

文章编号:1000-582X(2008)08-0874-07

零差速式综合传动履带车辆的转向动态特性

游四海¹, 俞 宁¹, 李和言¹, 郑长松²

(1. 重庆工学院 重庆汽车学院, 重庆 400050; 2. 北京理工大学 车辆传动国家重点实验室, 北京 100081)

摘 要:针对履带车辆转向时的直驶滚动阻力、转向离心阻力、直驶加速阻力、转向刮土阻力和转向加速阻力等对转向动态特性的影响,以良好路面(如水泥路、农村公路)上的中心转向、液压转向调速系统工作压力和其最高安全压力关系研究为基础,采用零差速式液压转向综合传动,合理匹配转向传动机构,得到了能够保障车辆应对各种转向工况时的工作压力。试验表明:工作压力为最高安全压力的 60%~80% 时,可保障车辆具有良好的动态转向稳定性。

关键词:履带车辆;综合传动;液压转向;动态特性

中图分类号:TH322;TJ810.322

文献标志码:A

Dynamic simulation of and experimentation with tracked vehicle hydrostatic steering characteristics of zero differential systems of a power shift steering transmission

YOU Si-hai¹, YU Ning¹, LI He-yan², ZHENG Chang-song²

(1. Chongqing Automobile College, Chongqing Institute of Technology, Chongqing 400050, P. R. China; 2. National Key Laboratory of Vehicular Transmission, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, P. R. China)

Abstract: This research investigated problems influencing tracked vehicles steering dynamic characteristics, such as rolling resistance during straight driving, steering centrifugal resistance, acceleration resistance during straight driving, scratching soil resistance of steering. Based on research about the relationship between the hydraulic steering regulation speed system and its maximum stable work pressure when vehicles have central steering on good roads (such as cement and rural roads), a zero differential hydraulic steering system of power shift steering transmission can ensure that vehicles maintain straight ahead stability through reasonably matching a steering drive system. The test indicates that vehicles have good dynamic characteristics when the work pressure accounted for 60% to 80% of the security work pressure.

Key words: tracked vehicles; power shift steering transmission; hydrostatic steering; dynamic characteristics

履带车辆转向时的直驶滚动阻力、转向离心阻力、直驶加速阻力、转向刮土阻力和转向加速阻力等对转向动态特性的影响很大,这也是目前在履带车辆转向动态特性研究方面,国内外学者关注的热点问题。笔者以良好路面(如水泥路、农村公路)上的

中心转向、液压转向调速系统工作压力和其最高安全压力关系研究为基础,提出采用零差速式液压转向综合传动方案,从合理匹配转向传动机构入手,研究如何保障车辆应对不同转向工况时的工作压力,从而达到动态转向的稳定性。

收稿日期:2008-03-10

基金项目:车辆传动国家重点实验室基金资助项目(9140C3406070705)

作者简介:游四海(1975-),男,重庆工学院讲师,主要从事机械设计理论研究工作,(E-mail)zyy20010709@cqit.edu.cn.
欢迎访问重庆大学期刊网 <http://jks.cqu.edu.cn>

1 履带车辆转向过程理论分析

1.1 转向运动学性能

履带车辆转向原理如图 1 所示,转向运动是在沿行驶方向 V 的直线运动上,叠加一绕转向中心 O_1 (运动的瞬时中心) 的回转运动^[1]。图 1 中: F_1 、 F_2 分别为内、外侧履带所需的牵引力; F_{R1} 、 F_{R2} 分别为内、外侧履带的滚动阻力; M_μ 为转向阻力矩。图 2 是笔者所研究的履带车辆配装的综合传动原理图,采用变矩器后分流的液压转向零差速式双流传动原理。液压转向机构的核心部分由变量转向泵和定量转向电动机组成液压转向容积调速回路^[2] (简称液压转向调速系统),实现履带车辆无级转向。

