

文章编号:1000-582X(2011)05-001-07

基于响应速度和跟踪精度的 CVT 液压系统优化设计

杨 阳,汪小平,杨亚联,秦大同

(重庆大学 机械传动国家重点实验室,重庆 400044)

摘 要:针对无级自动变速传动(Continuously Variable Transmission, CVT)液压系统存在的速比响应特性差和夹紧力控制精度差导致的速比响应滞后和带轮过紧或滑转等问题,从 CVT 液压系统速比控制和夹紧力控制系统的实际结构两方面着手,采用有针对性的优化方法,通过对系统结构参数进行优化设计来提高速比控制和夹紧力控制的动态响应速度和跟踪精度。结合起步整车工况,运用 AMESim 仿真平台进行了分析验证,仿真结果表明:优化后的系统在动态响应性能及跟踪误差精度上都得到了较大的提高。

关键词:CVT;液压系统;动态特性;速比控制;优化设计

中图分类号:U463.212

文献标志码:A

Optimal design on the hydraulic system of CVT based on response speed and tracking accuracy

YANG Yang, WANG Xiao-ping, YANG Ya-lian, QIN Da-tong

(The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University,
Chongqing 400044, P. R. China)

Abstract: Aiming at speed ratio's lag, tracking deviation and pulleys' slipping and over clamping during clamping force control of CVT (continuously variable transmission) hydraulic system, corresponding optimal design methods are employed based on the practical structure of speed ratio control and clamping force control system, and the speed ratio control and clamping force control are employed by the optimal design of the system's structural parameters. Combine with vehicle's start-up working condition, simulation analysis is carried out on the platform of AMESim. The analysis results show that the dynamic characteristics and precision of tracking deviation are improved by the optimal design system.

Key words: continuously variable transmission; hydraulic system; dynamic characteristics; speed ratio control; optimal design

金属带式无级自动变速传动(Continuously Variable Transmission,简称 CVT)能根据车辆行驶状况,自动、连续地调节速比,使发动机按最佳燃油经济性曲线或最佳动力性曲线工作。然而,如果 CVT 的实际传动速比不能准确地跟踪目标信号,则

系统将无法达到预定的经济性、排放性及动力性^[1-3];同时,如果夹紧力控制过大或者过小都会影响系统的传动效率并加快金属带轮的磨损^[4-5]。因此,如何实现 CVT 液压系统对目标速比和夹紧力的精确、快速、稳定的跟踪响应,是 CVT 液压系统控制

收稿日期:2010-12-22

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51075411);重庆市科技攻关计划项目(CSTS,2008AA6025)

作者简介:杨阳(1958-),男,重庆大学副教授,博士,主要从事流体传动与控制 and 混合动力汽车的研究,
(E-mail) yangyang@cqu.edu.cn。

的关键技术。而国内对综合考虑响应速度和跟踪精度的 CVT 液压系统优化设计方面的研究较为薄弱^[6-7]。

笔者在对 CVT 速比控制系统和夹紧力控制系统的动态响应指标和影响因素的分析基础上,分别利用 ITAE 准则和 NLPQL 法进行了速比控制系统和夹紧力控制系统的参数优化设计。为解决跟踪目标速比过程中出现的跟踪误差较大和动态响应滞后的问题,建立了基于 ITAE 准则的优化目标函数,构建了具有 II 型系统特征的 CVT 最优速比控制系统,提高了系统的跟踪精度。针对夹紧力控制阀响应滞后、超调量大以及受到流量干扰影响较大的问题,建立了综合指标的优化目标函数,应用 NLPQL 优化方法,进行了基于 AMESim 环境下的 CVT 夹紧力控制系统的参数优化设计与分析,采用该优化方法提高了夹紧力控制系统动态响应特性和抗干扰能力。

1 CVT 液压系统建模

图 1 为 CVT 液压系统的控制原理简图。系统分为夹紧力控制系统和速比控制系统, CVT 控制器 (TCU) 根据发动机转矩和主动带轮位移来确定 CVT 液压系统的目标压力,并通过夹紧力控制阀实现夹紧力控制; TCU 还根据发动机节气门开度和车速确定 CVT 液压系统目标速比,通过速比控制阀调节主动带轮缸的输入流量,实现所需的速比控制。

