

车辆液压动力转向器动态优化设计分析

洪家娣¹ 倪国良² 施振邦¹ 俞卯君³

(1 机械工程系 2 基础课部 3 产业处)

摘 要 从动态输出响应失真最小的要求出发,将基于最优理论的 ITSE 准则用于液压动力转向器的动态设计,探讨了该系统主要设计参数最优设计的变化规律,为液压动力转向器的设计提供了有益的依据^[9]。

关键词 液压动力转向器;优化设计;主要参数

分类号 U 463.442

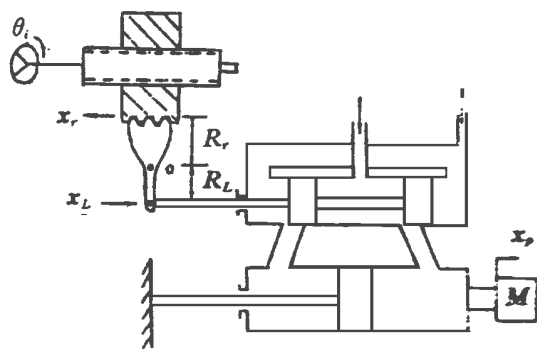
0 引 言

在液压动力转向器的设计中,人们对其进行的分析和试验,有的局限在液压传动的静态设计范围内,有的虽然进行动态分析,但也仅仅进行某项或某几项动态指标的验算,诸如响应速度的验算、稳定性的验算等等,尚缺乏一种综合动态指标,使其综合动态性能优化,以指导系统的动态性能设计,本文拟就此问题进行分析 and 探讨^[13]。

1 基本原理

液压动力转向器是在车辆机械转向器的基础上,增设一个“阀-缸”动力元件构成的,其工作原理图如图 1 所示,它主要由转向盘、丝杆-螺母、齿条-扇齿以及伺服阀-液压缸等组成的一个闭环机-液伺服系统^[13]。

当车辆转向时,驾驶员加于方向盘上的转角 θ 为输入信号,经丝杆-螺母副、齿条-扇齿副后转变为扇齿的摆动,带动拉杆使伺服阀的阀芯位移^[13]。当阀口开启时,来自液压泵(图 1 中未画出)的压力油进入液压缸的某腔,使液压缸产生输出位移,并经横、纵拉杆、转向节臂等驱动转向轮偏转实现车辆的转向,



Q_i —— 方向盘转角; x_L —— 伺服阀阀芯位移;
 x_r —— 齿条位移; x_p —— 液压缸输出量^[13]

图 1 液压动力转向器原理图

同时,液压缸的输出位移使伺服阀的阀口开度变小,当阀口开度为 0 时,车辆的转向停止^[13]

2 数学模型

2.1 方向盘—螺母环节的传递函数

方向盘的转角 θ 经丝杆—螺母副后使螺母产生直线位移 x_r , 若忽略该传动副的间隙, 其传递函数为

$$x_r / \theta = t / 2\pi = k_r \quad (1)$$

式中: t 为丝杆螺距^[13]

2.2 扇齿—伺服阀环节的传递函数

$$x_L / x_r = R_L / R_r = k_L \quad (2)$$

式中: x_L 为伺服阀阀芯的位移量; R_L 为扇齿回转中心至伺服阀阀芯的距离; R_r 为齿条、扇齿啮合点至扇齿回转中心的距离^[13]

2.3 伺服阀的线性压力—流量方程式

$$\theta = k_q x_u - k_c p_L \quad (3)$$

式中: k_q 为伺服阀的流量增益; k_c 为伺服阀的压力—流量系数; p_L 为负载压力; θ 为负载流量; x_u 为伺服阀的阀口开度^[13]

2.4 液压缸运动微分方程式

液压动力转向器的液压缸多数为单杆液压缸, 但是由于活塞杆较细, 可以认为液压缸二侧的有效面积是相等的^[13] 假设液压缸的负载有惯性负载和转向阻力, 则液压缸的运动微分方程式为

$$A_p p_L = M \frac{d^2 x_p}{dt^2} + F_L \quad (4)$$

式中: A_p 为液压缸的有效面积; F_L 为液压缸的当量转向阻力; M 为液压缸运动件质量和负载当量质量之和^[13]

2.5 液压缸的流量连续性方程式

考虑油液可压缩性及液压缸泄漏等因素, 流量连续性方程式为

$$\theta = A_p \frac{dx_p}{dt} + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt} + C_{tp} p_L \quad (5)$$

式中: V_t 为液压缸的总容积; β_e 为压力油的有效容积弹性系数; C_{tp} 为泄漏系数, $C_{tp} = C_i + C_e/2$, 其中: C_i 为内泄漏系数; C_e 为外泄漏系数^[13]

2.6 反馈方程式

由于液压缸的缸体和伺服阀的阀体为一体, 构成了直接的位置反馈^[13]

$$x_u = x_L - x_p \quad (6)$$

对我们所研究的系统而言, 无论车辆行驶多快, 其转向过程的运动速度总是不大的, 因而与加速度变化率 $\ddot{x}_p$ 有关的项可以略去, 以此为前提, 由式(3)、(4)、(5)得到

$$x_p = \frac{k_q x_u - \frac{F_L}{A_p} k_{ce} \left(\frac{V_t}{4\beta_e} S + 1 \right)}{\frac{M k_{ce}}{A_p} S^2 + A_p S} = \frac{k_q x_u - \frac{k_{ce}}{A_p} \left(\frac{V_t}{4\beta_e} S + 1 \right) F_L}{S(T_L S + 1)} \quad (7)$$

