

文章编号:1000-582X(2010)04-009-05

## 速比变化过程中 CVT 液压系统动态性能仿真

杨 阳,汪小平,秦大同,汤桃峰

(重庆大学 机械传动国家重点实验室,重庆 400044)

**摘 要:**以金属带式无级变速器(continuously variable transmission,CVT)液压系统为研究对象,建立了 CVT 液压系统的传递函数和 AMESIM 环境下的 CVT 液压系统动态仿真模型,进行了 CVT 液压系统速比响应特性仿真计算。分析了弹簧刚度、阀芯阻尼系数及衔铁组件质量对液压系统上升时间、调整时间及超调量的影响关系,验证了所建立的 CVT 液压系统动态模型的正确性,并为 CVT 液压系统动态特性的优化提供了依据和方法。

**关键词:**金属带式无级变速器;液压系统;速比控制;动态特性;建模与仿真

中图分类号:U463.212

文献标志码:A

### Dynamic characteristics of CVT hydraulic system in speed ratio changing

YANG Yang, WANG Xiao-ping, QIN Da-tong, TANG Tao-feng

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University,

Chongqing 400044, P. R. China)

**Abstract:** Aiming at the hydraulic system of CVT (Continuously Variable Transmission), the transfer function of hydraulic system of CVT and the dynamic simulation model of this system based on AMESIM are built, and the characteristics of speed ratio response is simulated and calculated. The influences of spring constant, damping coefficient and mass of moving part on rising time, setting time and overshoot are analyzed. The result shows that the dynamic simulation model of this system is reasonable and will provide a basis and method for the optimization of CVT hydraulic system's dynamic characteristics in the future.

**Key words:** continuously variable transmission; hydraulic system; speed ratio control; dynamic characteristic; modeling and simulation

金属带式无级变速器(continuously variable transmission, CVT)通过连续改变传动速比,使发动机由非理想瞬态工况过渡到理想工况,从而提高车辆的燃油经济性及动力性<sup>[1-2]</sup>。CVT 对速比的控制性能主要取决于液压系统的动态响应特性,其性能指标应该包括:(1)快速的响应时间,(2)较好的控制稳定性。

近年来,国外对 CVT 液压系统的研究主要集中

在减少功率损失和新型 CVT 液压系统的设计与开发上:Kim P 等人采用独立的压力控制回路,通过调整液压刚度解决了速比变换过程中压力波动的问题<sup>[3]</sup>;Carbone 等人利用实验方法分析了 CVT 液压系统的静、动态特性,提出减少功率损失、增大传动效率的有效方法<sup>[4]</sup>;Kim W 等人采用模糊控制算法解决了 CVT 液压系统控制过程中的非线性问题<sup>[5]</sup>;Solik 等人采用伺服液压控制系统控制夹紧力<sup>[6]</sup>;

收稿日期:2009-12-17

基金项目:国家“863”计划资助项目(2006AA11A107-1);重庆市科技攻关计划资助项目(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、混合动力汽车的研究,

(E-mail)yangyang@cqu.edu.cn。

Han 等人采用压力控制回路取代流量控制回路并进行了相应的测试验证分析<sup>[7]</sup>;Bradley 等人采用伺服泵控液压缸取代阀控液压缸结构,减少了能量损耗问题,提高了速比控制的精确性<sup>[8]</sup>。国内在 CVT 液压系统方面主要集中在静态特性和动态特性的定性分析上<sup>[9-14]</sup>,未深入研究 CVT 液压系统动态特性的影响因素。因此在 CVT 液压系统动态性能分析与研究方面尚较薄弱。文中从液压系统的实际结构出发,定量分析了 CVT 液压系统动态响应特性和相关参数对动态特性的影响,弥补了以往 CVT 液压系统动态分析中的不足。

结合车辆 CVT 的样机研制,针对 CVT 在速比变换过程中响应滞后的问题,通过研究液压系统在速比变化过程中的响应特性,分析 CVT 液压系统动态特性的影响因素,寻求提高系统响应平稳性及快速性能的有效措施,对 CVT 液压系统工作参数匹配、实现系统动态特性和整车速比控制的优化具有重要的作用。

## 1 CVT 液压系统建模

图 1 为 CVT 液压系统简图,液压控制系统主要用于实现夹紧力控制和速比控制。其工作过程为:油泵出口的压力由夹紧力控制阀调节,直接作用于从动轮油缸,以控制对金属传动带的张紧力;另一部分压力油经速比控制阀的调节进入到主动轮油缸,以控制无级变速器传动速比的变化。由此可见, CVT 改变速比的能力主要取决于速比控制阀向主动轮液压缸的供油能力,由于速比控制阀的结构是影响其本身供油能力的关键因素,必须对速比控制阀的结构加以研究分析。