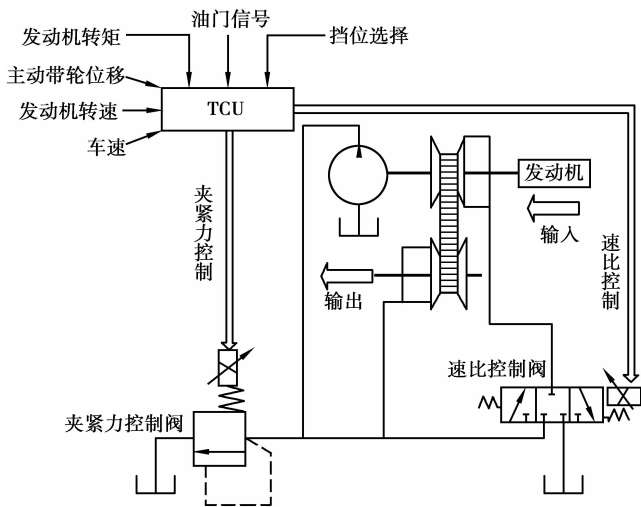


图 1 CVT 液压控制系统

1.1 速比控制系统

1.1.1 速比与带轮轴向位移的关系

假设初始状态无级变速器主、从动轮节圆半径

分别为 R_{DR0} 、 R_{DN0} , 由图 2 可知, 变速器速比 i 与轴向位移 x_p 的关系可表示为

$$i = \frac{R_{DN0} - x_p / (2 \tan \alpha)}{R_{DR0} + x_p / (2 \tan \alpha)}, \quad (1)$$

式中 α 为带轮半锥角, ($^\circ$)。

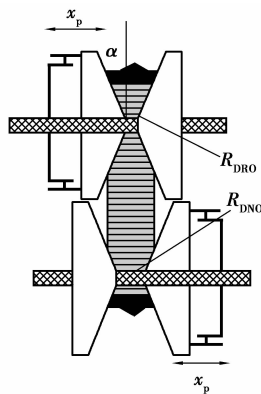


图 2 主、从动轮位移示意图

金属带轮轴向位移和传动速比之间的关系如图 3 所示。

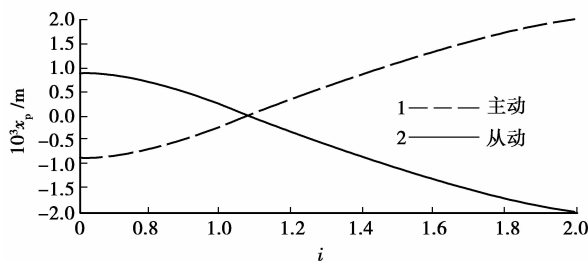


图 3 主、从动带轮轴向位移与速比的关系

1.1.2 系统传递函数

系统传递函数速比控制原理如图 4 所示。CVT 速比和金属带轮位移一一对应, 根据图 3 所示的主、从动带轮轴向位移与速比关系可确定主动带轮的位移, 并将 CVT 目标速比的跟踪控制转化为液压系统对带轮 (或带轮油缸) 的位置伺服控制。

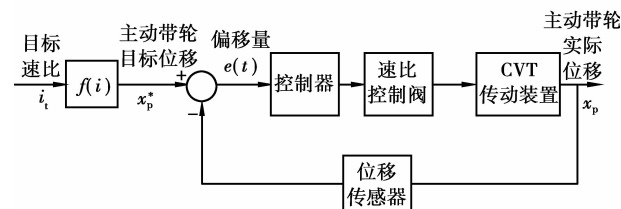


图 4 CVT 速比控制系统原理框图

金属带轮输出位移对输入电压的开环传递函数为^[3]

$$\frac{X_p(s)}{U(s)} = \frac{K_v}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\xi_m}{\omega_m} s + 1 \right)} \quad (2)$$

式中: ω_h 为活塞固有频率; ξ_h 为活塞阻尼比; x_p 为主动缸活塞位移; ω_m 为速比控制阀固有频率; ξ_m 为速比控制阀无因次阻尼比; K_v 为传递函数放大增益。

CVT 液压系统中带轮油缸的固有频率 ω_h 远大于速比控制阀固有频率 ω_m , 因此 CVT 速比控制系统动态性能主要由速比控制阀的结构参数和工作参数决定, CVT 速比控制系统的开环传递函数可近似表示为

$$\frac{X_p(s)}{U(s)} = \frac{K_v}{s \left(\frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\xi_m}{\omega_m} s + 1 \right)} \quad (3)$$