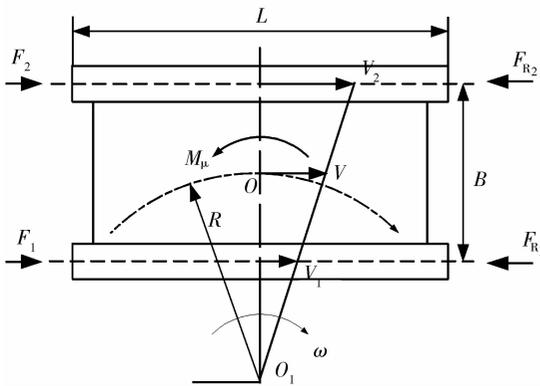


图 1 履带车辆转向原理图

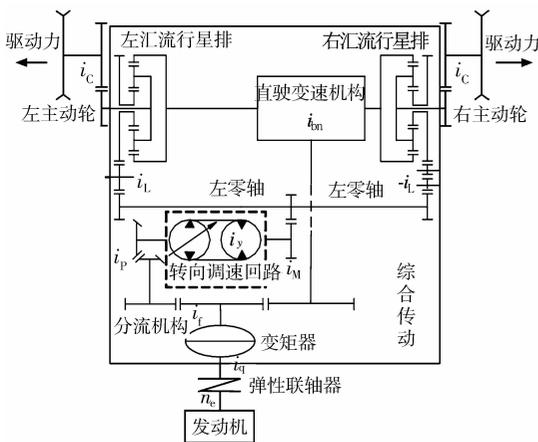


图 2 综合传动原理图

根据综合传动工作原理,车辆转向半径 R 与相对转向半径 ρ 的表达式为

$$\rho = \frac{R}{B} = \frac{1}{2} \times \frac{V_2 + V_1}{V_2 - V_1} = \frac{1}{2} \times \frac{n_{j2} + n_{j1}}{n_{j2} - n_{j1}} = \frac{1}{2} \times \frac{i_{sh1} + i_{sh2}}{i_{sh1} - i_{sh2}} = \frac{k i_2}{2 i_{bn}} = \frac{k i_p i_m i_L}{2 i_{bn}} \times \frac{V_{gp}}{V_{gp} \times \eta_v} \quad (1)$$

式中:下标 1、2 分别代表车辆转向行驶时的内、外侧; ρ 为车辆相对转向半径; R 为车辆的转向半径, m ; B 为履带中心距, m ; V_1 、 V_2 分别为内、外侧履带速度, km/h ; n_j 为汇流行星排行星架转速, r/min ; k 为汇流行星排的特性参数(齿圈齿数 Z_q 与太阳轮齿数 Z_t 之比); V_{gp} 为转向变量泵排量, mL/r ; V_{gm} 为转向定量电动机排量, mL/r ; η_v 为转向调速系统容积效率; i_{bn} 为直驶变速机构总传动比(从分流齿轮到汇流行星排齿圈的传动比); i_z 为转向机构总传动比(从分流齿轮到汇流行星排太阳轮的传动比); i_p 为从分流齿轮到转向泵的传动比; i_M 为转向电动机到零轴的传动比; i_L 为零轴到太阳轮的传动比。

通过无级调节转向泵排量来控制转向电动机及两侧汇流行星排太阳轮的转速与旋转方向,使综合传动两侧输出产生转速差,从而实现车辆无级转向。按照相对转向半径 ρ 的变化范围,将车辆转向范围分为大半径区和小半径区。大半径区指从直驶即 $\rho \rightarrow \infty (R \rightarrow \infty)$ 到围绕一侧履带转向 $\rho = 0.5 (R = B/2)$ 之间的转向。小半径区则指 ρ 为 $0 \sim 0.5$ 。表 1 是车辆在各挡行驶时的转向半径范围,理论上可实现 $0.500 0 < \rho < 1.612 4$ 之外的所有转向范围。

表 1 某履带车辆相对转向半径的理论范围^[3]

挡位	i_{bn}	ρ	挡位	i_{bn}	ρ
0	0	$\leq 0.500 0$	4	0.939 4	$\geq 4.753 0$
1	2.769 1	$\geq 1.612 4$	5	0.651 7	$\geq 6.851 3$
2	1.900 2	$\geq 2.349 8$	6	0.447 2	$\geq 9.984 3$
3	1.368 9	$\geq 4.261 6$	-1	-2.050 0	$\geq 2.178 0$

车辆转向一周的最短时间(s):

$$t_{min} = \frac{2\pi}{\omega_{max}} = \frac{2\pi B}{\Delta V_{max}} = \frac{2\pi B}{(V_2 - V_1)_{max}} \quad (2)$$

