

文章编号:1671-8879(2005)05-0086-04

沥青混凝土摊铺机液压行驶驱动系统

陈 蝶, 胡永彪

(长安大学 道路施工技术与装备教育部重点实验室, 陕西 西安 710064)

摘 要:通过分析沥青混凝土摊铺机液压行驶驱动系统的动态特性,找出其动态参数之间的关系,并对摊铺机的动态工作过程进行探讨,得出改善摊铺机液压行驶驱动系统动态特性的方法。结果表明,在摊铺机液压行驶驱动系统的设计过程中,选用转动惯量小、泄漏小的液压马达,选用排量梯度大、转速高、泄漏小的液压泵,避免使用长管、软管,均有利于摊铺机液压行驶驱动系统动态调速性能的改善和动态速度刚度的提高。

关键词:机械工程;沥青混凝土;摊铺机;液压行驶驱动系统;动态分析

中图分类号:U415.521; TH137

文献标识码:A

Hydraulic drive system of concrete-asphalt paver

CHEN Die, HU Yong-biao

(Key Laboratory for Highway Construction Technology and Equipment
of Ministry of Education, Chang'an University, Xi'an 710064, China)

Abstract: Based on the dynamical analysis of hydraulic drive system of concrete-asphalt paver, the interrelations among dynamic parameters of the paver are established, and the dynamical working process is explored. The methods for improving its dynamical characteristics are given. It is beneficial for improving its dynamical velocity adjustment characteristics and increasing its hydraulic velocity rigidity that the hydraulic drive system is designed by using the motor with small rotational inertia and little leakage, the pump with large displacement grade, high rotational velocity and little leakage, and the pipe with short length and high rigidity. 3 figs, 8 refs.

Key words: mechanical engineering; concrete-asphalt; paver; hydraulic drive system; dynamic analysis

0 引言

沥青混凝土摊铺机在摊铺作业过程中,其摊铺速度的恒定性及行驶的直线性将直接影响摊铺作业质量,故要求其摊铺速度准确而且不随外负荷而变化^[1~3]。为满足要求,有必要对其行驶系统的动态性能进行研究。本文基于履带式沥青混凝土摊铺机行驶系统,采用由变量泵-变量液压马达组成的液压

系统,而且为双泵-双液压马达组成的左右独立的驱动回路,建立了沥青混凝土摊铺机液压行驶驱动系统的动态方程,再通过对摊铺机液压行驶驱动系统的动态特性进行分析,找出了其动态参数之间的关系,并对摊铺机的动态工作过程进行分析,最后得出改善摊铺机液压行驶驱动系统动态调速性能及提高其动态速度刚度的方法,为摊铺机液压行驶驱动系统的设计提供了理论依据。

收稿日期:2004-05-10

作者简介:陈 蝶(1965-),女,福建厦门人,长安大学副教授。

1 动态方程的建立

履带式沥青混凝土摊铺机的行驶系统采用的是由变量泵-变量液压马达组成的液压系统,而且为双泵-双液压马达组成的左右独立的驱动回路,这样有利于摊铺机行驶速度的联动和分别独立控制^[4]。由于其行驶变量泵大多采用电子比例控制,行驶变量液压马达采用双排量两位电磁开关控制,即变量液压马达在摊铺作业工况时在最大排量状态,而在非作业工况时在最小排量状态。因此,在研究摊铺机液压行驶驱动系统的动态特性时,为方便研究,可将其液压行驶驱动系统简化为由2套独立的变量泵-定量液压马达液压回路组成。简化模型如图1所示。

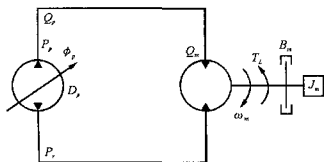


图1 变量泵-定量液压马达组合

为简化分析,作如下假设^[5]:

- (1)忽略泵和液压马达之间管道的压力损失及动态;
- (2)泵、液压马达的泄漏为层流泄漏;
- (3)泵的转速 ω_p 恒定,泵的排量 D_p 与其斜盘倾角 Φ_p 成正比;
- (4)补油系统的工作无滞后,低压管道压力与补油压力相等且恒定为 P_s ,只有高压腔的压力随负载变化;
- (5)不考虑液压马达摩擦力矩等非线性因素。

1.1 变量泵的流量方程

$$Q_p = D_p \omega_p - C_{ip}(P_p - P_s) - C_{op}P_p \quad (1)$$

式中: Q_p 为泵的输出流量($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$); D_p 为泵的每弧度排量($\text{m}^3 \cdot \text{rad}^{-1}$), $D_p = K_p \Phi_p$, K_p 为泵的排量梯度($\text{m}^3 \cdot \text{rad}^{-2}$); Φ_p 为泵的斜盘倾角(rad); ω_p 为泵的角速度($\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$); C_{ip} 、 C_{op} 分别为泵的内、外泄漏系数($\text{m}^5 \cdot (\text{N} \cdot \text{S})^{-1}$)。