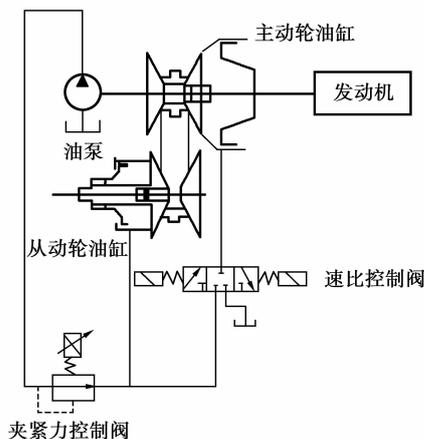


图 1 CVT 液压系统简图

文中主要研究夹紧力控制阀设定压力一定时,

系统在速比调节过程中的动态响应特性。速比控制阀采用三位三通比例换向阀。假设金属带与带轮锥盘间没有滑差且是刚性的,主动缸和从动缸即可认为是一个差动液压缸中的两个腔<sup>[15]</sup>。

### 1.1 速比控制阀

速比控制阀放大器可视为一个纯比例放大环节,其传递函数为

$$G_1(s) = \frac{I(s)}{U(s)} = K_u, \quad (1)$$

式中,  $K_u$ —速比控制阀放大器增益。

主阀结构如下图 2 所示,由比例电磁铁、阀芯、弹簧、推杆和阀体组成。由于速比控制阀电磁铁线圈的转折频率高,考虑到系统的快速性要求,该阀的传递函数可按照二阶振荡环节来处理,其阀芯位移  $x_v$  对输入电流

$$G_2(s) = \frac{x_v(s)}{I(s)} = \frac{K_{sv}}{\frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\xi_m s}{\omega_m} + 1}, \quad (2)$$

$$\omega_m = \sqrt{\frac{K_a}{m}}, \quad (3)$$

$$\xi_m = \frac{D}{2\sqrt{K_a m}}. \quad (4)$$

式中:  $K_{sv}$ —速比控制阀增益;  $\omega_m$ —速比控制阀固有频率;  $\xi_m$ —速比控制阀阻尼比;  $D$ —阀芯粘性阻尼系数;  $K_a$ —弹簧刚度;  $m$ —衔铁组件质量。

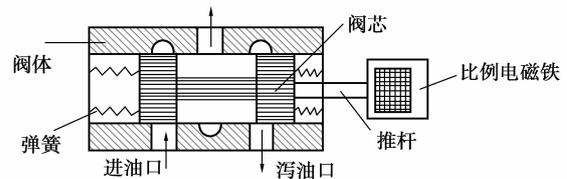


图 2 速比控制阀结构简图

### 1.2 阀控液压缸

忽略活塞杆弹性及活塞和负载的粘性阻尼系数的影响,简化后得到活塞位移  $x_p$  对阀芯位移  $x_v$  的传递函数为

$$G_3(s) = \frac{x_p(s)}{x_v(s)} = \frac{K_q/A}{s \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h s}{\omega_h} + 1 \right)}, \quad (5)$$

式中:  $\omega_h$ —活塞固有频率;  $\xi_h$ —活塞阻尼比;  $K_q$ —流量增益;  $A$ —液压缸活塞的有效面积。

### 1.3 金属带轮传动系统

假设初始状态无级变速器主、从动轮节圆半径分别为  $R_{DR0}$ 、 $R_{DN0}$ , 变速器速比  $i$  与轴向位移  $x_p$  的关系可表示为

$$i = \frac{R_{DN0} - x_p / (2tg\alpha)}{R_{DR0} + x_p / (2tg\alpha)} \quad (6)$$

式中: $i$ —金属带轮输出传动比; $\alpha$ —带轮槽角。

经拉氏变换后得传递函数:

$$G_4(s) = \frac{i(s)}{x_p(s)} = \frac{(R_{DN0}/R_{DR0})}{s} \left( 1 + \frac{R_{DR0} - R_{DN0}}{2tg\alpha R_{DR0} R_{DN0}} \frac{1}{s} \right) \quad (7)$$