依据零差速式双流传动原理:在液压转向调速系统容积效率基本不变的前提下,两侧车速差只与转向功率流传动比有关,即只与转向泵排量变化有关,而与直驶变速机构无关,各挡位下的转向一周最短时间和最快转向角速度与空挡中心转向时基本相同^[4]。本例中心转向时 ΔV_{max} 设计约为 $8.1 km/h$, 中心转向一周的最短时间 t_{min} 设计为 $10 s$ 。国内外采用液压转向机构的军用履带车辆设计统计表明, ΔV_{max} 一般在 $3.5 \sim 13.0 km/h$, 多数在 $6.5 \sim 13.0 km/h$, 相应 ω_{max} 约为 $0.63 \sim 1.00 rad/s$; t_{min} 约在 $5 \sim 17 s$, 多数为 $6 \sim 10 s$ 。

1.2 转向力学性能

履带车辆转向过程中,内侧履带所需牵引力 F_1 和外侧履带所需牵引力 F_2 的计算公式^[5]:

$$F_1 = \frac{G}{2} \left[f_R \left(1 - \frac{2V^2}{gR} \cdot \frac{h}{B} \right) + \frac{\alpha}{g} (1 + \epsilon) - \frac{\mu\lambda}{2} \right] - \frac{J}{B} \frac{d\omega}{dt}, \quad (3)$$

$$F_2 = \frac{G}{2} \left[f_R \left(1 + \frac{2V^2}{gR} \cdot \frac{h}{B} \right) + \frac{\alpha}{g} (1 + \epsilon) + \frac{\mu\lambda}{2} \right] + \frac{J}{B} \frac{d\omega}{dt}. \quad (4)$$

转向阻力系数 μ 的经验公式

$$\mu = \frac{\mu_{\max}}{0.925 + 015\rho}. \quad (5)$$

式(3)–(5)中: G 为车辆重量,N; f_R 为滚动阻力系数; α 为车辆中心的纵向加速度, m/s^2 ; ϵ 为质量增加系数; J 为车辆绕中心 O 的转动惯量, $kg \cdot m^2$; μ_{\max} 为最大转向阻力系数; $\lambda=L/B$ 为车辆转向几何参数。

由式(3)、(4)可知,内、外侧履带上所需克服阻力主要包括^[6-9]:直驶滚动阻力 $f_R \frac{G}{2}$,转向离心阻力 $\frac{G}{2} \frac{2V^2}{gR} \frac{h}{B}$,直驶加速阻力 $\frac{G}{2} \frac{\alpha}{g} (1 + \epsilon)$,转向刮土阻力 $\frac{G}{2} \frac{\mu\lambda}{2}$ 和转向加速阻力 $\frac{J}{B} \frac{d\omega}{dt}$ 等5部分。在几乎所有的常用转向范围内,转向阻力远大于滚动阻力。车辆转向半径越小,其转向阻力越大,小半径转向时

的转向阻力远大于其直驶阻力。在广阔的大半径区,内侧履带力均为负值,即起制动作用,而外侧履带力起驱动车辆的作用。在车辆匀速转向过程中,转向阻力由直驶滚动阻力和转向刮土阻力组成,其中刮土阻力为主要阻力。在车辆变速转向过程中,5种阻力中转向刮土阻力和转向加速阻力是主要阻力。

图3是车辆在农村松软路面($f_R=0.08, \mu_{\max}=0.8$)转向时,内、外侧履带力(F_1, F_2)与直驶滚动阻力 F_R 的比值图。点画线代表用等速转向时,内、外侧履带相对力图。 b 线和 c 线分别代表考虑转向离心阻力影响时的内、外侧履带相对力图, a 线和 d 线分别代表考虑转向加速阻力时,内、外侧履带相对力图。

由图3可知:

1)空挡中心转向时,两侧履带速度大小相等、方向相反。车辆中心速度为零,转向离心阻力为零。 b 线和 c 线与相应点画线重合。

2)在几乎所有的转向范围内,转向阻力远大于滚动阻力。等速中心转向时,履带上的转向阻力约为直驶阻力的8~10倍。在广阔的大半径区,内侧履带力均为负值,即起制动作用,而外侧履带力起驱动车辆的作用。内侧履带力为零时的相对转向半径 ρ_L 为车辆自由相对转向半径。当 $\rho > \rho_L$,内侧履带力起驱动车辆的作用;而在小半径区,内、外侧履带力均为推进力。