由式(3)可知速比控制系统的开环传递函数为 I 型系统, 对阶跃输入信号, 其响应的稳态误差为零, 而对于高次幂的输入信号, 响应的稳态误差不为零, 因此必须构建具有更高无差度的 II 型系统。

1.2 夹紧力控制系统

夹紧力控制对 CVT 速比控制和 CVT 传动效率具有直接影响: 夹紧力过小, 会出现金属带与带轮间的打滑, 使传动效率降低并加剧金属带与带轮间的磨损; 夹紧力过大, 会增加金属带与带轮间的摩擦损失及功率损失并缩短金属带使用寿命; 由于 CVT 速比控制和夹紧力控制存在着动力耦合关系, 如果夹紧力控制不精准也会导致速比控制的跟踪响应精度较低甚至无法跟踪目标速比。为实现系统跟踪目标速比的快速性和准确性, 应确保夹紧力控制的快速响应和低超调量。

夹紧力控制原理如图 5 所示, CVT 控制器 (TCU) 根据目标压力与实际压力的偏差值来控制夹紧力控制阀输出信号, 而夹紧力控制系统响应性能主要由夹紧力控制阀决定。

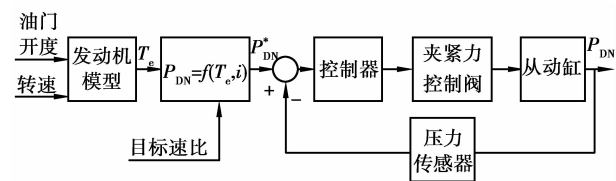


图 5 夹紧力控制系统原理框图

夹紧力控制阀采用先导式电液比例溢流阀 (图 6), 该阀由先导阀 (控制级) 和主阀 (功率级) 构

成, 先导阀采用锥阀式 B 型半桥结构, 主阀采用座阀结构。由先导控制级和主阀功率级 2 部分组成, 先导级控制阀采用锥阀式 B 型半桥, 主阀功率级则采用座阀形式。

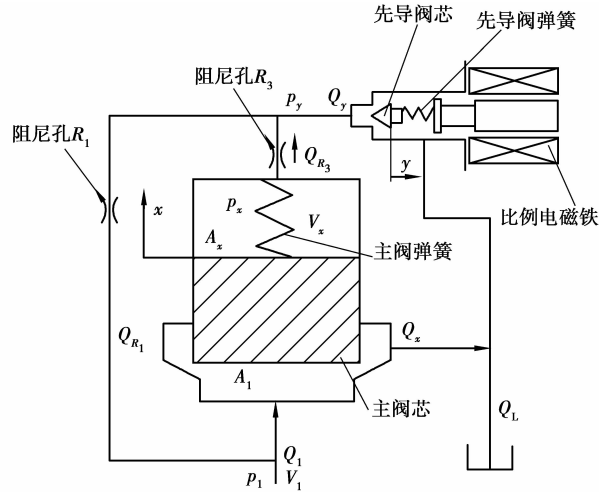


图 6 夹紧力控制阀原理图

夹紧力控制阀输出压力与输入电压之间的关系为:

$$\Delta p_1 = 1 / (G_1 + K_{Q_p}) (\Delta Q_p - \Delta Q_L + G_1 \Delta p_y - (K_{Q_x} + A_s) \Delta x) / (s / \omega_1 + 1) \quad (4)$$