1.2 流量连续性方程

$$Q_p = Q_m \quad (2)$$

其中, Q_m 为液压马达的输入流量($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$),且

$$Q_m = C_{im}(P_p - P_r) + C_{om}P_p + D_m \omega_m + \frac{V_0}{\beta_e} \frac{dP_p}{dt} \quad (3)$$

式中: C_{im} 、 C_{om} 分别为液压马达的内、外泄漏系数

($\text{m}^5 \cdot (\text{N} \cdot \text{S})^{-1}$); D_m 为液压马达的每弧度排量($\text{m}^3 \cdot \text{rad}^{-1}$); ω_m 为液压马达的角速度($\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$); V_0 为高压管道、泵及液压马达1个腔的容积,即高压腔容积(m^3); β_e 为液体的等效体积弹性模量($\text{N} \cdot \text{m}^{-2}$)。

1.3 液压马达负载转矩平衡方程

$$D_m(P_p - P_r) = J_m \frac{d\omega_m}{dt} + B_m \omega_m + T_L \quad (4)$$

式中: J_m 为液压马达轴上的等效转动惯量($\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{S}^2 \cdot \text{rad}^{-1}$); B_m 为液压马达轴上的等效粘性阻尼系数($\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{S} \cdot \text{rad}^{-1}$); T_L 为作用在液压马达轴上的外负载转矩($\text{N} \cdot \text{m}$)。

首先对式(1)~式(4)进行小增量线性化,再经拉氏变换,得式(5)~式(7)。

$$Q_p(s) = K_p \omega_p \varphi_p(s) - C_{ip} P_p(s) \quad (5)$$

$$Q_p(s) = C_{im} P_p(s) + D_m \omega_m(s) + \frac{V_0}{\beta_e} s P_p(s) \quad (6)$$

$$D_m P_p(s) = (B_m + J_m s) \omega_m(s) + T_L(s) \quad (7)$$

式中: $C_{ip} = C_{ip} + C_{op}$, $C_{im} = C_{im} + C_{om}$,分别为液压泵、液压马达的总泄漏系数($\text{m}^5 \cdot (\text{N} \cdot \text{S})^{-1}$)。

然后,解由式(5)~式(7)组成的方程组,得变量泵-定量液压马达系统的动态方程式(8)。

$$\omega_m(s) = \frac{\frac{K_p \omega_p}{D_m} \varphi_p(s) - \frac{C_{ip}}{D_m^2} \left(1 + \frac{V_0}{\beta_e C_{ip} s}\right) T_L(s)}{\frac{V_0 J_m s^2}{D_m^2 \beta_e} + \left(\frac{C_{ip} J_m}{D_m^2} + \frac{V_0 B_m}{D_m^2 \beta_e}\right) s + \left(1 + \frac{C_{ip} B_m}{D_m^2}\right)} \quad (8)$$

式中: C_{ip} 为液压泵和液压马达的总泄漏系数($\text{m}^5 \cdot (\text{N} \cdot \text{S})^{-1}$), $C_{ip} = C_{ip} + C_{om}$ 。

在一般情况下, $\frac{C_{ip} B_m}{D_m^2} \ll 1$,可忽略不计,故式(8)

可简化为

$$\omega_m(s) = \frac{\frac{K_p \omega_p}{D_m} \varphi_p(s) - \frac{C_{ip}}{D_m^2} \left(1 + \frac{s}{\omega_1}\right) T_L(s)}{\left(\frac{s}{\omega_n}\right)^2 + 2\xi \left(\frac{s}{\omega_n}\right) + 1} \quad (9)$$

式中: ω_n 为液压回路的固有频率($\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$), $\omega_n = D_m \cdot$

$\sqrt{\frac{\beta_e}{V_0 J_m}}$; ξ 为液压回路的阻尼系数(无因次), $\xi =$

$\frac{C_{ip}}{2 D_m} \sqrt{\frac{\beta_e J_m}{V_0}} + \frac{B_m}{2 D_m} \sqrt{\frac{V_0}{\beta_e J_m}}$; ω_1 为液压回路的容积滞

后频率($\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$), $\omega_1 = \frac{\beta_e C_{ip}}{V_0}$ 。

2 动态分析

2.1 泵斜盘倾角 Φ_p 作用下的频率响应分析

当外负载转矩恒定不变,即 $T_L(s) = 0$ 时,动态

方程式(9)可简化为

$$\omega_m(s) = \frac{K_v \Phi_p(s)}{(s/\omega_n)^2 + 2\xi(s/\omega_n) + 1} \quad (10)$$