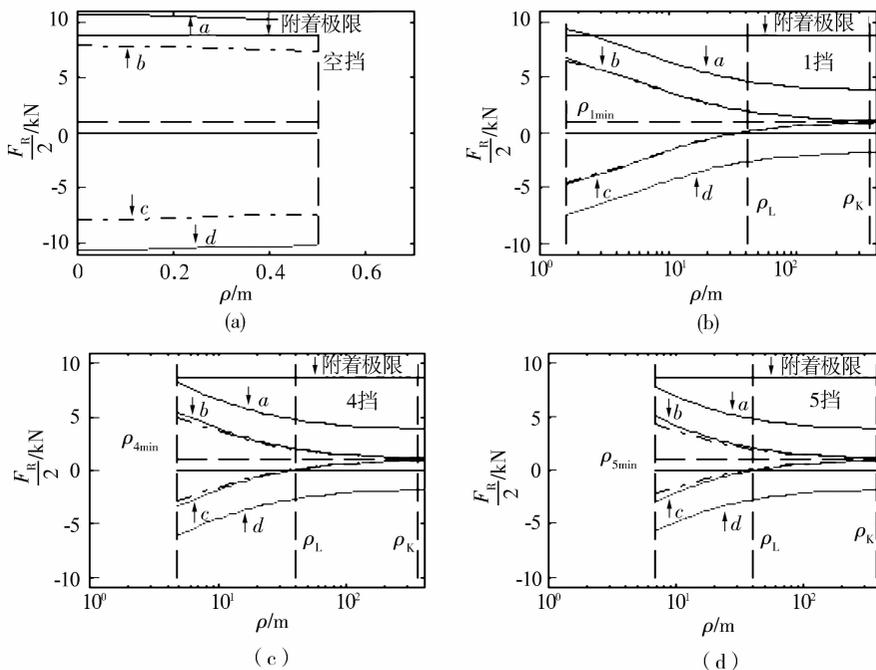


图3 转向行驶内、外侧履带相对力图

3)等速转向行驶时,低挡位(如空挡、1挡)转向时, b 线和 c 线与相应点画线基本重合,表明由转向角速度引起的转向离心阻力对转向阻力的影响较小,转向刮土阻力是转向阻力的主要组成;当使用4挡以上挡位进行转向时,转向离心阻力应予以考虑,5挡转向时,转向离心阻力已经与滚动阻力相当,成为转向阻力中的重要组成部分。

4)军用履带车辆绕其中心 O 的转动惯量较大,致使因转向角加速引起的转向加速阻力非常大。图中 a 线和 d 线是转向角加速度为 1.5 rad/s^2 (急转向)时的转向阻力,低挡位(如空挡、1挡)小半径急转向时,总转向阻力即转向所需履带力超过地面附着极限,车辆将因高速侧履带打滑而无法实现相应的快速转向。

1.3 转向功率分析

发动机是车辆转向行驶的动力源泉,车辆理论上的全部转向范围的实现受发动机功率约束。军用履带车辆行驶路面复杂多变^[11],在多数路面条件下,尽管低挡时的转向阻力较大,但因其车速较低,使得车辆在低挡位(空挡~3挡)转向所需总功率小于发动机额定功率。而在高档位转向时,转向所需总功率均大于发动机额定功率。一般的功率分析仅是进行了等速转向的功率分析,即不考虑转向加速阻力、直驶加速阻力、转向离心阻力影响,若考虑车辆转向是一个不等速的动态过程,则所需的转向功率将进一步增大,车辆所能完成的转向范围将进一步缩小。车辆在低挡位实现小半径快速转向,高档位实现大半径修正转向,也是符合车辆行驶安全要求的。

