

排量伺服系统对液压机械无级变速器动态特性的影响

苑士华 魏超 胡纪滨

【摘要】 分别对排量伺服系统与液压机械无级变速器进行了数学建模,并且分析了各自及串联后的频率特性与阶跃输入响应特性。理论分析与试验结果表明:排量伺服系统的带宽较低,响应较慢,在系统中起低通滤波器的作用;液压机械无级变速器的带宽较大,响应较快,阶跃输入下系统出现超调;串联后,由于受到排量伺服系统低通特性的影响,高频信号得到衰减,系统带宽变低,因此系统响应速度变慢,阻尼变大,稳定性得到了提高。

关键词: 液压机械传动 无级变速器 排量伺服系统 频率特性 动态特性

中图分类号: TH137.3; TH132.46

文献标识码: A

Influence of Displacement Servo System on Dynamic Behavior of Hydro-mechanical Transmission

Yuan Shihua Wei Chao Hu Jibin

(Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract

The mathematic models of displacement servo system and hydro-mechanical transmission were built respectively. Each characteristic was analyzed according to bode diagram and step-input response. The results of analysis and test showed that the band width of displacement servo system is small, so it works as low-pass filter and responds slowly, whereas the band width of hydro-transmission is larger, and it responds quickly with over control. The system of hydro-mechanical transmission connected with displacement servo system in series is influenced by displacement servo system, so its band width becomes smaller and damp becomes larger, which results in slower response speed and improved stability.

Key words Hydro-mechanical transmission, Continuously variable transmission, Displacement servo system, Frequency characteristic, Dynamic behavior

引言

液压机械无级变速器使用液压系统进行无级调速,同时利用换挡将调速范围扩大,来满足车辆行驶的要求。由于变量泵对排量的调节是由排量伺服系统完成^[1~3],所以排量伺服系统的性能在很大程度上影响着液压机械无级变速器的调速性能。因此分析排量伺服系统对液压机械无级变速器的影响对指导控制系统的设计非常有意义。

1 变量泵排量伺服系统动态特性

图1为电液伺服排量控制系统的原理图,它是通过控制伺服阀开口来改变变量活塞的位移,进而改变泵斜盘的倾角,达到变量的目的。该机构是力反馈式闭环控制回路,具有结构紧凑、响应快速等优点,且便于远程控制^[3]。排量伺服系统由4部分构成:伺服阀、反馈杠杆、伺服缸、斜盘。

1.1 伺服阀方程

伺服阀结构简图如图2所示,两端的比例电磁

收稿日期:2007-04-18

苑士华 北京理工大学机械与车辆工程学院 教授 博士生导师,100081 北京市

魏超 北京理工大学机械与车辆工程学院 博士生

胡纪滨 北京理工大学机械与车辆工程学院 副教授 博士

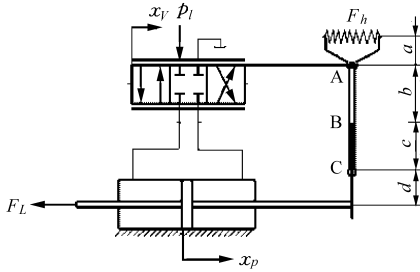


图1 变量泵排量伺服系统原理图

Fig.1 Scheme of displacement servo system of variable displacement pump

铁分别产生作用力 F_1 和 F_2 。伺服阀芯有3个工作位置(图1),中位为关闭状态, a - Y1、b - Y2 不导通,变量液压缸静止; F_1 作用时,主阀心右移,导通 a - Y1和 Y2 -回油口; F_2 作用时,主阀心左移,导通 b - Y2 和 Y1 -回油口。

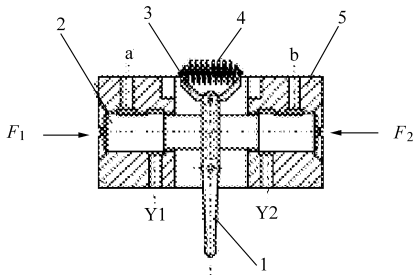


图2 伺服阀结构简图

Fig.2 Structure diagram of servo valve

1. 反馈杠杆 2. 阀芯 3. 弹簧拉杆 4. 反馈弹簧 5. 主阀体

根据伺服阀各组成部分的作用关系,可列出线圈端电压-电流方程,线圈电流-电磁铁推杆力方程以及阀芯的力平衡方程

$$U_i = L \frac{dI}{dt} + R_c I \quad (1)$$

$$F_M = K_I I - K_y x_T \quad (2)$$

$$F_M = m_V \frac{d^2 x_V}{dt^2} + B_V \frac{dx_V}{dt} + K_{fV} x_V + F_f \quad (3)$$

