车型作业时车速一般为 $2 \text{ km/h} \sim 9.8 \text{ km/h}$ 。在图 7 中,以 m/s 的单位显示。对于变速箱在相同的工作条件下升档。

从图 7(a)可以看出:在 MPC 分级控制下,车速提升更加迅速且平稳;

从图 7(b,c)可以看出:在 MPC 分级控制下,最大冲击度为 9.7 m/s^3 ,并且受到的冲击震荡平缓,瞬时加速度不大,受到的负向冲击也较小;而在 PID 控制下,瞬时冲击相对更大,离合器主动盘转速差大,难以迅速调整控制量以降低转速差;

从图 7(d)可知:在 MPC 分级控制下的滑摩功比 PID 控制规则下稍低,滑摩时间减少;

从图 7(e)可以看出:离合器真实相对转速与对比转速之间存在着较大误差;在 MPC 分级控制下,能保持良好的换挡性能使转速差在 0.2 s 内下降至 50 rad/s 之下,离合器接合时间减少,转速波动更小,加快换挡进程;而在 PID 控制下,主从动盘转速差下降缓慢,系统接合时间较长。

仿真结果对比如表 2 所示。

表 2 仿真结果对比

参数/单位	MPC 分级控制	PID 控制
最大正向冲击度/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-3})$	9.7	16.1
最大负向冲击度/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-3})$	4.2	10.5
滑摩时间/s	0.29	0.38
最大滑摩功/J	2 081	2 193

根据表 2 结果可知:在油门开度相同控制下,两种控制器对于离合器换挡接合都有一定程度的作用;而在 MPC 分级控制下,离合器接合速度响应更快,加速度的波动范围小,极大地减少了冲击幅度。

5 结束语

基于模型预测控制基础,笔者对直驱式动力变速箱采用了离合器接合分级控制策略。首先,对变速箱中离合器进行了动力学分析,并在台架试验上测试了其性能指标,建立了整车模型;设计并运用了 MPC 控制规则,建立了空间状态方程和预测方程,求出了最优解以实现离合器接合油压的控制;最后通过仿真模型测试,验证了该方法在换挡中的效果。

研究表明:

(1)与传统的 PID 控制相比,采用该方法的离合器接合速度更快,冲击度降低了一半,滑摩时间减少了 8% ;

(2)在其他机型上使用该方法,根据自身的机型数据求得摩擦点,可以改善离合器的接合情况,适应更多工况,提高换挡的响应度。

在后续的研究中,笔者将对传动链上的方向离合器和换挡离合器进行结合控制,以对进一步换挡中离

合器结合的柔顺性进行优化。

参考文献(References):

- [1] ROBERT M, BRET O, JEREMY K Z, et al. Closed Loop Pressure Control System Development for an Automatic Transmission[C]. SAE International SAE World Congress & Exhibition, SAE Technical Paper Series, 2009.
- [2] GAO Bing-zhao, LU Xiao-hui, LI Jun, et al. Model Predictive Control of Gear Shift Process in AMT Trucks[C]. ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, 2011.
- [3] PARK J, CHOI S, OH J, et al. Adaptive torque tracking control during slip engagement of a dry clutch in vehicle powertrain[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2019, 134(12):249-266.
- [4] LI Xing-zhong, LEI Yu-long, SUN Shao-hua. Research on closed-loop control algorithm of pneumatic clutch based on optimizing engaged-schedule [J]. *Applied Mechanics & Materials*, 2014(509):213-217.
- [5] 雷雨龙, 李兴忠, 杨成, 等. TC + AMT 中湿式多片离合器带排扭矩及其对换挡同步过程的影响[J]. 吉林大学学报:工学版, 2014, 44(1):22-28.
- [6] 付超, 王明成, 赵雪松, 等. 双离合变速器锁环式同步器设计开发[J]. 传动技术, 2016, 30(2):11-16.
- [7] 雷雨龙, 付尧, 张元侠, 等. 双离合自动变速器升档过程综合控制策略[J]. 中国科技论文, 2015, 10(19):2221-2224, 2236.
- [8] 雷雨龙, 扈建龙, 付尧, 等. 无级变速车辆起步液力变矩器分段滑差控制[J]. 汽车工程, 2019, 41(2):177-183.
- [9] XIN Li, LYU Ji-dong, HONG Jin-long, et al. MPC-based downshift control of automated manual transmissions [J]. *Automotive Innovation*, 2019, 2(50):55-63.
- [10] 谭海林. 轮胎压路机原地转向阻力分析计算[J]. 工程机械, 2006(5):67-68.
- [11] PISATURO M, CIRRINCIONE M, SENATORE A. Multiple constrained MPC design for automotive dry clutch engagement [J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2014, 20(1):469-480.
- [12] 罗鹏. 电动汽车机械式自动变速器换挡控制策略研究[D]. 西南交通大学机械工程学院, 2018.
- [13] CHEN Shu-ping, CHEN Hui-yan, NEGRUT D. Implementation of MPC-based path tracking for autonomous vehicles considering three vehicle dynamics models with different fidelities[J]. *Automotive Innovation*, 2020, 3(20):386-39.
- [14] GUO Lu-lu, GAO Bing-zhao, GAO Ying, et al. Optimal energy management for HEVs in eco-driving applications using bi-level MPC[J]. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 2017, 18(8):2153-2162.
- [15] 徐兵, 陆振宇, 张军辉, 等. 比例电磁铁动态实验与建模仿真[J]. 液压与气动, 2015(9):1-5.
- [16] 张全厚, 宋林红, 张文良, 等. 阀用波纹管仿真设计建模方法及其试验验证[J]. 压力容器, 2020, 37(7):52-58.
- [17] SHARIFZADEH M, PISATURO M, FARNAM A, et al. Joint structure for the real-time estimation and control of automotive dry clutch engagement [J]. *IFAC Proceedings Volumes*, 2018, 51(15):1062-1067.

[编辑:雷敏]

本文引用格式:

王伊民, 胡建飞, 张伟, 等. 基于 MPC 的直驱式动力变速器离合器分级控制策略[J]. 机电工程, 2022, 39(1):18-25.

WANG Yi-min, HU Jian-fei, ZHANG Wei, et al. Hierarchical control strategy of transmission in direct drive power transmission based on MPC[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2022, 39(1):18-25.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>