国外转向负荷理论分析表明^[12-14]:尽管转向过渡工况所占车辆行驶使用时间比例较小,但大转向阻力与较高的功率传递对车辆和综合传动的工作可靠性有重要影响。

2 车辆转向试验分析

2.1 空挡中心转向性能试验

图4、5分别是在良好铺装试验路面($f_R=0.05$, $\mu_{\max}=0.4$)上、车辆(配装22.5 t)空挡转向时,液压转向调速系统工作压力 P_h 和两侧履带速度 V_1 、 V_2 动态响应曲线。

由图4、5可知:

1)车辆转向开始阶段的载荷变化较剧烈, P_h 有明显超调和波动,实测 P_h 峰值(34 MPa)和调节时间均低于仿真输出。造成差别的主要原因是车辆转向过程中,发动机与液力变矩器随着转向负荷的变

化自动调节,使得系统的工作稳定性好于仿真模型。

2)液压转向调速系统的工作压力 P_h 设计应留有余量。在良好路面水泥路上($f_\varphi=0.039$, $\mu_{\max}=0.68$)的最高工作压力 P_h 为其安全压力 $P_{h\max}$ 的60%~80%为宜($P_{h\max}$ 一般为35~69 MPa,本例设为45 MPa)。为满足军用履带车基型车变型的需要,基型车不宜超过70%。如果该余量不足,将导致车辆在困难路面,如松软土路上($f_\varphi=0.08$, $\mu_{\max}=0.8$)转向时, P_h 超过 $P_{h\max}$,致使车辆转向动力不足,车辆无法实现中心转向。即便在良好路面上,车辆转向开始阶段的载荷变化也较剧烈, P_h 有明显超调和波动,因此,设计一定压力余量以保障车辆克服转向冲击负荷,快速、平稳、顺利地实现各种转向。

3)由零差速式综合传动原理可知,车辆空挡中心转向属于不稳定转向过程,转向阻力大的一侧履带速度降低,同时另一侧履带速度升高(如图5中7 s以后的实测车速)。

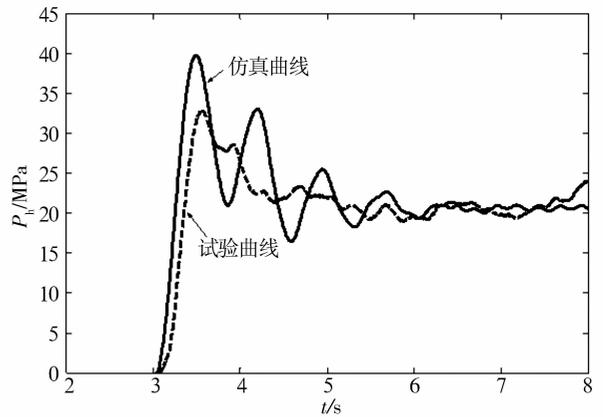


图4 工作压力 P_h 动态响应曲线

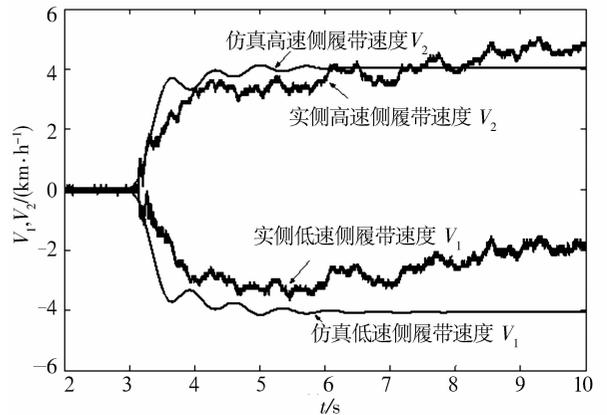


图5 两侧履带速度动态响应曲线

2.2 转向期间换挡动态特性分析

车辆转向期间换挡过程是复杂、时变、非线性过程,实车试验是车辆传动系统设计中不可缺少的重要环节。图 6 是在试验路面上,车辆 2 挡(C_H 、 C_1 离

合器结合)最小半径转向期间降至 1 挡(C_L 、 C_1 离合器结合)的动态过程。图 7 是在试验路面上,车辆 3 挡(C_L 、 C_2 离合器结合)最小半径转向期间跳降至 1 挡(C_L 、 C_1 离合器结合)的动态过程。