式中: $K_0 = K_1 / (1 + K_1 K_{Q_p})$; $K_1 = (K_{s_r} + K_{l_r}) / K_{Q_x} A_1$; $K_y = \frac{A_x}{A_1} \frac{K}{G_1 + K_{q_p}} \frac{1}{1 + K_1 K_{Q_p}}$; $\omega_0 = \sqrt{\omega_v \omega_1 / (K_0 K_{Q_p})} = \sqrt{\omega_v \omega_0 \left(1 + \frac{K_{p_r} A'}{K_{s_r} + K_{l_r}} \right)}$; $\omega_v = \frac{(K_{l_r} + K_{s_r}) G_x}{A_x^2}$; $\omega_1 = (G_1 + K_{Q_p}) E_e / V_1$; $\xi_0 = \frac{1}{2} \frac{\omega_v + \omega_1}{\omega_0} + \frac{1}{2} \frac{\omega_0}{\omega_{xA}} \frac{K_0}{K_1}$; $G_x = \frac{G_1 G_3 + G_3 K_{q_p}}{G_1 + K_{q_p} + G_3}$; $\left(1 - \frac{K_{l_p}}{A_1} + \frac{G_1}{G_1 + K_{q_p}} \right)$; $G_1 = c_d \frac{\pi d_1^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ 为液阻 R_1 的液导; $G_3 = c_d \frac{\pi d_3^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ 为阻尼孔 R_3 的液导; c_d 为流量系数; K_{s_r} 为主阀弹簧刚度; K_{l_r} 为稳态液动力刚度; V_x 为主阀上控制腔容积; d_3 为阻尼孔 R_3 的直径; E_e 为油液等效体积弹性模量; d_1 为阻尼孔 R_1 的直径; A_x 、 A_1 分别为主阀芯控制腔和主阀芯下腔端面积; d_m 为主阀芯的直径; K_{Q_p} 为主阀流量-压力系数; K_{Q_x} 为主阀阀口流量增益; K_{q_p} 为先导阀口流量-压力系数; K_{l_p} 为液动力压力增益。

由式(4)可以看出系统输出压力 p_1 是由 u_i 来控制的, Q_1 为外干扰。 Q_1 增大, p_1 将增大, 该系统

为零型系统,其对阶跃输入信号的响应存在着稳态误差,可以通过减小 K_0 来达到稳定 p_1 的作用。

2 系统优化

2.1 速比控制系统的优化

目前,多数学者采用优化速比控制算法来提高速比控制系统动态响应速度及跟踪误差精度^[8-10],也有部分学者采用对新型液压系统回路的改进设计来提高系统的响应性能^[11-12]。笔者在对 CVT 液压系统固有特性分析基础上,进行了 CVT 液压系统参数优化设计^[13]以解决 CVT 液压系统跟踪误差较大和动态响应速度较慢的问题。在进行 CVT 速比控制系统优化时,采用全局优化策略,即在保证系统传动性能最优的条件下,实现系统控制功能最优。根据 CVT 液压系统动态性能指标要求,利用 ITAE 准则优化方法,进行了基于 CVT 液压系统动态跟踪误差和响应速度综合最佳的系统参数优化设计。

ITAE 是绝对误差乘时间的积分,它是动态系统综合控制性能的一种表示,由于具有良好的选择性和实用性,在误差积分准则中应用广泛。

ITAE 准则可以表示为

$$J = \int_0^{\infty} t |e(t)| dt, \quad (5)$$

$$e(t) = \frac{x_p(t) - x_p^*(t)}{x_p^*(t)}, \quad (6)$$

$$\left. \begin{aligned} \omega_n &\geq \frac{\tau_0 n}{\Delta t_m} \\ \omega_n &\geq \frac{\sigma_0 K_m}{\epsilon} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

式中: σ_0 为单位斜坡响应最大误差; τ_0 为最大误差时间; ϵ 为系统允许的跟踪误差; K_m 为输入信号的最大坡度。

由控制理论可知,II 型系统跟踪斜坡信号稳态误差为零,在满足边界条件(7)的前提下,通过合理地设计一个 II 型系统,能使输出信号在给定的误差范围 ϵ 内跟踪任意形式的目标函数值。通过在原有系统开环传递函数的基础上增加反馈环节 $0.0003s^2 + 0.0476s + 1$ 和控制环节 $0.054s + 1$,可以将原速比控制系统设计为 II 型系统,如图 7 所示。

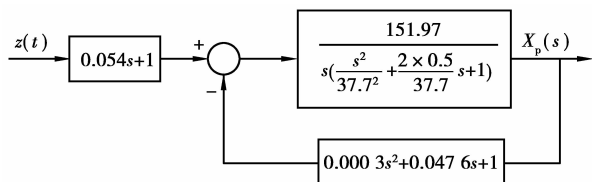


图 7 优化后的速比控制系统传递函数

2.2 夹紧力控制系统的优化

2.2.1 优化目标函数

综合性能最优的夹紧力控制系统应具备以下重要的性能指标^[14-15]:1)良好的动态响应性,车辆急加速时 CVT 液压系统夹紧力应在 0.5 s 内增加至最大值,如果系统动态响应过慢,使系统压力达不到所需目标值,CVT 系统的带轮将出现短暂滑转现象。2)较高的控制精度,即夹紧力精确且无压力波动。3)良好的系统稳定性,即抗干扰能力较强。系统在急加速工况时,进入主动带轮的流量急剧增加,导致夹紧力控制阀流量 Q_1 突然减少,CVT 系统主压力 p_1 受流量 Q_1 干扰而短暂减小。

