

# CVT 闭式液压控制系统

郝建军, 吕 威, 卫建伟

(重庆理工大学 汽车零部件制造及检测技术教育部重点实验室, 重庆 400050)

**摘 要:**提出了一种新型的 CVT 液压控制系统,介绍了该系统的组成、原理和特点,对其进行了相关的理论分析和计算机仿真。结果表明,这种新型的 CVT 控制系统能够快速准确地实现 CVT 目标速比,满足 CVT 对速比的控制要求。

**关 键 词:**闭式液压;CVT;控制系统

中图分类号:TH132

文献标识码:A

文章编号:1674 - 8425(2010)08 - 0021 - 06

## Research on Closed Hydraulic Control System for CVT

HAO Jian-jun, LV Wei, WEI Jian-wei

(Key Laboratory of Automobile Parts Manufacturing & Testing Ministry of Education,  
Chongqing University of Technology, Chongqing 400050, China)

**Abstract:** A new type of Hydraulic Control System is presented, and the form, principle and characteristics of this system is introduced. Theoretical analysis and computer simulation are also implemented. The results show that this new type of CVT control system has the advantages of reducing the energy consumption and having high efficiency, low cost and high reliability.

**Key words:** closed hydraulic; CVT; control system

最初开发的 CVT(无级变速器)为机液控制系统,其缺点是不能对主从动带轮油缸的压力进行单独控制,难以实现夹紧力和速比的任意调节<sup>[1]</sup>。如今普遍采用的电液伺服系统能够克服上述缺点,而且具有控制精度高、响应速度快、承载能力大、自动化程度高等优点。但电液伺服系统耗能严重、控制阀价格较贵、对油液污染比较敏感、控

制策略繁复且成本较高。本文提出了一种节能可靠性高、抗污能力强、成本低但又不失电液伺服系统控制精度的闭式液压控制 CVT。闭式液压控制是用电机和可双向转动的定量泵取代电液伺服系统中的电液伺服阀和变量泵。该系统的最大特点是充分发挥电机的特性而不用电液伺服阀。电动机驱动可双向转动的定量泵,定量泵直接驱动液

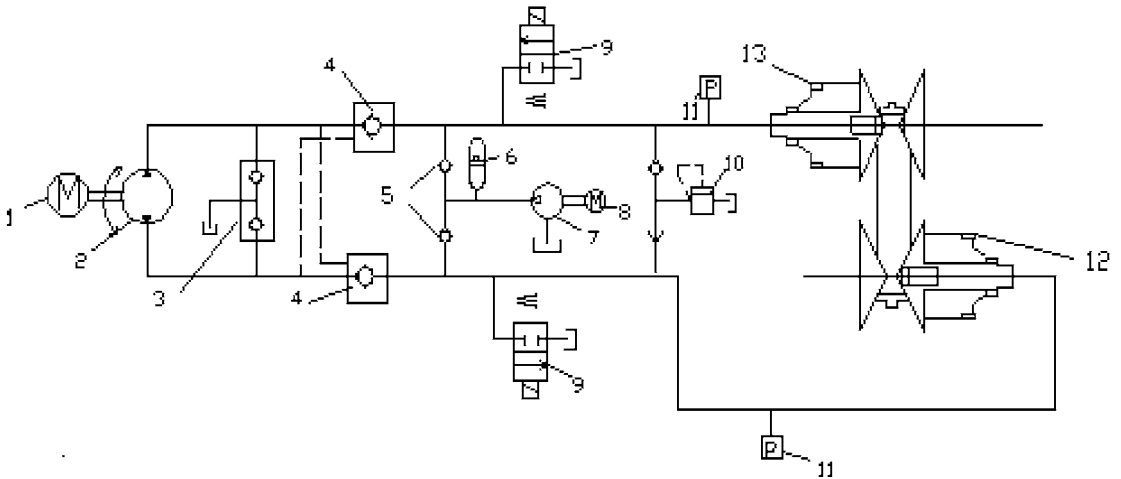
压缸。通过改变电动机的正反转、速度和运转时间来控制主动轮液压缸的正反向、速度和位置,从而实现目标速比的调节。

## 1 系统结构及工作原理

CVT 闭式液压控制系统结构原理如图 1 所示,其液压回路包括速比调节的主液压回路和夹紧力控制回路。

速比控制回路由直流电动机 I、双向液压泵、梭阀、双向液压锁、主从动轮液压缸、负载、油箱和液压连接管路等组成,由图 1 所示,其中主从动轮 2 个液压缸面积相等。双向液压泵、双向液压锁、双高速开关电磁阀和主从动轮液压缸组成闭式油路由直流电动机 I 向液压泵 I 提供动力,直流电机