### 1.4 CVT 液压系统的调速模型

根据式(1)、(2)、(5)、(7)可得系统开环传递函数为:

$$G(s) = G_1(s) \cdot G_2(s) \cdot G_3(s) \cdot G_4(s) = \frac{i(s)}{U(s)} = K_u \cdot \frac{K_{SV}}{\frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\xi_m}{\omega_m}s + 1} \cdot \frac{K_q/A}{s \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h}s + 1 \right)} \cdot \frac{(R_{DN0}/R_{DR0})}{s} \left( 1 + \frac{R_{DR0} - R_{DN0}}{2tg\alpha R_{DR0} R_{DN0}} \frac{1}{s} \right) \quad (8)$$

## 2 系统仿真

根据以上分析,利用 AMESIM 建立如图 3 所示的系统仿真模型。仿真中所需的各参数如表 1-2 所示。

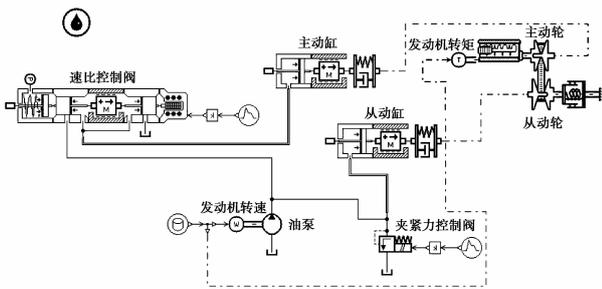


图 3 CVT 液压系统的 AMESIM 模型

表 1 液压系统主要技术参数

主动缸工作面积/m <sup>2</sup>	从动缸工作面积/m <sup>2</sup>	
0.019 79	0.009 718	
压力/bar	行程/mm	
20	20	
带轮中心距/mm	主动带轮工作直径/mm	
150	62~115	
从动带轮工作直径/mm	速比变化范围/mm	
49~145	0.7~2.5	
$\alpha/^\circ$	$R_{DR0}/mm$	$R_{DN0}/mm$
22	100	100

表 2 仿真主要参数

$K_u$	$K_{SV}$	$\omega_m/\text{rad}$	$\xi_m$	$K_q$	$\omega_h/\text{rad}$	$\xi_h$
0.234	$2.1 \times 10^{-3}$	157	0.5	0.1	3 190	0.147

通过 AMESIM 软件的仿真程序,分别得到了系统阶跃响应曲线和系统开频率特性曲线如图 4 和图 5 所示。

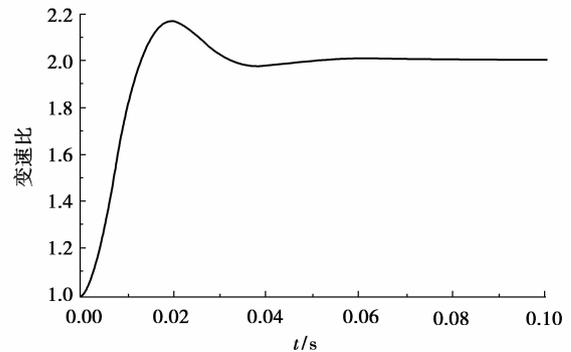


图 4 CVT 液压系统阶跃输入响应曲线

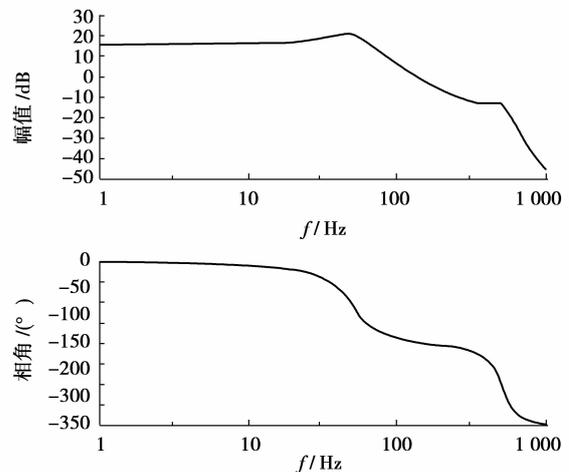


图 5 CVT 液压系统频率特性曲线

从图 4 和图 5 可知,系统的上升时间为 0.02 s,调节时间为 0.05 s,系统的带宽为 10 rad/s 左右,表明此系统实质上是一个低通滤波器,当输入信号频率高于 10 rad/s 时,输出信号的幅值将会出现大幅度衰减。由图 5 可得到该系统的幅值裕量  $K_g = 40 \text{ dB}$ ,相位裕量  $\gamma = 33^\circ$ ,可见系统的相对稳定性是好的。