将各性能指标做无量纲化变换后,所建立的优化目标函数为

$$\min J = r_1 t_p / t_{p0} + r_2 t_s / t_{s0} + r_3 \sigma_{\max} / \sigma_{\max0} + r_4 K_0 / K_{00}, \quad (8)$$

式中 r 为权重因子,表明了各性能指标在整个动态系统综合性能中的重要程度。 t_p 、 t_s 、 σ_{\max} 、 K_0 和 t_{p0} 、 t_{s0} 、 $\sigma_{\max0}$ 、 K_{00} 分别表示夹紧力控制阀阶跃响应的上升时间、调整时间(过渡时间)、超调量和流量干扰增益及其各指标对应的初始值。

根据各性能指标在整个动态系统综合性能评价中的权重,采用线性加权法^[16],加权因子 r_1 、 r_2 、 r_3 、 r_4 分别为 0.2、0.2、0.2、0.4。

2.2.2 设计变量及约束条件

参数 d_1 、 d_3 、 V_x 、 d_m 、 K_{sr} 、 β_1 对 CVT 夹紧力控制系统的动态性能具有重要影响,因此优化设计变量确定为

$$\alpha = [d_1 \quad d_3 \quad V_x \quad d_m \quad K_{sr} \quad \beta_1]^T.$$

取初始值

$$\alpha_0 = [d_{10} \quad d_{30} \quad V_{x0} \quad d_{m0} \quad K_{sr0} \quad \beta_{10}]^T = [0.5 \quad 0.5 \quad 120 \quad 16 \quad 1.2 \quad 15]^T.$$

约束条件定为

$$\begin{aligned} 0.87d_{10} &\leq d_1 \leq 1.13d_{10}; \\ 0.87d_{30} &\leq d_3 \leq 1.13d_{30}; \\ 0.87V_{x0} &\leq V_x \leq 1.13V_{x0}; \\ 0.87d_{m0} &\leq d_m \leq 1.13d_{m0}; \\ 0.87K_{sr0} &\leq K_{sr} \leq 1.13K_{sr0}; \\ 0.87\beta_{10} &\leq \beta_1 \leq 1.13\beta_{10}. \end{aligned}$$

2.2.3 优化算法

优化方法采用 NLPQL 算法,应用 AMESim 优化模块,可对系统设计变量进行优化计算。AMESim 还提供了 Design Exploration 优化分析模块,可完成目标函数和设计变量的边界设置。经过 116 次迭代后得到函数的最终值为 0.647。

3 优化结果

表 1、2 分别为优化前后的速比控制系统和夹紧力控制系统的结构参数。

表 1 优化前后的速比控制系统参数

系统状态	K_v	ω_m	ξ_m
优化前	151.970 00	60.0	0.5
优化后	0.006 26	37.7	0.5

表 2 优化前后的夹紧力控制阀参数

系统状态	d_1	d_3	V_x	d_m	K_{sr}	β_1
优化前	0.8	0.8	120	16	0.5	20
优化后	0.7	0.6	124	14	1.6	13

4 仿真实验

图 8 为 AMESim 环境下建立的基于 CVT 液压系统的整车仿真模型, 该模型主要由机械传动系统、液压系统和控制系统模型构成。机械传动系统由发动机、CVT、主减速器、差速器、车辆及轮胎等模型构成; 液压系统由液压泵、速比控制阀、夹紧力控制阀、主、从动带轮油缸等模块构成; 控制系统由夹紧力控制系统和速比控制系统模块构成。在建立仿真模型时, 不考虑离合器和其他辅助元件对液压系统动态特性的影响和管路系统局部压力损失, 液压系统主要参数见表 3。