I 的转速、方向和运行时间由单片机控制,形成 PWM 调速式闭式液压系统。当电机正转时,主从动轮液压缸向右移,且移动距离相等,这样主动轮工作半径变大,从动轮工作半径变小、速比增加。当速比增加到目标速比时,单片机控制直流电机 I 停止运转,此后速比就保持在当前目标速比下,直到下次需要变速、电机重新开始运转时才发生改变。同理,当电机反转时速比减小,速比减小量也是由电机的运转时间确定。另外 PWM 脉宽调制占空比越高,电机转动的速度就越大,这样液压缸运动的速度就越快,速比调节响应就越快。系统中梭阀的作用是使闭式油路无论速比增加还是减小均能给系统补充油液,防止双向液压泵的吸油口吸空。安全阀的作用是保证回路中的油压不超过系统设定的最大值。



1. 直流电机 I; 2. 油泵 I; 3. 梭阀; 4. 双向液压锁; 5. 单向阀; 6. 蓄能器; 7. 油泵 II; 8. 直流电机 II;  
9. 高速开关电磁阀; 10. 安全阀; 11. 压力传感器; 12. 主动轮液压缸; 13. 从动轮液压缸

图 1 CVT 闭式液压控制系统原理

夹紧力控制回路由直流电机 II、油泵 II、蓄能器、单向阀、高速开关电磁阀、压力传感器、安全阀和主从动轮液压缸组成。夹紧力控制回路主要是控制金属带夹紧力的大小来高效地传递扭矩。具体的实施是通过控制高速开关电磁阀的脉冲宽度调制 (PWM) 技术来调节的,系统中的 2 个高速开关电磁阀属于二位二通阀,分别连着主回路和油箱。当电磁阀通电时(即电磁阀开)主回路

接通。需要进行压力控制时,高速开关电磁阀的控制口进行开和关的交替动作,此时回路的流量以及油压的增量将与阀的变调率成正比。若要使控制回路压力升高,就延长电磁阀关的时间(占空比减小);反之,若要回路压力降低则延长电磁阀开的时间(占空比增加)。控制口压力的值通过压力传感器反馈至控制器,控制器将反馈值与目标值比较后,将相应的控制信号经放大器送到高速

开关电磁阀,根据脉宽调制工作方式,调整高速开关电磁阀开关的时间长短(即通过的平均流量不同),从而达到控制压力的目的。高速开关电磁阀采用锥阀结构,对油液清洁度要求低,泄漏量也比较小。回路中蓄能器可有效地稳定液压回路的压力波动。

与现行的液压回路系统相比,这种新型的 CVT 控制系统具有如下突出特点:

1) 节能效果显著。由于用直流电机驱动液压泵工作从而避免了节流损耗和溢流、卸荷损耗,经初步计算,一般情况下 CVT 传递  $150 \text{ N} \cdot \text{m}$  扭矩速比调节时直流电机消耗的最大功率不到  $300 \text{ W}$ 。另外电动机与执行元件的液压缸可做到较

为理想的功率匹配。

2) 提高了系统的寿命和可靠性,有效降低生产成本。由于用价格低廉、可靠性高的定量泵和锥阀(图中所有用到的阀)取代价格贵、精度要求高的滑阀(比例阀),克服了滑阀成本高、易受磨损、抗污染能力差、低负荷下运行时经济性差的缺点。