式中 L ——线圈电感 I ——通过线圈的电流

t ——时间 R_c ——线圈的阻抗

x_T ——反馈弹簧变量

U_i ——线圈端电压 K_I ——电流力增益

F_M ——电磁铁推杆推力

K_y ——电磁铁推杆调零弹簧刚度

x_V ——阀芯位移 B_V ——阀芯阻尼系数

m_V ——阀芯与电磁铁推杆质量

K_{fV} ——阀芯稳态液动力刚度系数

F_f ——反馈杠杆的作用力

1.2 反馈杠杆方程

根据杠杆原理可得反馈杠杆上的位移方程与力平衡方程

$$x_h = \frac{a+b+c}{d} x_p + \frac{c}{a+b+c} x_V \quad (4)$$

$$F_f = \frac{a+b+c}{c} x_h K_h \quad (5)$$

$$F_s = \frac{a+b+c}{d} x_h K_h \quad (6)$$

式中 a, b, c, d ——杠杆结构尺寸

x_h ——反馈弹簧位移

x_p ——伺服缸活塞位移

K_h ——反馈弹簧刚度

F_s ——活塞对反馈杠杆的作用力

1.3 伺服缸方程

图3为伺服缸结构简图,伺服缸的流量大小取决于伺服阀的开口量,伺服缸活塞主要受液压力、反馈杠杆作用力以及斜盘推杆力等,根据这些可列出伺服缸流量方程与力平衡方程

$$Q_L = K_q x_V - K_c p_L = C_{tp} p_L + A_p \frac{dx_p}{dt} + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt} \quad (7)$$

$$A_p p_L = m_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + K_p x_p + F_L + F_s \quad (8)$$

式中 Q_L ——进入伺服缸的流量

K_q ——阀芯在零位附近的流量增益

K_c ——阀芯在零位附近流量-压力系数

p_L ——伺服缸压力

C_{tp} ——伺服缸的总泄漏系数

A_p ——伺服缸活塞的有效面积

V_t ——伺服缸的有效总容积

β_e ——液压油的弹性模量

m_p ——伺服缸活塞质量

B_p ——活塞组件的粘性阻尼系数

K_p ——活塞的对中弹簧刚度

F_L ——斜盘推杆对活塞的作用力

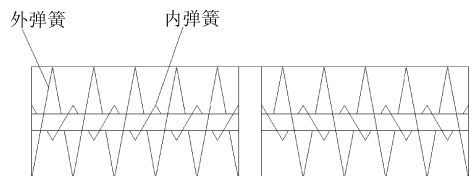


图3 伺服缸结构简图

Fig.3 Structure diagram of servo cylinder

1.4 斜盘操纵机构方程

斜盘操纵机构的力平衡方程为

$$F_L L_h = J_{sp} \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + B_{sp} \frac{d\alpha}{dt} + K_{sp} L_1^2 \tan \alpha + T_{pr} \quad (9)$$

式中 L_h ——伺服缸到斜盘转动中心的距离

J_{sp} ——斜盘的转动惯量

- α ——斜盘摆角
- B_{sp} ——斜盘转动的粘性摩擦因数
- K_{sp} ——斜盘压紧弹簧的刚度
- L_1 ——斜盘压紧弹簧到斜盘中心线的距离
- T_{pr} ——变量泵工作压力对斜盘作用力矩

由于斜盘摆动角度较小,所以 $\alpha \approx \tan \alpha = \frac{x_p}{L_h}$,

代入式(9)得

$$F_L L_h^2 = J_{sp} \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_{sp} \frac{dx_p}{dt} + K_{sp} L_1^2 x_p + T_{pr} L_h \quad (10)$$

1.5 排量伺服系统动态特性

根据式(1)~(10),在 Matlab/Simulink 中建立仿真模型,可得到以控制电压为输入、以泵排量比(对应泵的斜盘摆角)为输出的系统频率特性(图 4)与阶跃输入时域响应曲线(图 5)。