## 3 系统动态特性影响因素分析

影响 CVT 液压系统动态特性的因素有很多,由于系统中液压缸固有频率  $\omega_h$  远大于速比控制阀的

固有频率  $\omega_m$ , 因此该系统中起主导作用的是速比控制阀的结构参数和工作参数。

由式(3)、(4)可知, 文中应主要分析速比控制阀弹簧刚度、阀芯粘性阻尼系数及衔铁组件质量对 CVT 液压系统动态特性的影响。

### 3.1 弹簧刚度 $K_a$

取衔铁组件质量  $m$  为 0.04 kg, 阀芯粘性阻力系数为 10 N/(m/s), 当弹簧刚度  $K_a$  为 600 N/m、1 200 N/m 和 2 000 N/m, 可得系统阶跃响应曲线如图 6。分别计算系统响应的上升时间  $t_r$ 、调节时间  $t_s$  及超调量  $M_p$ , 仿真结果如表 3 所示。由表中数据可知, 随着  $K_a$  的增大, 系统响应速度变快, 同时能较大地减小超调量, 使系统响应平稳性得到改善。

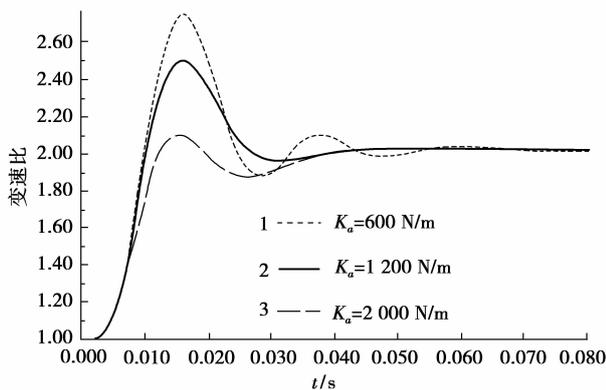


图 6 不同  $K_a$  下的系统阶跃响应

表 3 不同  $K_a$  下的系统性能指标

$t_r/s$	$t_s/s$	$M_p/\%$
0.016	0.06	65
0.015	0.04	44
0.014	0.04	10

### 3.2 阀芯粘性阻尼系数 $D$

取衔铁组件质量  $m$  为 0.04 kg, 弹簧刚度为 900 N/m, 取  $D$  为 5 N/(m/s)、15 N/(m/s)、20 N/(m/s), 可得系统阶跃响应曲线如图 7 所示。由公式(4)可知, 随着  $D$  的增大, 系统从欠阻尼响应过渡到过阻尼响应。仿真结果如表 4 所示, 通过表 4 可以看出, 增大阀芯粘性阻尼系数, 对系统调整时间影响较为明显, 可以减小超调量  $M_p$ , 有利于改善系统响应平稳性。

表 4 不同  $D$  下的系统性能指标

$t_r/s$	$t_s/s$	$M_p/\%$
0.016	0.06	30
0.016 2	0.04	12
0.019	0.03	7

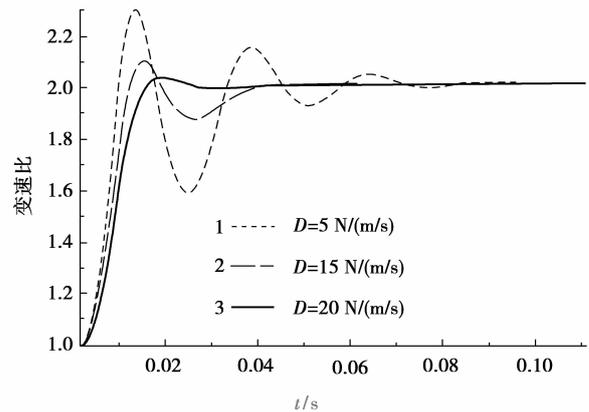


图 7 不同  $D$  下的系统阶跃响应

### 3.3 衔铁组件质量 $m$

取阀芯粘性阻力系数为 16 N/(m/s), 弹簧刚度为 1 000 N/m, 取  $m$  为 0.02、0.03、0.04 kg 可得系统阶跃响应曲线如图 8。仿真结果参数如表 5 所示, 通过表 5 可以看出, 衔铁组件质量增大后, 系统速比响应速度基本相同, 超调量  $M_p$  增大, 系统响应平稳性变差。

