

轮式拖拉机全液压转向系统的设计原则与关键步骤

徐清俊, 赵波, 李帅印

(第一拖拉机股份有限公司 大拖公司, 河南 洛阳 471004)

摘要: 主要介绍了轮式拖拉机全液压转向系统的设计原则、关键步骤等。对转向系统的基本形式、工作原理及各部件的选型设计进行了重点阐述, 同时也提出了设计过程中的注意事项。

关键词: 轮式拖拉机; 全液压转向; 设计原则; 关键步骤

中图分类号: S219.032.1

文献标志码: A

文章编号: 1006-0006(2022)04-0058-04

Design Principles and Key Steps of Full Hydraulic Steering System for Wheeled Tractor

XU Qingjun, ZHAO Bo, LI Shuaiyin

(Large Tractor Company, First Tractor Company Limited, Luoyang 471004, China)

Abstract: This paper mainly introduces the design principles and key steps of the full hydraulic steering system of wheeled tractor. This paper focuses on the basic form, working principle and type selection design of various components of the steering system, and puts forward the matters needing attention in the design process.

Key words: Wheeled tractor; Full hydraulic steering; Design principle; Key steps

转向系统是拖拉机的重要组成部分, 其安全性也要求较高。转向系统设计的优劣直接关系到整个拖拉机及驾驶员的行驶安全。目前, 市场上的轮式拖拉机几乎全部采用全液压转向系统。笔者根据自己的实践经验对轮式拖拉机全液压转向系统的设计原则与关键步骤进行阐述。

1 轮式拖拉机全液压转向系统的基本形式

全液压转向系统的基本结构如图1所示, 主要包括方向盘、液压转向器、液压泵、转向油缸、转向油箱及管路系统等。

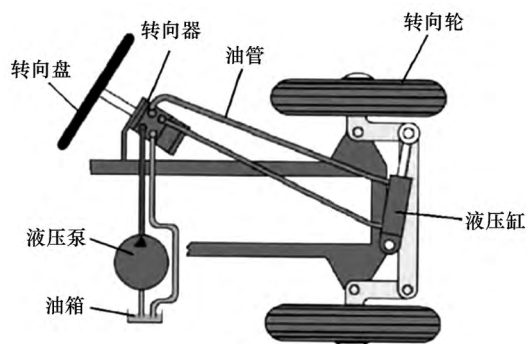


图1 全液压转向系统基本结构示例

Fig.1 Basic Structure Example of Full Hydraulic Steering

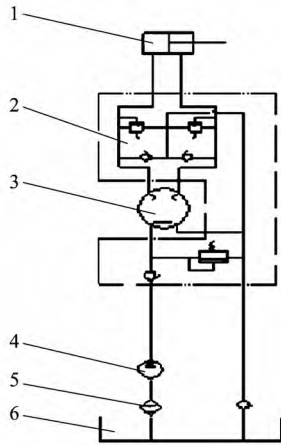
基本工作原理为: 发动机带动液压泵, 液压油进

入液压转向器。在方向盘有转动时, 液压油从液压转向器再进入相应的转向油缸, 推动导向轮转动, 实现转向; 方向盘不转动时, 液压油通过转向器直接回油箱; 在发动机熄火或动力失效的情况下, 转向器内的马达充当液压泵的功能, 在人力转动方向盘时, 液压泵(也即马达)从液压油箱中靠负压吸油, 从而依然可以实现液压油推动转向油缸进行转向的功能。这也是全液压转向和液压助力转向的主要区别。

全液压转向系统的基本回路如图2所示, 该回路为独立液压系统, 也可以与其它油路进行串、并联, 形成更复杂的液压系统。如利用转向回油路与单稳阀串联湿式PTO的控制油路; 进油口并联优先阀(或者二级减压阀)与其它高压系统进行组合的复杂油路等。

在转向液压系统的设计中, 图2中的转向油缸多数集成在前桥上, 也即油缸的尺寸、行程等均为已知参数。需要指出的是, 这也是拖拉机转向系统设计与其它机械转向系统设计的主要区别, 即转向液压系统设计并非完全是其它液压系统的正向设计步骤。