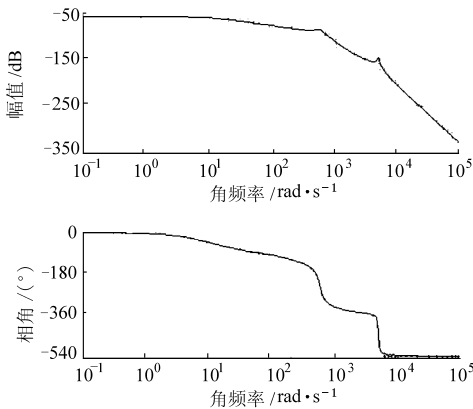


图 4 排量伺服系统频率特性曲线

Fig. 4 Curve of frequency characteristic of displacement servo system

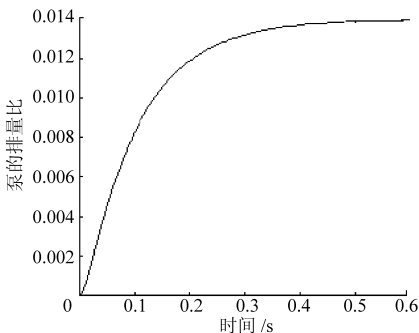


图 5 排量伺服系统阶跃输入响应曲线

Fig. 5 Curve of step response of displacement servo system

从图 4 可以看出,排量伺服系统实质上是一个低通滤波器,带宽在 10 rad/s 左右,它表明当输入信号的频率高于 10 rad/s 时,输出信号的幅值将会出现大幅度衰减。从图 5 可以看出,阶跃输入下系统没有出现超调,表现出惯性迟滞特性,上升时间约为 0.3 s。

2 液压机械无级变速器的特性

2.1 液压机械无级变速器的数学模型

图 6 为两段式液压机械无级变速器的传动简图。当制动器 T1 接合、制动器 T2 分离时,系统工作于纯液压段;当制动器 T2 接合、制动器 T1 分离时,系统工作于液压机械段。

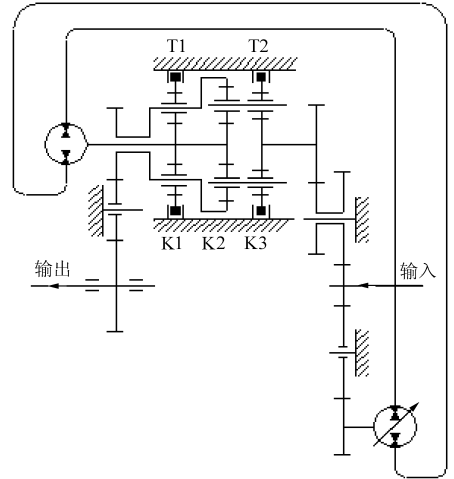


图 6 两段式液压机械无级变速器传动简图

Fig. 6 Transmission scheme of two-range hydro-mechanical transmission

为方便建模,对几个重要前提条件进行说明:

- ①假设变速器输出轴的负载转动惯量比变速器内部齿轮和轴的转动惯量大很多,则变速器内部齿轮和轴转动惯量的影响可以忽略。
- ②假设齿轮和轴的扭转刚度很大,机械系统的响应速度比液压系统的响应速度快很多,则齿轮和轴传动对变速器响应速度的影响可以忽略。
- ③假设变速器输出轴只受到固定负载转矩和惯性负载转矩的作用。
- ④对输出轴负载转矩定值进行修正,从而忽略变速器内部机械效率的影响。

根据这些条件,建立纯液压段的运动学方程和力平衡方程

$$V_{pmax} \frac{\omega_e}{i_1} \epsilon_p = V_m i_3 (1 + k_1) \omega_0 + \frac{c_s (V_{pmax} + V_m)}{u} (p_2 - p_1) + \frac{V_0 d (p_2 - p_1)}{\beta_e dt} \quad (11)$$

$$(p_2 - p_1) V_m = \left[\frac{J_0}{i_3 (1 + k_1)} + i_3 (1 + k_1) J_{m0} \right] \frac{d\omega_0}{dt} + f_m i_3 (1 + k_1) \omega_0 + \frac{T_0}{i_3 (1 + k_1)} \quad (12)$$

- 式中 V_{pmax} ——泵的最大排量
- ω_e ——输入轴角速度
- i_1 ——输入轴到泵轴的传动比

ϵ_p ——泵的排量比 V_m ——定量马达排量
 i_3 ——K1行星排行星架到变速器输出轴的传动比
 ω_0 ——输出轴转速 c_s ——总泄漏系数
 u ——油液粘度 p_2 ——高压油路压力
 p_1 ——低压油路压力
 V_0 ——液压路工作容积
 β_e ——油液弹性模量
 J_0 ——变速器输出轴的负载转动惯量
 J_{m0} ——马达轴的转动惯量
 f_m ——马达粘性阻尼
 T_0 ——输出轴的定值负载转矩
 k_1 ——K1行星排的特性参数