3) 体积小、质量轻、效率高,可以实现高度集成一体化。

## 2 CVT 系统方案的总体控制框图

CVT 系统方案的总体框架如图 2 所示。

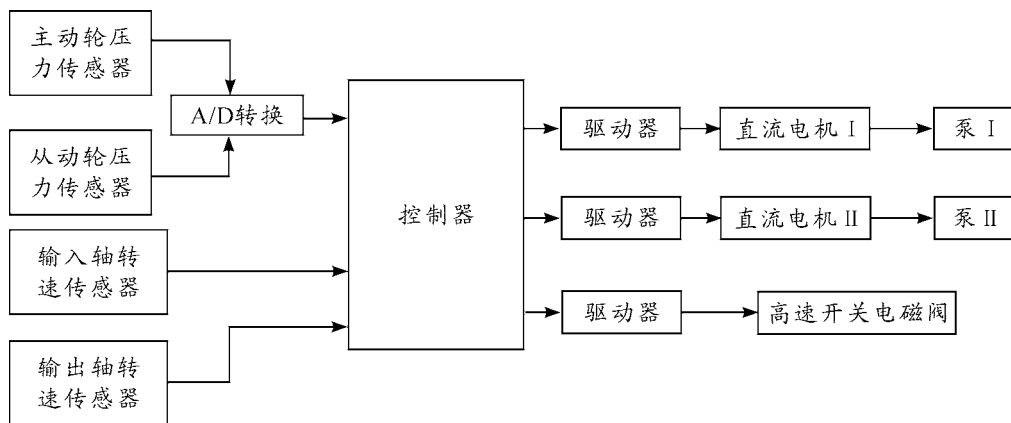


图 2 CVT 总体控制框图

驾驶员发动汽车后,控制系统开始工作,控制器(单片机)首先通过 A/D 转换接口将各种传感器的信号读入,单片机根据采集到的相关信号,通过分析处理来确定无级变速器的目标速比和夹紧力,然后单片机通过驱动电路 PWM 调速控制直流电机 I 正反转、运转时间和运转速度,从而控制速比。至于夹紧力控制是由直流电机 II 和高速开关电磁阀来完成的。直流电机 II 工作,回路压力的值通过压力传感器反馈至控制器,与目标夹紧力比较后控制器通过控制高速开关电磁阀的脉冲宽度调制(PWM)技术来调节夹紧力。该控制系统最大的特点是充分发挥直流电动机的特性而不用电液伺服阀,通过控制电动机的正反转、速度和运

转时间来改变 CVT 的速比和夹紧力。

## 3 液压系统建模与仿真

### 3.1 CVT 闭式液压控制系统的简化

为了建立 CVT 闭式液压控制系统的数学模型,首先应对系统进行必要的简化。当夹紧力一定,直流电机 I 调节泵 I 变速时,由于主动缸和从动缸面积相等、体积相同,假设金属带与锥盘间没有滑差,这样主动缸和从动缸就可以看作是对称缸结构,省略原系统中的非主要元件,液压系统模型可简化为一个泵控缸系统<sup>[2]</sup>,如图 3 所示。

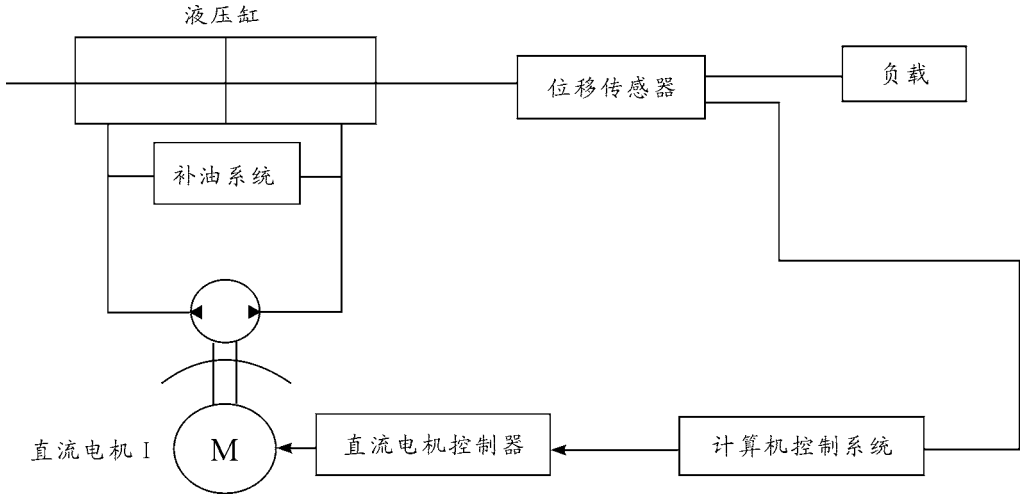


图3 CVT 闭式液压控制系统简化模型

### 3.2 直流电机的数学模型

由直流电机的电气方程和机械方程,求得直流电机转速相对于输入电压的传递函数模型为

$$H(S) = \frac{\omega_p(s)}{U_a(s)} = \frac{1}{T_m T_a S^2 + T_m S + 1}$$

式中: $\omega_p$  为直流电机 I 的输出角速度; $C_c$  为电机电势系数; $T_m$  为机械时间常数; $T_a$  为电气时间常数。

### 3.3 泵控对称缸系统的数学模型

CVT 闭式液压控制系统的主动缸和从动缸大小相等。假设:工作油液的体积弹性模量为恒值;忽略管道压力损失、流体质量效应和管道动态的影响;液压泵和液压缸泄漏流动状态为层流;忽略补油系统的影响。根据流量连续方程和活塞力平衡方程建立动力机构的数学模型,活塞正向运动的位移为

$$Y(s) = \frac{\frac{D_p \omega_p(s)}{A} - \frac{\lambda}{A^2} (1 + \frac{V_t}{2\lambda\beta_e} s) F_L(s)}{s(\frac{s^2}{\omega_h^2} + 2\frac{\xi_h}{\omega_h} s + 1)}$$