转向油缸在转向桥上一般有三种布置形式, 如图3所示, 主要为双作用中置单油缸, 双作用对称布置双油缸以及双作用单侧布置单油缸。



1. 转向油缸 2. 转向控制阀块 3. 全液压转向器
4. 液压泵 5. 滤清器 6. 转向油箱

图2 全液压转向系统的基本回路

Fig.2 Basic Circuit of Full Hydraulic Steering System

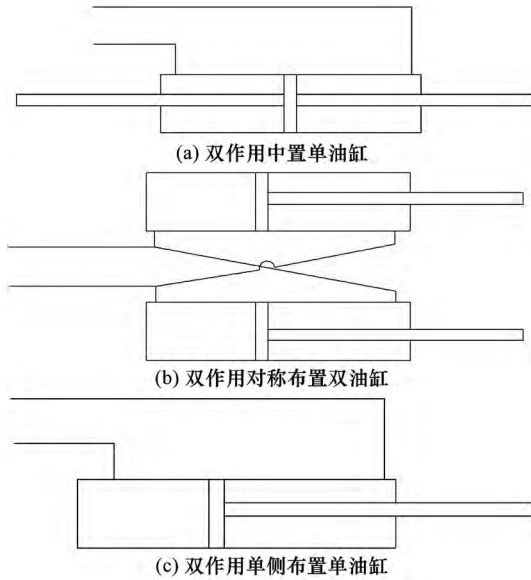


图3 转向油缸在转向桥上的布置形式

Fig.3 Layout of Steering Cylinder on Steering Axle

2 全液压转向系统的设计及选型原则

2.1 确定转向液压缸最大作用力

根据液压缸的布置形式、液压缸所带动杆件的受力情况以及导向轮轮胎的最大原地转向阻力距^[1],求出导向轮偏转至极限位置时的液压缸最大作用力 $F_{\max}$ 为

$$M_d = 0.05G_1D_d + G_1(0.5D_d \tan \varepsilon + S) \sin \varepsilon \sin \alpha_{\max} \quad (1)$$

$$F_{\max} = \frac{M_d}{h} \quad (2)$$

式中, M_d 为转向轮转角最大时的原地转向阻力距, $N \cdot m$; $\alpha_{\max}$ 为内导向轮最大转角, $(^\circ)$; G_1 为静止时前桥的垂直载荷, N ; D_d 为轮胎名义直径, mm ; S 为转向轮偏距, mm ; ε 为立轴内倾角, $(^\circ)$; h 为最大转向角时的油缸到转向轮的力臂, mm 。

2.2 确定最大转向工作压力

转向系统的最大工作压力 P 根据油缸三种布置形式,可以分别求出。

(1) 双作用中置单油缸和双作用单侧布置单油缸。两种布置形式的最大转向压力计算方式相同,有

$$P = \frac{4F}{\pi(D^2 - d^2)} \quad (3)$$

(2) 双作用对称布置双油缸有

$$P = \frac{4F}{\pi(2D^2 - d^2)} \quad (4)$$

式(3)和(4)中, D 为液压缸缸筒内径,即活塞直径, mm ; d 为活塞杆直径, mm ; F 为转向力, N 。

对不允许超载的拖拉机,系统安全阀的压力一般取转向工作压力 P 的 1.2 ~ 1.5 倍;允许有严重超载时,取转向工作压力 P 的 3 倍左右。

2.3 全液压转向器的选型计算

(1) 确定全液压转向器的排量

根据方向盘的转动圈数、液压转向器和转向液压缸的容积效率、转向油缸的容积,可以初步计算转向器的排量,计算式为

$$q = \frac{V}{u_p \eta_v} \quad (5)$$

式中, V 为转向油缸的容积, mL ,根据油缸的布置形式容易求得; u_p 为方向盘工作圈数,一般 u_p 可取 2.5 ~ 5 圈,低速重型拖拉机取大值;液压转向器和转向油缸容积效率,一般取 $\eta_v = 0.85$ 。

根据对式(5)的计算,得到的转向器排量 q 一般要经过圆整,以便选用标准的液压转向器。目前,轮式拖拉机上基本采用摆线转阀式静液压转向器,即 BZZ 型,该转向器已经标准化和系列化,有专业厂生产,选用方便。

(2) 转向器类型的选择

依据转向器中位机能的不同, BZZ 型液压转向器主要分为 BZZ1(开芯无反应型), BZZ2(开芯有反应型), BZZ3(闭芯无反应型)以及 BZZ5(负荷传感型)等类型。

选择“开芯”还是“闭芯”转向器,一般根据拖拉机等农用机械的常规用途及转向系统的压力、流量变化情况而定。一般而言,如果系统为定量变压系统选择“开芯”转向器;系统为变量(或定量)定压系统选择“闭芯”转向器。“有反应”和“无反应”主要指转向器在中位时的地面反馈能否传到方向盘,驾驶员有无路感。当拖拉机行驶速度较高,经常用于运输作业时,可采用有“有反应”型转向器;对一般用途的拖拉机则均选择“无反应”型转向器。

如果要求转向系统有较高的效率,并有效降低动力转向时的功率损失,可以选择负荷传感液压转向器(即 BZZ5 型),不过一般需要配合使用优先阀。当液压泵也为负荷传感液压泵时,则可以实现液压泵的输出流量、压力与转向负载的要求相匹配,使系统的效率更高。对一般用途的拖拉机,全液压转向器的选择均为开芯无反应型,也即 BZZ1 型转向器,选型时应参考其对应的标准^[2]。