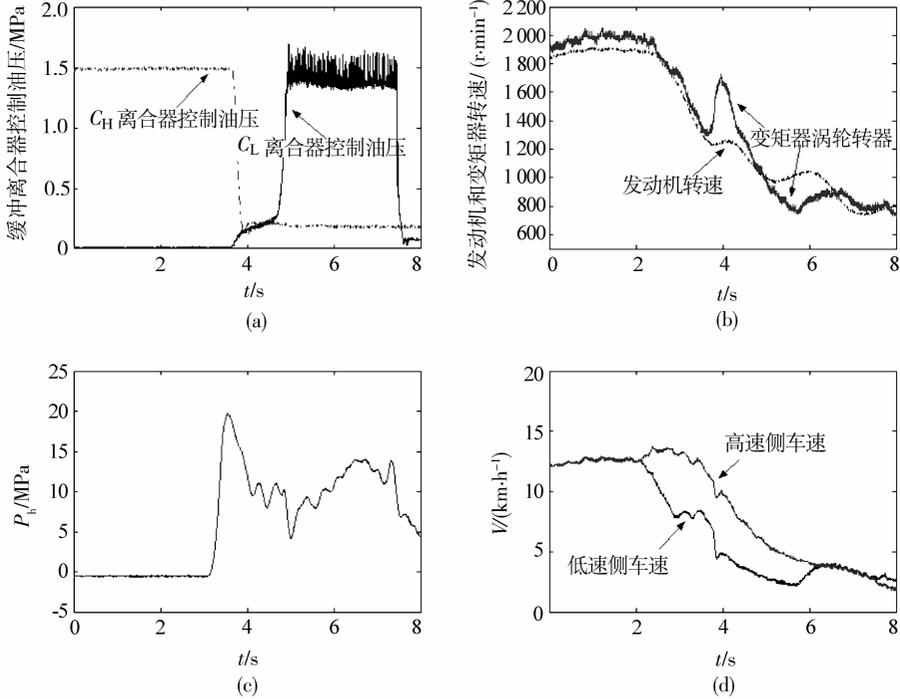


图 6 车辆在 2 挡小半径转向降至 1 挡时的动态响应试验曲线

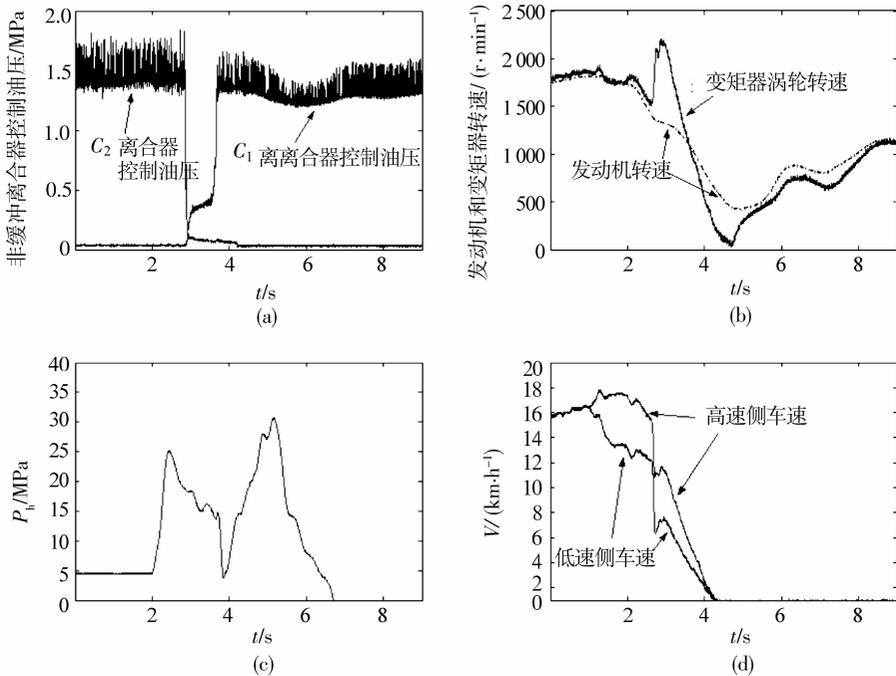


图 7 车辆在 3 挡最小半径转向降至 1 挡时的动态响应试验曲线

据图 6、7 试验结果分析:

1) 降挡过程中, 驾驶员减油门, 使得发动机和变矩器涡轮转速迅速减小, 车辆转向加速度迅速减小, 车辆转向加速阻力为负, 抵消了因转向半径减小而增大的转向刮土阻力, 使得车辆总的转向阻力下降, 进而转向调速系统工作压力显著下降。但随着车辆换挡过程结束, 车辆进入到低挡位转向工况, 转向加速阻力减小, 转向刮土阻力增大, 转向调速系统工作压力增大至稳定。

2) 车辆转向期间降挡, 两侧履带速度迅速下降, 车辆承受较大冲击, 转向调速系统工作压力 P_h 超调大。如图 7 所示, 车辆在 3 挡转向期间跳降至 1 挡时的 P_h 超调量更大。

3) 车辆转向期间降挡开始阶段, 因综合传动有换挡动力中断, 车辆处于短暂的空挡转向阶段, 车辆所需总的驱动力减小, 使得液力变矩器的负荷减小, 液力变矩器瞬时转速升高。随者发动机油门的减小, 发动机转速和变矩器涡轮转速减小。换挡过程

结束, 油门增大, 发动机转速和涡轮转速增大。

2.3 车辆直驶稳定性试验分析

直驶稳定性是指车辆在平直的硬路面上不修正方向行驶的稳定性的。理论上, 直驶时综合传动零轴左右两端将承受来自地面的大小相等、方向相反的负荷转矩, 使零轴制动, 保证车辆直驶稳定性。但由于行驶过程中两侧地面阻力不等, 综合传动左右转向结构不对称(见图 2), 右零轴后传动机构比左零轴后传动机构多一级外啮合齿轮副及相应的 2 个轴承摩擦副, 所以即使车辆两侧地面阻力相同, 左右零轴的受力也不等。若零轴承受的由地面负荷差和机构不对称而产生的负载转矩大于液压转向调速系统的闭锁转矩, 转向电动机开始旋转, 将引起或加剧车辆向阻力大的一侧跑偏^[15]。

图 8 为综合传动直驶跑偏台架试验图。综合传动在工作温度为 $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、转向泵排量为零等条件下, 不同单侧施加转矩时转向电动机转速的台架试验结果。

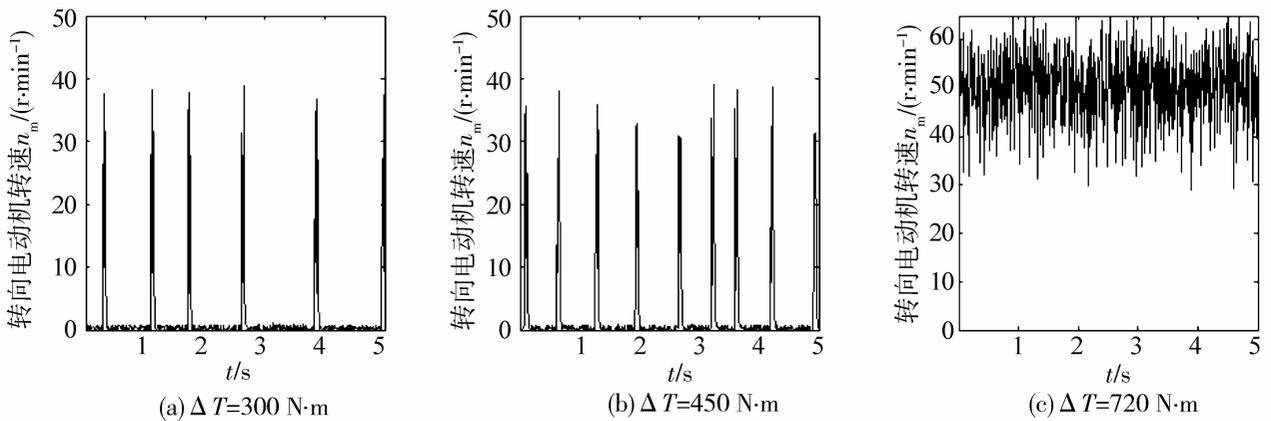


图 8 单侧施加 ΔT 时的转向电动机转速

台架试验表明, 在综合传动单侧施加转矩小于 $600\text{ N}\cdot\text{m}$ 时, 电动机没有稳定转速输出, 液压转向调速系统具有满足要求的闭锁能力。根据车辆结构参数推算车辆在两侧履带附着系数相差 0.046 条件下, 依然具有良好的直驶稳定性。