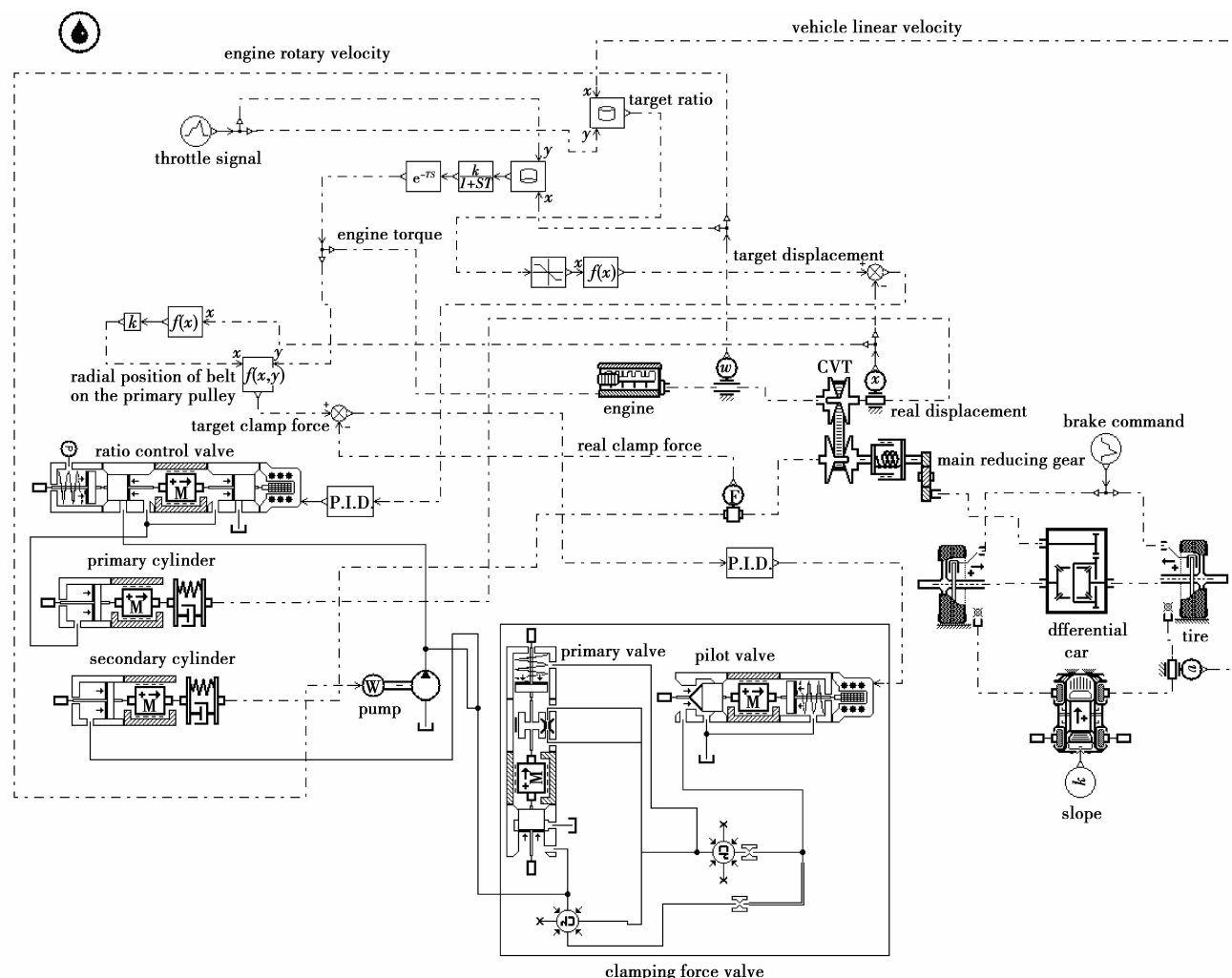


图 8 基于 CVT 液压系统的整车动态仿真模型

表 3 液压系统主要技术参数

参数	数值
主动带轮缸工作面积/ m^2	0.019 79
从动带轮缸工作面积/ m^2	0.009 718
行程/mm	20
带轮中心距/mm	150
主动带轮工作直径/mm	62~115
从动带轮工作直径/mm	49~145
速比范围	0.7~2.5
$\alpha/(\circ)$	22
R_{DR0}/mm	70
R_{DN0}/mm	140
整车质量/kg	1 170
轮胎半径/m	0.275
主减速比	5.993 4
风阻系数	0.32
轮胎转动惯量/ $(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	3.60

起步工况下优化前后的主动带轮位移误差曲线如图 9、10 所示,与优化前位移误差度(0.18 mm)相比,优化后系统位置误差明显减小(0.11 mm 左右)。由起步工况下优化前后的目标速比跟踪曲线(图 11)可知,优化后的速比响应速度和跟踪精度均有较大的改善。