传递函数为

$$H_1(s) = \frac{\omega_m(s)}{\Phi_p(s)} = \frac{K_v}{(s/\omega_n)^2 + 2\xi(s/\omega_n) + 1} \quad (11)$$

其中, K_v 为液压马达的速度增益系数, $K_v = \frac{K_p \omega_p}{D_m}$, 表示液压马达的角速度随输入信号 Φ_p 而变化的比例系数。对应的频率特性为

$$H_1(j\omega) = \frac{K_v}{[1 - (\omega/\omega_n)^2] + 2\xi j(\omega/\omega_n)} \quad (12)$$

图 2 为式(12)的波德(Bode)图。

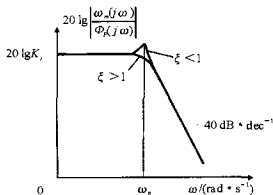


图 2 式(12)的波德图

K_v 值越大, 液压马达输出角速度的调节精度就越高, 对响应速度的提高也有益处。在忽略泄漏和粘性阻尼的情况下, 变量泵输入轴的角速度 ω_p 越大, 其排量梯度 K_p 就越大, 液压马达的排量 D_m 越小, K_v 值就越大。

另外, 为保证摊铺机在直线摊铺工作过程中两侧履带驱动液压马达的转速一致, 在选用驱动泵及液压马达时, 不仅要求有较大的 K_v 值, 而且要求 2 个液压行驶驱动分系统的 K_v 值要一致。为此, 应尽量选用品质好、质量高、性能稳定的同一型号的液压驱动泵及液压马达。

对于二阶微分环节, 其固有频率 ω_n 的提高将有利于改善液压系统的动态调速性能。为了提高液压回路的固有频率, 应尽量减小液压马达转动惯量 J_m 和高压腔容积 V_0 , 增大液体的等效体积弹性模量 β_e 。液压马达排量 D_m 对 ω_n 的影响比较复杂, 它的加大有使 ω_n 增大的一面, 也有导致 V_0 和 J_m 加大而使 ω_n 减小的一面。

阻尼系数 ξ 对系统的动态调速性能影响较为复杂。过小的 ξ 值, 容易使摊铺机在调速过程中产生振荡现象, 但过大的 ξ 值, 对液压系统的快速响应性能不利。因此, 选择 ξ 值时, 应对系统的动态调速性能

指标进行综合考虑^[6]。

2.2 外负载 T_L 作用下的频率响应分析

当变量泵的斜盘倾角固定不变, 即 $\varphi_p(s) = 0$ 时, 动态方程式(9)可简化为

$$\omega_m(s) = -\frac{\frac{C_i}{D_m^2} \left(1 + \frac{s}{\omega_1}\right)}{(s/\omega_n)^2 + 2\xi(s/\omega_n) + 1} T_L(s) \quad (13)$$

传递函数为

$$H_2(s) = \frac{\omega_m(s)}{T_L(s)} = -\frac{\frac{C_i}{D_m^2} \left(1 + \frac{s}{\omega_1}\right)}{(s/\omega_n)^2 + 2\xi(s/\omega_n) + 1} \quad (14)$$

此时, 动态速度刚度特性公式为

$$L(s) = \frac{T_L(s)}{\omega_m(s)} = -\frac{D_m^2}{C_i} \frac{(s/\omega_n)^2 + 2\xi(s/\omega_n) + 1}{1 + (s/\omega_1)} \quad (15)$$

由式(15)可知, 动态速度刚度特性由比例环节、惯性环节和二阶微分环节组成, 负号表示外负载的影响使液压马达的输出角速度减小。图 3 表示其波德图, 它反映了动态速度刚度随外负载变化频率的变化情况, 故称之为动态速度刚度幅频特性曲线。

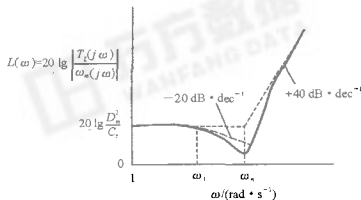


图 3 动态速度刚度幅频特性

由图 3 可知, 在 $\omega < \omega_1$ 的低频段, 只有比例环节起作用。此时外负载 $T_L(s)$ 的变化频率对输出量 $\omega_m(s)$ 没有影响, 系统在这段的动态速度刚度不变, 其数值等于稳态速度刚度, 即

$$\left| -\frac{T_L(j\omega)}{\omega_m(j\omega)} \right|_{\omega=0} = \frac{D_m^2}{C_i} \quad (16)$$

在 $\omega_1 < \omega < \omega_n$ 的中频段, 渐近线斜率为 $-20 \text{ dB} \cdot \text{dec}^{-1}$, 系统在这段的动态速度刚度随外负载变化频率的增加而下降。