(3) 转向器压力的选择

BZZ 型的转向器最大入口压力有 D(12.5 MPa) 和 E(16 MPa) 两种等级。转向系统的最大工作压力可以依据拖拉机的最大原地转向阻力距(即外负载)进行计算,从而确定转向器的最大入口压力,再根据标准选择相应最大入口压力的转向器。

(4) 转向器与转向轴连接形式的确定

转向器与方向盘转向轴的连接形式主要有 A(长十字块连接)、B(SAE 渐开线花键连接)、C(短十字块连接)3 种。可以结合转向轴和转向器配合选择相应的连接。

2.4 确定转向液压泵的理论流量及排量

转向液压泵多采用齿轮泵,其理论流量 Q_B (L/min) 及排量 q_B (L/min) 为

$$Q_B = \frac{60V}{\eta_v t} \times 10^{-3} \quad (6)$$

$$q_B = \frac{Q_B}{\eta_B} \times 10^3 \quad (7)$$

式中, V 为转向油缸的工作容积, mL; t 为转向油缸完成工作行程所需的时间, 一般取 $t = 2 \sim 4$ s; η_v 为系统的容积效率, 一般取 $\eta_v \approx 0.85$; n_B 为发动机最低稳定转速时转向液压泵的转速, r/min。根据不同柴油机的特征, 一般取标定转速的 50% ~ 60%。

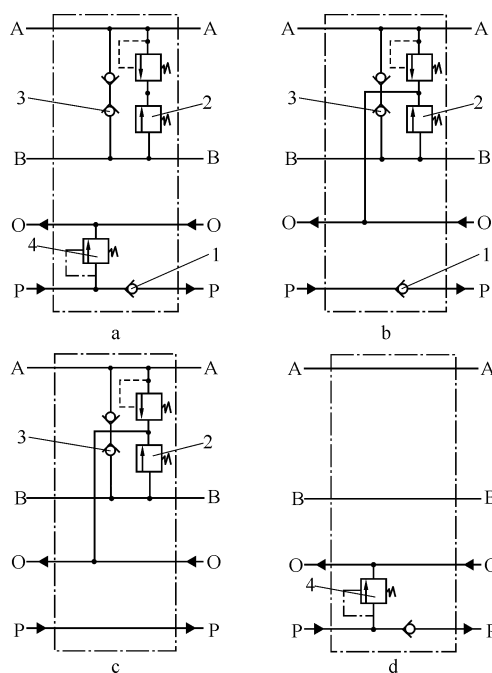
同样, 转向液压泵也为标准件, 计算数据也必须进行圆整, 以便标准化选型。对于一般的液压泵, 为避免发动机高转速时转向液压泵向液压缸输出流量过高, 建议将流量控制阀的限制流量取为发动机最低稳定转速 n_B 时液压泵输出流量 Q_B 的 1.3 ~ 1.5 倍。

需要特别说明的是, 为了避免发动机转速范围过宽, 导致转向液压泵流量差别过大, 目前拖拉机转向系统的转向液压泵多为恒流泵, 即在大于一定转速时, 转向液压泵输出的流量为定值。恒流泵也为标准件, 同样可以根据排量和压力按标准^[3]进行选型。

2.5 转向控制阀块的选择

为了提高全液压转向系统的性能, 通常在液压转向器上直接配装专用的转向控制阀块。阀块内一

般集成有进口单向阀、缓冲阀、补油阀和安全阀或者只有其中某几种阀。转向控制阀块一般与液压转向器配套之后由专业厂家一同提供。一般有图 4 所示的 4 种类型。



1. 进油口单向阀 2. 缓冲阀 3. 补油阀 4. 安全阀

图4 转向控制阀块类型

Fig. 4 Type of Steering Control Valve Block

转向控制阀块的选择要根据转向系统的设计压力、流量以及实际需要进行选择, 如果只需要安全阀, 也可以不选择转向控制阀块, 在系统中自己设置即可。转向控制阀块中安全阀的调定压力, 一般应等于或者低于转向器规定的最大进口压力, 缓冲阀调定压力一般不超过安全阀调定压力 6 MPa。进油口单向阀的开启压力一般为 0.11 ~ 0.12 MPa。

2.6 人力转向压力校核

对于全液压转向系, 需要进行人力转向压力 P_r 值的校核计算, 以便了解发动机熄火或液压泵发生故障时的人力转向能力, 有

$$P_r = \frac{2\pi M_p \eta_j}{q} \quad (8)$$

式中, M_p 为作用在方向盘上的力矩, 一般取 120 N·m; q 为液压转向器排量, mL/r; η_j 为人力转向时转向器的机械效率, 一般可取 $\eta_j = 0.85$ 。