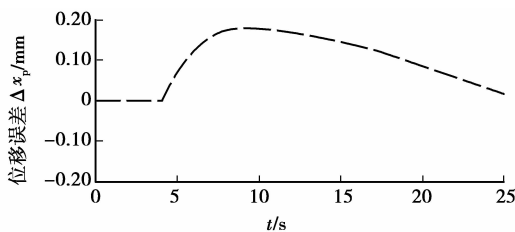


图 9 优化前的主动带轮位移误差

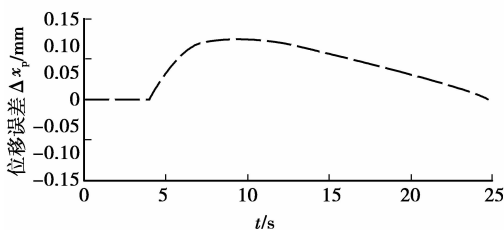


图 10 优化后的主动带轮位移误差

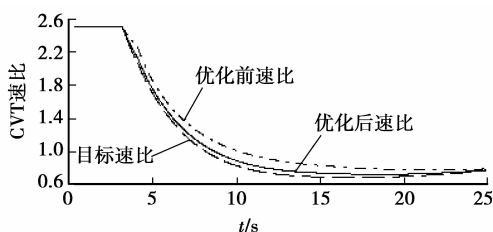


图 11 优化前后的目标速比跟踪曲线

优化前后压力阶跃响应曲线和对目标压力值的跟踪曲线如图 12、13 所示。由图 12 可见,优化前夹紧力控制阀在阶跃干扰流量的输入下压力波动达 2.1 MPa 且需经过 0.2 s 的调整时间才达到稳定值;优化后压力波动减少至 1.0 MPa 且过渡时间小于 0.08 s,表明采用所设计的优化方案可显著提高 CVT 系统夹紧力控制阀的抗阶跃干扰能力。由图 13 可见,优化前 CVT 夹紧力控制系统对目标压力的动态跟踪响应存在着较大的滞后,系统受流量干扰较大,系统稳态输出误差较大,优化后系统响应速度、对目标压力的跟踪能力和抗流量干扰能力均有显著改善。

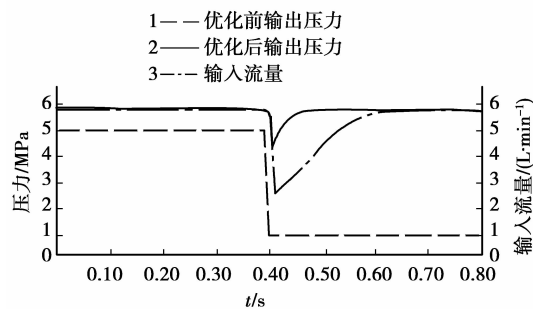


图 12 优化前后压力阶跃响应曲线

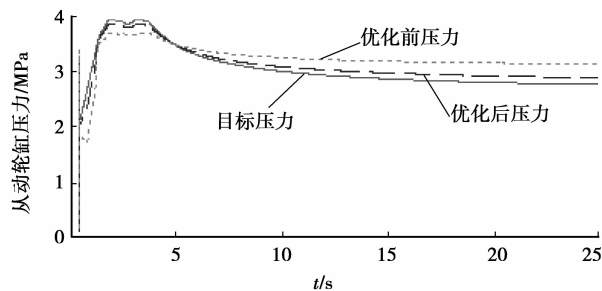


图 13 优化前后对目标压力值的跟踪曲线

5 结论

1)以 CVT 液压控制系统动态性能指标为优化对象,采用 ITAE 准则和 NLPQL 优化方法,分别对 CVT 速比控制系统和夹紧力控制系统参数进行了优化设计。

2)建立了基于 ITAE 准则的 CVT 速比控制系统动态特性优化目标函数,构建了具有 II 型系统特征的 CVT 速比控制系统,显著减少了速比变化过程中带轮油缸的位置误差(小于 0.11 mm)。

3)建立了 CVT 夹紧力控制系统综合指标的优

化目标函数,在 AMESim 环境下,利用 NLPQL 优化方法对夹紧力控制系统动态特性进行了参数优化与仿真分析,采用优化后系统参数可有效提高 CVT 夹紧力控制系统动态特性和抗干扰能力。

参考文献:

- [1] 程乃士,张伟华,杨会林,等. 汽车金属带式无级变速器: CVT 原理和设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [2] 薛殿伦,陈伟生,冯显武. 金属带式无级变速器速比匹配与控制研究[J]. 中国公路学报, 2009, 22(2): 116-121.
XUE DIAN-LUN, CHEN WEI-SHENG, FENG XIAN-WU. Study of speed ratio match and control of melt belt CVT [J]. China Journal of Highway and Transport, 2009, 22(2): 116-121.
- [3] SONG J C, WANG C Z. Modeling and simulation of hydraulic control system for vehicle continuously variable transmission [C] // 3rd IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications, June 3-5, 2008, Singapore. [S. l.]: IEEE Computer Society Press, 2008: 799-803.
- [4] KIM P, RYU W S, KIM H, et al. A study on the reduction in pressure fluctuations for an independent pressure-control-type continuously variable transmission[J]. Journal of Automobile Engineering, 2008, 222(5): 729-737.
- [5] ZHANG L, LI H W, LI G N. The control theory and implementation method of clamping force on metal belt CVT [C] // 2009 International Conference on Artificial Intelligence and Computational Intelligence, November 7-8, 2009, Shanghai, China. [S. l.]: IEEE Computer Society Press, 2009: 422-426.
- [6] 何仁,吴海啸,张涌,等. 比例减压阀的特性及在无级变速器速比控制中的应用[J]. 汽车工程, 2008, 30(7): 618-621.
HE REN, WU HAI-XIAO, ZHANG YONG, et al. Characteristics of proportional pressure reducing valve and its application to speed ratio control of CVT [J]. Automotive Engineering, 2008, 30(7): 618-621.
- [7] 唐玲凤,王雷,张峰. 最优控制理论在无级变速器控制系统中的应用[J]. 机械制造, 2006, 44(7): 21-22.
TANG LING-FENG, WANG LEI, ZHANG FENG. Application of optimal control theory in control system of continuously variable transmission [J]. Machinery, 2006, 44(7): 21-22.
- [8] HAN K, RYU W, JANG I G, et al. Experimental study on the shift control characteristics of CVT using embedded system [C] // SICE-ICASE, 2006 International Joint Conference, October 18-21, 2006, Bexco, Busan, [S. l.]: ICASE, 2006: 3652-3657.
- [9] 贾利国,黄琪. 无级变速传动液压系统设计与仿真分析[J]. 工程设计学报, 2006, 13(3): 166-169.
JIA LI-GUO, HUANG QI. Hydraulic system design and simulation analysis of CVT [J]. Journal of Engineering Design, 2006, 6(13): 166-169.
- [10] SOLIK E A, FRANK A A, ERICHSON P A. Design improvements on a vee belt CVT and application to a new in-line CVT concept [C] // Future Transportation Technology Conference, September 7-9, 2005, Chicago, IL, USA. [S. l.]: SAE International, 2005: 3459-3465.
- [11] BRADLEY T H, HUFF B R, FRANK A A. Energy consumption test methods and results for servo-pump continuously variable transmission control system [C] // Powertrain and Fluid Systems Conference and Exhibition, October 24-27, 2005, San Antonio, TX, USA. [S. l.]: SAE International, 2005: 3782-3788.
- [12] SCHLURMANN J, SCHRODER D. Compensation of Dynamic Torques and Flywheel Start in a CVT Based Hybrid Powertrain [C/OL] // Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on Control Applications, Munich, Germany, October 4-6, 2006: [2009-02-06]. <http://ieeexplore.ieee.org/iel5/4067227/4067228/04067494.pdf?arnumber=4067494>.
- [13] 杨阳,汪小平,秦大同,等. 速比变化过程中 CVT 液压系统动态性能仿真[J]. 重庆大学学报, 2010, 33(4): 9-13.
YANG YANG, WANG XIAO-PING, QIN DA-TONG, et al. Dynamic characteristics of CVT hydraulic system in speed ratio changing [J]. Journal of Chongqing University, 2010, 33(4): 9-13.
- [14] FAUST H, HOMM M, BITZER F. Efficiency-optimised CVT clamping system [J]. Drive System Technique, 2004, 18(4): 18-26.
- [15] SRNIK J, BRANDENBURG M, GREINER J, et al. Simulation of pressure drops in the hydraulic control plate of an automatic-CVT-transmission under high dynamic torque requests [J]. VDI Berichte, 2005, 1917: 3-21.
- [16] 卢险峰. 最优化方法应用基础 [M]. 上海: 同济大学, 2003.