式中: $D_p$  为泵的排量 ( $m^3/r$ ); $A$  为活塞有效面积

( $m^2$ ); $\lambda$  为泄露系数 ( $m^3/s$ ); $V_t$  为缸的总容积 ( $m^3$ ); $\beta_e$  为液压缸油的体积弹性模量 ( $N/m^2$ ); $F_L$  为外负载力 ( $N$ ); $\omega_h$  为液压固有频率 ( $rad/s$ ); $\xi_h$  为液压阻尼比。

### 3.4 位移传感器数学模型

系统中采用的位移传感器是光电编码器,其频响远高于系统信号频率,而且线性度较好,所以可以看作一个比例环节:

$$\frac{U_b(s)}{Y(s)} = K_b$$

式中  $K_b$  为位移传感器增益 ( $V/m$ )。

### 3.5 CVT 闭式液压系统数学模型

对 CVT 闭式液压系统数学模型进行简化,可得到如图 4 所示的系统传递函数方框图,其中控制算法采用 PID 算法。

系统对给定输入信号的开环传递函数为

$$G(s) = \frac{K_{pid} D_p}{AC_c s (T_m T_a s + 1) (\frac{s^2}{\omega_h^2} + 2\frac{\xi_h}{\omega_h} s + 1)}$$

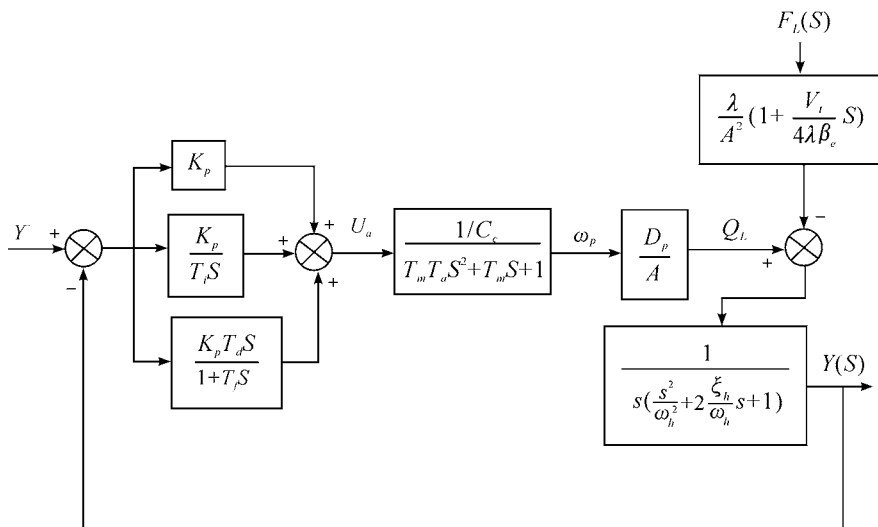


图4 CVT 闭式液压控制系统传递函数方框图

## 4 系统仿真

### 4.1 系统仿真参数的选取和计算

系统采用内啮合齿轮泵,型号为 CB - B4B。泵流量  $Q = 4 \text{ L/min}$ ,最大转速  $n = 1\ 450 \text{ r/min}$ ,工作压力为  $2.5 \text{ MPa}$ 。直流电机功率为  $300 \text{ W}$ ,电动机最大转速为  $1\ 500 \text{ r/min}$ 。缸的直径  $D = 125 \text{ mm}$ ,缸的缸径  $d = 70 \text{ mm}$ ,缸的行程  $L = 20 \text{ mm}$ (系统中的参数都是通过计算和样机要求最终确定的)。