3 结论

1) 车辆转向阻力主要包括直驶滚动阻力、转向离心阻力、直驶加速阻力、转向刮土阻力和转向加速

阻力等 5 部分。履带车辆采用液压无级转向, 其机动性能和抗冲击性能良好, 可以满足设计要求。经多台车辆近 10 万 km 实车试验表明, 该设计能较好保证车辆在各种工况下准确可靠实现所需转向功能。

2) 在良好路面(如水泥路、农村公路)上中心转向时的液压转向调速系统设计工作压力约为其最高安全压力的 $60\% \sim 80\%$ 较好, 能够保障军用履带车辆应对各种转向工况。

3)采用零差速式液压转向综合传动,通过合理匹配液压转向调速系统至车辆主动轮的传动机构,可以保障车辆具有良好的直驶稳定性。

参考文献:

- [1] ZHANG Y, ZOU Z, CHEN X, et al. Simulation and analysis of transmission shift dynamics [J]. International Journal of Vehicle Design, 2003, 32: 273-289.
- [2] 李和言,马彪,周凯. 静液驱动系统的液压闭锁能力研究[J]. 北京理工大学学报,2004,24(5):399-402.
LI HE-YAN, MA BIAO, ZHOU KAI. Braking capacity of a hydrostatic steering driveline system [J]. Journal of Beijing Institute of Technology,2004,24(5): 399-402.
- [3] 马彪.履带车辆综合传动特性的动态仿真研究[D].北京:北京理工大学工学博士学位论文,1999.
- [4] KUGI A, SCHLACHER K, AITZETMÜLLER H, et al. Modeling and simulation of a hydrostatic transmission with variable-displacement pump [J]. Mathematics and Computers in Simulation, 2000, 53:198-203.
- [5] 李和言.综合传动液压转向动态特性与试验方法研究[D].北京:北京理工大学博士学位论文,2004.
- [6] IRIS F A, HARIKA V I. Comparison of vehicle types at an automated container terminal [J]. OR Spectrum, 2004,26(1):117-143.
- [7] RUBINSTEIN D, HITRON R. A detailed multi-body model for dynamic simulation of off-road tracked vehicles [J]. Journal of Terramechanics, 2004, 41: 163-173.
- [8] DYSON R W. Technique for very high order nonlinear simulation and validation [J]. Journal of Computational Accoustics, 2002,10(2):31-33.
- [9] DASGUPTA K. Analysis of a hydrostatic transmission system using low speed high torque motor [J]. Mechanism and Machine Theory,2000,35:1481-1499.
- [10] DEMIRCI E. Simulation modelling and analysis of a port investment [J]. Simulation, 2003, 79 (2): 94-105.
- [11] 马洪文,马彪.综合传动装置变速机构振动频率与敏感度分析[J]. 机械强度,2002,24(4):489-492.
MA HONG-WEN, MA BIAO. Vibration frequency and sensitivity analysis on shift mechanism of powershift steering transmission [J]. Journal of Mechanical Strength, 2002,24 (4):489-492.
- [12] MARKEL T, BROOKER A, HENDRICKS T. ADVISOR: a systems analysis tool for advanced vehicle modeling [J]. Journal of Power Sources, 2002, 110:22-26.
- [13] HUHL K, CHO B H, CHOI J H. Development of a track tension monitoring system in tracked vehicles on flat ground [J]. Proceeding Institution of Mechanic Engineers, 2001, 215:567-578.
- [14] PETERSSON M, NIELSEN L. Gear shifting by engine control [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2000,8 (3):495-507.
- [15] 冯能莲,郑慕侨,马彪.液力机械传动车辆起步加速动态性能仿真 [J]. 农业机械学报,2002,33(1):32-35.
FENG NENG-LIAN, ZHENG MU-QIAO, MA BIAO. Modeling and simulation of dynamic performance of a hydro-mechanical transmission system [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2002, 33 (1): 32-35.

(编辑 张 革)