建立液压机械段的运动学方程和力平衡方程

$$V_{p\max} \frac{\omega_e}{i_1} \epsilon_p = V_m \left[\frac{(1+k_2)\omega_e}{(1+k_3)i_2} - k_2 \omega_0 i_3 \right] + \frac{c_s (V_{p\max} + V_m)}{u} (p_2 - p_1) + \frac{V_0 d(p_2 - p_1)}{\beta_e dt} \quad (13)$$

$$(p_2 - p_1) V_m = - \left(\frac{J_0}{i_3 k_3} + k_2 i_3 J_{m0} \right) \frac{d\omega_0}{dt} + f_m \left[\frac{(1+k_2)\omega_e}{(1+k_3)i_2} - k_2 \omega_0 i_3 \right] - \frac{T_0}{i_3 k_2} \quad (14)$$

式中 i_2 ——输入轴到 K3 排太阳轮轴的传动比
 k_2 ——K2 行星排的特性参数
 k_3 ——K3 行星排的特性参数

2.2 液压机械无级变速器的调速系统动态特性

假设变速器输入轴的转速不变,以变量泵的排量比 ϵ_p 为输入,变速器的速比 i 为输出,建立调速系统模型。由于纯液压段与液压机械段工况的系统特性比较接近,因此,这里仅对纯液压段的调速特性进行分析。将式(11)与(12)进行拉普拉斯变换,可得到调速系统的传递函数,它的频率特性与阶跃输入时域响应曲线如图 7 和图 8 所示。

从图 7 和图 8 可以看出,液压机械无级变速器的调速系统是一个二阶振荡系统。系统的上升时间约为 0.02 s,调节时间约为 0.06 s。系统的带宽在 200 rad/s 左右,因此它对高于 200 rad/s 的输入信号有很强的幅值衰减性。

3 伺服系统对变速器动态特性的影响

对排量伺服系统与液压机械无级变速器串联后的系统进行频率特性(图 9)与时域特性(图 10)分析。

从图 9、10 中可以看出,加入排量伺服系统后的

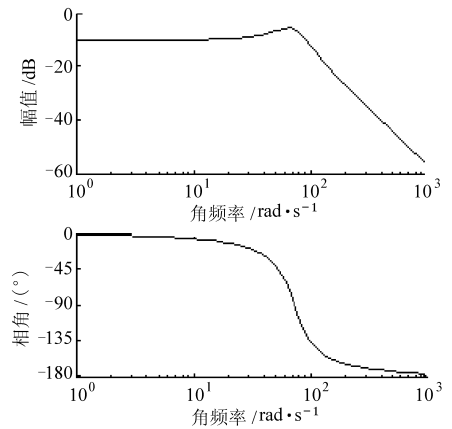


图 7 液压机械无级变速器频率特性曲线
Fig. 7 Curve of frequency characteristic of hydro-mechanical transmission

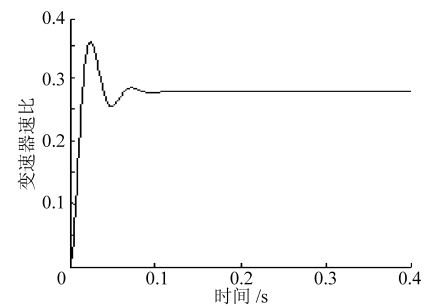


图 8 液压机械无级变速器阶跃输入响应曲线

Fig. 8 Curve of step response of hydro-mechanical transmission

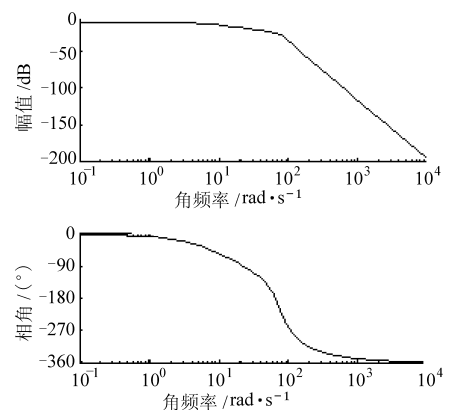


图 9 带排量伺服系统的变速器频率特性曲线

Fig. 9 Curve of frequency characteristic of hydro-mechanical transmission with displacement servo system