根据 CVT 闭式液压控制系统原理样机的实际结构,主要仿真参数为:  $K_{pid} = 2$ ;  $C_c = 0.003 \text{ V} \cdot \text{S/rad}$ ;  $T_m = 0.02 \text{ s}$ ;  $T_a = 0.01 \text{ s}$ ;  $D_p = 2.76 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{r}$ ;  $A = 8.42 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ ;  $\beta_e = 700 \text{ MN/m}^2$ ;  $\lambda = 6 \times 10^{-11} (\text{m}^3/\text{s}) \cdot \text{Pa}^{-1}$ ;  $V_l = 1.68 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ ;  $m = 25 \text{ kg}$ ;  $\omega_h = 401.5 \text{ rad/s}$ ;  $\xi_h = 0.15$ ;  $F_L = 150 \text{ N}$ 。

CVT 闭式液压控制系统的开环传递函数为

$$G(s) = \frac{11\ 840\ 012}{s^4 + 170s^3 + 166\ 000s^2 + 8\ 340\ 000s}$$

### 4.2 系统对不同信号响应的计算机仿真分析

在 Matlab 的 Simulink 模块下建立系统的仿真模型,给系统输入不同的信号,并经过 PID 校正后得到系统的响应曲线,如图 5~6 所示。

图中曲线 1 为给定输入信号,曲线 2 为响应曲线。图 5 为系统对阶跃信号响应的仿真曲线,图 6 是系统对斜坡信号响应的仿真曲线。

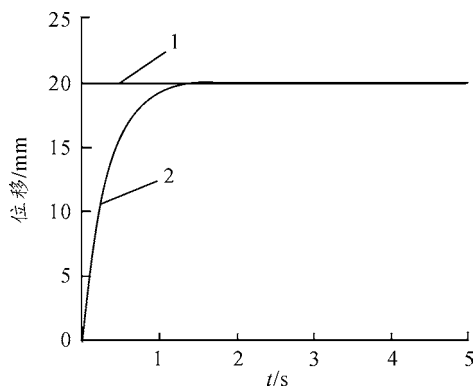


图5 阶跃响应仿真曲线

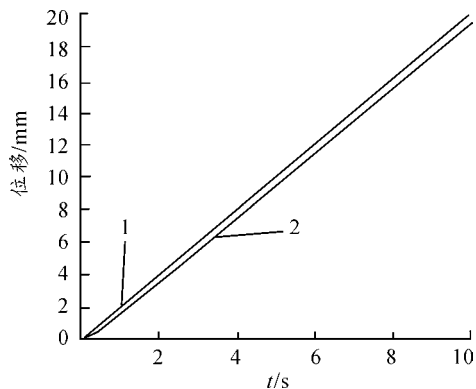


图6 斜坡信号响应仿真曲线

从图4中可以看出:当模型中活塞位移从零到最大位移20 mm时,即CVT速比从最小增加到最大传动比,时间在2 s之内,动态响应特性良好,这比目前普通CVT的调速性能要优良许多。从图5中可以看出系统对斜坡响应跟踪有一点点滞后,这可能是因为系统推动负载变速时,油液的压缩时间会增长造成信号跟踪滞后,这在以后的研究中通过优化控制算法可以消除。

通过对系统的仿真分析,可以知道CVT闭式液压控制系统的快速性较好,能够满足CVT对速比的控制要求,同时系统的稳定性好,稳态误差小。

## 5 结束语

提出了一种新型的CVT液压控制系统,通过仿真分析,该系统能够快速准确地实现CVT目标速比。由于用直流电机驱动液压泵工作从而避免了一般CVT中由发动机直接驱动液压泵产生的节流损耗和溢流、卸荷损耗,因此能最大限度地节省燃油,经济性好。

## 参考文献:

- [1] 贺林. 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.
- [2] 王洪杰. 直驱式液压位置控制系统的建模与仿真分析[J]. 机床与液压, 2005, 5: 65-66.
- [3] 程乃士. 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.
- [4] 王占林. 近代液压控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997.
- [5] Ito M Hirose N, Shimizu E. Main engine revolution control for ship with direct drive volume control system [C]//ISMEV01 II It. TOKY: [S. l. ], 2000.
- [6] ho M StaoH, MaedaY. Direct drive volume control of hydraulic system and its application to the steering system of ship [C]//FIUCOME'97. Hayama: [S. l. ], 1997: 445-450.
- [7] 李磊, 石晓辉, 程乃士. 国产CVT金属带摩擦片强度分析[J]. 重庆工学院学报: 自然科学版, 2009(7): 22-27.
- [8] 梁锡昌, 蒋建东. 磁流度无级调速技术的研究[J]. 机械工程学校, 2005(9): 146-149.

(责任编辑 陈松)