由式(8)可见, 当使用大排量转向器时, 人力转向压力 P_r 值较低, 常不能满足使用要求, 如需较高的人力转向能力, 建议采用双排量的液压转向器。在人力转向时, 只有小排量转向器起作用, 这样可以减轻人力转向的操纵力, 但人力转向圈数相对要增加。

2.7 转向油箱及管路的设计规则

如果为独立转向液压系统, 转向油箱的容积一

般取转向液压泵半分钟额定流量的数值。由于转向系统的安全性要求比较高。故转向系统对油液的清洁度要求相对较高。因此,转向油箱内部一般都需要集成过滤器,同时做好密封,防止油液污染。

液压管路的设计布置,要求尽量做到美观简洁,同时要尽量避开发动机的高温区域,如果实在无法避开,则应考虑隔热措施。管路最好以硬管为主,接头连接可靠,维修方便。

2.8 方向盘的设计选择

方向盘的设计和选型主要依据人力转向的转向力矩及驾驶空间,同时根据人机工程原则确定转向盘的高度、倾斜角度及舒适区域等。方向盘的布置,要与座椅和油门踏板同时考虑,三者相对位置应能满足人体驾驶时各关节角度处于舒适状态。方向盘的设计及位置布置应满足相应的国标^[4]推荐值。

3 设计注意事项

(1)转向系统的部件多数为标准选型件,这就导致设计者不能完全按照自己的思路进行设计,如前桥一旦确定,转向油缸也就确定了,只能从执行机构反向去选择合适的液压转向器和转向液压泵。因此,转向系统的部件确定之后,一定要重新校核设计

参数,确认是否满足相关要求,如转向盘工作圈数、转向时间、人力转向能力等。

(2)在转向系统设计中,转向液压泵或者恒流泵的流量要适当大于转向器的流量,防止在动力转向过程中由于驾驶员操纵方向盘过快时出现人力转向,同时可以消除泵、阀等元件长时间使用的磨损泄漏等。

(3)转向系统的部件多数为标准件,选型要始终以相应的标准为选择依据。

(4)转向系统的安全性要求高,转向系统的零部件设计选型一定要确保可靠性和维修方便性。

参考文献:

- [1] 机械电子工业部洛阳拖拉机研究所. 拖拉机设计手册:下册[M]. 北京:机械工业出版社,1994.
- [2] 全国液压气动标准化技术委员会. 全液压转向器 转阀开式无反应型:JB/T 5120—2010 [S].
- [3] 全国拖拉机标准化技术委员会. 轮式拖拉机液压转向用恒流泵 技术条件:JB/T 11892—2014 [S].
- [4] 全国拖拉机标准化技术委员会. 农业拖拉机驾驶员座位装置尺寸:GB/T 6235—2004[S].

(编辑 姜洪君)

(上接第41页)

待阀流量传感器有流量变化时即P口压力为安全阀开启压力,自动记录数据;程序自动将目标压力设低5 MPa,至流量变化为0时自动记录数据,此时P口压力为安全阀闭合压力,卸荷完成。

(6)背压试验:设定电机转速1 000 r/min,YV01和YV1带电,目标压力设为10 MPa,保压力。YV4不带电,YV6/YV7/YV10带电。反复换向6次后保压3 min;YV10带电即T回路上背压压力为2 MPa。手动阀观察操作换向是否流畅,电动阀观察电控时换向是否流畅。

5 结论

拖拉机液压元件缸泵阀综合性能试验台已在江

苏某集团生产线中成功投入使用,各项功能都满足要求,工作稳定。其独特的设计,方便可靠的操作,保证了拖拉机整个液压元件质量,倍受用户青睐,产生了良好的经济效益。

参考文献:

- [1] 冀宏. 液压气压传动与控制[M]. 武汉:华中科技大学出版社,2009.
- [2] 全国液压气动标准化技术委员会. 液压多路换向阀试验方法:JB/T 8729.2—1998[S].
- [3] 全国液压气动标准化技术委员会. 液压缸试验方法:GB/T 15622—2005[S].
- [4] 全国液压气动标准化技术委员会. 液压泵和马达空载排量测定方法:GB/T 7936—1987[S].

(编辑 姜洪君)

本刊加入“中国知网(CNKI)”系列数据库的声明

为适应我国信息化建设,扩大本刊及作者知识信息交流渠道,本刊现被《中国学术期刊网络出版总库》及CNKI系列数据库独家收录,其作者文章著作权使用费与本刊稿酬一次性给付(已在收取发表费时折减和换算为杂志赠阅)。如作者不同意文章被收录,请在来稿时向本刊声明,本刊将做适当处理。