在 $\omega > \omega_n$ 的高频段, 渐近线斜率为 $+40 \text{ dB} \cdot \text{dec}^{-1}$ 。高频下惯性负载很大, 抵消了外负载的作用, 使得动态速度刚度反而随频率的二次幂而急剧增加。但系统一般很少在此频率范围工作。

由此可知, 摊铺机在摊铺作业过程中, 由于外负载的变化将导致摊铺行驶速度发生波动。另外, 两

侧履带所受外负载不同时,也将导致两侧履带速度不同,使摊铺机的直线行驶性能变差。为保证摊铺作业质量,摊铺机必须具备足够的动态速度刚度。因此,在摊铺机液压行驶驱动系统的设计过程中,应尽量选用泄漏小的泵和液压马达,尽量选用最大排量较大的变量液压马达^[7,8]。

3 结 语

(1) 提高液压马达的速度增益系数 K_v , 有利于提高液压马达输出角速度的调节精度, 对液压系统的动态调速性能也有益处。增大变量泵输入轴的角速度 ω_p 及其排量梯度 K_p , 减小液压马达排量 D_m , 有利于提高液压马达的速度增益系数 K_v 。

(2) 增大固有频率 ω_n , 有利于改善液压系统的动态调速性能。减小液压马达转动惯量 J_m 和高压腔容积 V_p , 增大液体的等效体积弹性模量 β , 有利于增大固有频率 ω_n 。阻尼系数 ξ 对液压系统的动态调速性能影响比较复杂。选择 ξ 值时, 应综合考虑液压系统的动态调速性能。

(3) 摊铺机必须具备足够的动态速度刚度。减小液压泵和液压马达的泄漏, 增大液压马达的排量, 有利于提高液压行驶驱动系统的动态速度刚度。

(4) 综合考虑摊铺机的动态调速性能保证摊铺机在摊铺作业过程中摊铺速度准确而且具有足够的速度刚度, 在摊铺机液压行驶驱动系统的设计过程中, 选用转动惯量小、泄漏小的液压马达, 选用排量梯度大、转速高、泄漏小的液压泵的同时, 应尽量避免使用长管、软管, 并防止液压油内渗入空气。

参考文献:

References:

[1] 焦生杰, 郝鹏, 龙水根. 沥青混凝土摊铺机作业速度研究[J]. 中国公路学报, 2003, 16(3): 124—126.
JIAO Sheng-jie, HAO Peng, LONG Shui-gen. Study of the velocity of asphalt paver[J]. China Journal of Highway and Transport, 2003, 16(3), 124—126.

[2] 焦生杰, 吴涛. 沥青混凝土摊铺机行驶系统模糊参数自整定 PID 控制[J]. 长安大学学报(自然科学版), 2003, 23(2): 91—94.
JIAO Sheng-jie, WU Tao. Fuzzy-adjustable-PID control over traveling system of asphalt paver[J]. Journal of Chang'an University (Natural Science Edition), 2003, 23(2): 91—94.
[3] 黄育进. 沥青混凝土摊铺机应用技术分析[J]. 工程机械, 2002, 33(9): 49—51.
HUANG Yu-jin. An analysis on application techniques of asphalt concrete pavers[J]. Construction Machinery and Equipment, 2002, 33(9): 49—51.
[4] 颜荣庆, 李自光, 朱福民, 李万莉. 现代工程机械液压系统分析[M]. 北京: 人民交通出版社, 1998.
YAN Rong-qing, LI Zi-guang, ZHU Fu-min, LI Wan-li. Analysis on hydraulic system of modern construction machinery [M]. Beijing: People's Communications Press, 1998.
[5] 陈蝶, 胡水彪. 全轮驱动压路机液压驱动系统动态特性分析[J]. 西安公路交通大学学报, 1999, 19(1): 101—104.
CHEN Die, HU Yong-biao. Analysis on dynamic characteristics of hydraulic drive system of all-wheel-driven roller[J]. Journal of Xi'an Highway University, 1999, 19(1): 101—104.
[6] 吴昌元. 机械系统的动态分析[M]. 成都: 西南交通大学出版社, 1984.
WU Chang-yuan. Dynamic analysis on mechanical system [M]. Chengdu: Southwest Jiaotong University Press, 1984.
[7] 卢长耿, 李金良. 液压控制系统的分析与设计[M]. 北京: 煤炭工业出版社, 1991.
LU Chang-geng, LI Jin-liang. Analysis and design of hydraulic control system [M]. Beijing: Coal Industry Press, 1991.
[8] 王占林. 液压伺服控制[M]. 北京: 北京航空学院出版社, 1987.
WANG Zhan-lin. Hydraulic servocontrol [M]. Beijing: Beijing Aeronautical Engineering Institute Press, 1987.