式中: $T_L = \frac{M k_{ce}}{A_p^2}$; $k_{ce} = C_{tp} + k_c$ (13)

由式(1)、(2)、(6)、(7)得到图2所示的系统方块图(13)

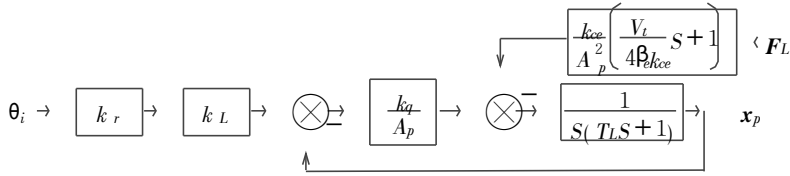


图2 系统方块图

下面分析由于输入信号引起输出量变化的动态过程,转向阻力 F_L 可作为干扰信号不予考虑(13)由图2可得

$$\frac{x_p}{\theta} = \frac{k_m \omega^2}{s^2 + 2\xi\omega s + \omega^2}, \quad (8)$$

式中: k_m 为闭环增益, $k_m = k_r k_L$; ξ 为阻尼比, $\xi = \frac{A_p^3 / 4 M k_{ce} k_q}{k_q A_p / M k_{ce}}$; ω 为无阻尼自然频率, $\omega =$

由式(8),可以得到液压动力转向器的单位阶跃响应为

$$x_p(t) = k_m \left[1 - \frac{e^{-\xi\omega t}}{1 - \xi^2} \sin \left(\omega t + \arctan \frac{1 - \xi^2}{\xi} \right) \right], \quad (t \geq 0) \quad (9)$$

式中: ω 为阻尼自然频率, $\omega = \omega \sqrt{1 - \xi^2}$ (13)

相对误差为

$$e(t) = \frac{x_p(\infty) - x_p(t)}{x_p(\infty)} \quad (10)$$

将式(9)代入式(10)得到

$$e(t) = \frac{e^{-\xi\omega t}}{1 - \xi^2} \sin \left(\omega t + \arctan \frac{1 - \xi^2}{\xi} \right) \quad (t \geq 0) \quad (11)$$

3 性能最优指标

为探讨系统综合性能最优时,液压动力转向器主要参数的变化规律,可采用 ITSE 性能指标,即时间乘误差平方积分准则,它既能表示系统偏离稳态值的误差为最小(性能最优),又便于解析式表示(13)

由 ITSE 性能指标,当系统性能最优时,积分 J 为最小

$$J = \int_0^{\infty} t e^2(t) dt \quad (12)$$

将式(11)代入式(12)得到

$$J = \frac{1}{\omega^2} \left(\xi + \frac{1}{8\xi} \right), \quad (13)$$

为求出使 J 值极小的最佳 ξ 值,将式(13)对 ξ 求导数,得到

$$\frac{dJ}{d\xi} = \frac{1}{\omega^2} \left(2\xi - \frac{1}{4\xi^2} \right) = 0,$$

从而得 $\xi=0.595$

4 车辆液压动力转向器主要设计参数最佳设计的变化规律

将 ω 、 ξ 值代入式(13), 得到

$$J = \frac{M k_{ce}}{k_q A_p} \left(\frac{A_p^3}{4 M k_{ce} k_q} + \frac{M k_{ce} k_q}{2 A_p^3} \right) = \frac{A_p^2}{4 k_q^2} + \frac{M^2 k_{ce}^2}{2 A_p^4} \quad (14)$$

对于采用恒流液压源、正开口式伺服阀的系统, k_{ce} 主要由 k_c 决定, 而 $k_{q\theta} = \frac{\theta}{U}$, U 为液压伺服阀的正开口量, θ 为液压泵恒流供油量(13)由式(14), 可见:

1) 增大伺服阀的流量增益 k_q , 即增大液压泵的恒流供油量 θ , 能使 J 值减少, 对改善系统的动态性能有利(13)

2) 减小系统的当量质量 M 和减小伺服阀的压力——流量系数 k_c 能使 J 值减小, 改善系统的动态性能(13)

3) 液压缸有效面积 A_p 对动态性能的影响不是单调的, 但是 A_p 值与阻尼比 ξ 的关系是单调的, 改变 A_p 值, 可使 $\xi=0.595$, 即当系统的其它参数确定之后, A_p 值存在一最佳值, 可使 J 值取得最小值(13)

参 考 文 献

- 1 王春行主编. 液压伺服控制系统¹⁹第二版. 北京: 机械工业出版社, 1989
- 2 绪方胜彦. 现代控制工程. 北京: 科学出版社, 1984
- 3 张光裕主编. 工程机械底盘构造与设计¹⁹第二版. 北京: 中国建筑工业出版社, 1986

Analysis of Dynamic Optimal Design for Vehicle Hydraulic Dynamic Steering

Hong Jiadi¹ Ni Guoliang² Shi Zhenbang¹ Yu Majung³

(¹ Mechanical Engineering Department ² Basic Courses Department ³ Industrial Office)

Abstract In order to meet the requirement of minimum distort of output response, the ITSE rule based on optimum theory is used to the dynamic design of hydraulic dynamic steering in this paper. The Variation of main parameters of optimally designing mechanism is discussed. It provides a valuable basis of designing hydraulic dynamic steering.

Key words hydraulic dynamic steering; optimal design; main parameters