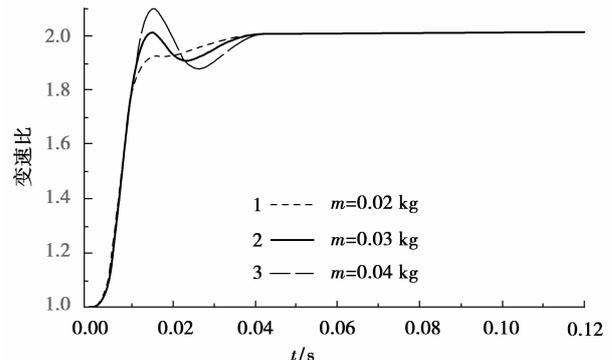


图 8 不同  $m$  下的系统阶跃响应

表 5 不同  $m$  下的系统性能指标

$t_r/s$	$t_s/s$	$M_p/\%$
0.04	0.04	0
0.016	0.04	2
0.017	0.04	8

## 4 结 论

根据 CVT 液压系统速比控制过程, 推导了系统在调速过程中的数学模型, 分析了速比控制阀结构参数对系统动态性能的影响, 结果表明:

1)增大弹簧刚度可提高响应速度,对超调量影响最为明显,有利于改善系统响应平稳性。

2)增大阀芯粘性阻力系数,对调整时间影响显著,有利于减小超调量。

3)衔铁组件质量对系统的上升时间影响较大,同时,增大铁组件的质量会增大系统响应的超调量,使系统响应平稳性变差。

上述结论验证了 CVT 液压系统动态模型的正确性和合理性,为系统动态性能优化奠定了基础。

#### 参考文献:

- [1] MANTRIOTA G. Fuel consumption of a vehicle with power split CVT system [J]. *International Journal of Vehicle Design*, 2005, 37(4): 327-342.
- [2] SIMANAITIS D. CVTs are coming of age [J]. *Road and Track*, 2004, 55(5): 122-124.
- [3] 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.
- [4] CARBONE G, MANGIALARDI L, BONSEN B, et al. CVT dynamics: theory and experiments [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2007, 42(4): 409-428.
- [5] KIM W, VACHTSEVANOS G. Fuzzy logic ratio control for a CVT hydraulic module [C]// *Proceedings of the 15<sup>th</sup> IEEE International Symposium on Intelligent Control (ISIC 2000)*, July 17-19, 2000, Rio, Patras, Greece. [s. l.]: IEEE, 2000: 151-156.
- [6] 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 2005, Chicago, IL, USA. Chicago, IL, USA: [s. n.], 2005: 3459-3465.
- [7] HAN K, RYU W, JANG I G, et al. Experimental study on the shift control characteristics of CVT using embedded system [C]// *SICE-ICASE International Joint Conference*, Oct. 18-21, 2006, Bexco, Busan, Korea. Bexco, Busan, Korea; ICASE 2006: 3652-3657.
- [8] BRADLEY T H, HUFF B R, FRANK A A. Energy consumption test methods and results for servo-pump continuously variable transmission control system [J]. *SAE International*, 2005(1): 3782-3788.
- [9] 杨阳,秦大同,杨亚联,等. 车辆 CVT 液压系统功率匹配控制与仿真 [J]. *中国机械工程*, 2006, 17(4): 426-430.
- YANG YANG, QIN-DATONG, YANG YA-LIAN, et al. Power matching control and simulation on hydraulic system of CVT [J]. *China Mechanical Engineering*, 2006, 17(4): 426-430.
- [10] 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.
- [11] 贺林,吴光强,韩宗奇,等. 金属带式无级变速器电液控制系统 [J]. *汽车工程*, 2008, 30(5): 429-433.
- HE LIN, WU GUANG-QIANG, HAN ZONG-QI, et al. An Electro-hydraulic control system for metal v-belt CVT [J]. *Automotive Engineering*, 2008, 30(5): 429-433.
- [12] 贾利国,黄琪. 无级变速传动液压系统设计及仿真分析 [J]. *工程设计学报*, 2006, 13(6): 166-169.
- JIA LI-GUO, HUANG QI. Hydraulic system design and simulation analysis of CVT [J]. *Journal of Engineering Design*, 2006, 13(6): 166-169.
- [13] 熊新,王玮玲,王琪,等. 汽车无级变速器液压系统的建模与分析 [J]. *机床与液压*, 2008, 36(2): 83-85.
- XIONG XIN, WANG WEI-LING, WANG QI, et al. Modeling and analysis of hydraulic system of automobile CVT [J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2008, 36(2): 83-85.
- [14] 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, 2008: 799-803.
- [15] 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.

(编辑 张小强)