液压机械无级变速器,响应速度明显降低,响应时间从 0.02 s 变到 0.3 s;同时系统的阻尼增大,使得超调现象消失,系统稳定性增强。这主要是因为排量伺服系统的带宽比液压机械无级变速器的带宽小很多,因此 2 个系统串联后其对液压机械无级变速器谐振频率附近的信号都进行了幅值衰减,导致系统的谐振幅值变得很小。同时,由于系统带宽降低,使得响应速度变慢。

排量伺服系统虽然降低了液压机械无级变速器的速比响应速度,但它为变速器实现电子控制提供

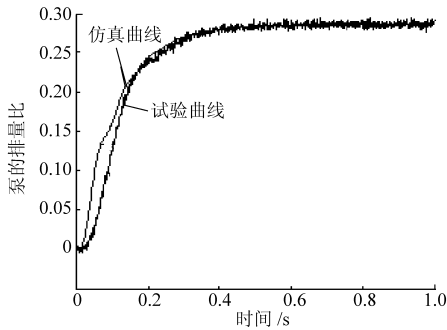


图 10 带排量伺服系统的变速器阶跃输入响应特性曲线

Fig. 10 Curve of step response of hydro-mechanical transmission with displacement servo system

了可能。而且,由于车体质量很大,如果变速器速比变化很快,将使得液压系统工作压力迅速升高到溢流阀设定压力,导致系统大部分流量从溢流阀泄漏掉,造成变速器速比失控。所以,实际使用时一般都采用限幅措施,减小液压机械无级变速器的速比变化率,延长速比的调节时间。因此,排量伺服系统的响应速度不会影响液压机械无级变速器在车辆上的正常使用。

4 试验验证

试验台布置如图 11,采用德国力士乐公司的二次调节单元作为驱动装置与加载装置。本试验为空载试验,室温 25℃ 时油液粘度为 0.045 Pa·s,液压路工作容积为 2 L,变量泵的最大排量为 180 L/min,定量马达排量为 140 L/min,输入轴转速固定在 500 r/min,纯液压段工况控制电压阶跃输入下的速比响应曲线如图 10 所示。从图 10 看出,试验曲线

与仿真曲线趋势基本一致,稳态值基本相同,但实际过程的响应要滞后于仿真过程,这说明计算公式中的参数还有待用试验数据进行修正。

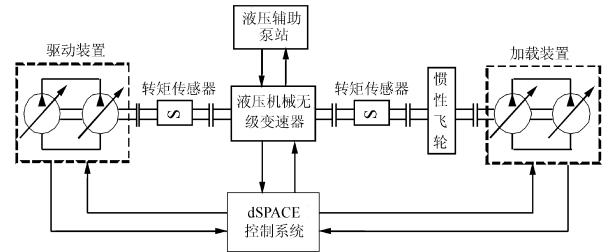


图 11 试验台布置简图

Fig. 11 Arrangement diagram of test-bed

5 结论

(1) 排量伺服系统的响应时间约为 0.3 s,带宽在 10 rad/s 左右,它对高于 10 rad/s 的输入信号起到低通滤波器的作用,使输出信号幅值急剧减小。

(2) 液压机械无级变速器响应时间约为 0.02 s,带宽在 200 rad/s 左右,谐振频率为 160 rad/s。由于谐振频率在带宽范围之内,因此阶跃输入下系统出现振荡衰减。

(3) 排量伺服系统与液压机械无级变速器串联后,由于排量伺服系统的低通滤波作用,使得进入液压机械无级变速器的高频信号的幅值得到大幅度衰减,所以系统在谐振频率处的振幅很小,阶跃输入下不会出现超调。虽然串联后系统的响应时间从 0.02 s 变到了 0.3 s,响应速度降低,但它不影响变速器在车辆上的正常工作,而且为变速器实现电子控制提供了可能。

参 考 文 献

- 1 刘修骥. 车辆传动系统分析[M]. 北京:国防工业出版社,1998.
- 2 Yuan Shihua, Hu Jibin, Yang Wenzheng. Conditions of ratio changing continuously for multi-range split transmission[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2000,9(4):358~361.
- 3 彭增雄. 液压泵控马达调速特性的研究[D]. 北京:北京理工大学,2006.
Peng Zengxiong. Research on velocity control system of pump-motor[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology,2006. (in Chinese)