

东方红 1302R 拖拉机液压机械差速转向机构的功率分析

曹付义¹, 王 军², 周志立², 贾鸿社³

(1 西安理工大学机械与精密仪器工程学院, 西安 710048; 2 河南科技大学, 洛阳 471003; 3 一拖集团公司技术中心, 洛阳 471003)

摘 要: 液压机械差速转向机构是利用液压机械无级传动原理, 将液压传动与齿轮传动恰当组合的一种新型封闭双流传动机构。转向机构的方案设计、参数匹配、性能分析、强度和刚度计算一直是该领域的研究热点。该文通过建立液压机械差速转向机构传动比与液压功率分流比、液压系统排量比关系式, 得出液压功率分流比的合理取值范围; 采用功率流图给出不同工况下履带车辆液压机械差速转向机构内的功率流向, 通过对不同工况下机构内两路功率传递的大小及方向比较, 分析循环功率的存在条件及其对机构输出的影响。从而为该类机构设计、传动特性分析提供方法。

关键词: 履带车辆; 液压机械传动; 转向机构; 分流比; 功率

中图分类号: S219.032.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1002-6819(2005)03-0099-04

曹付义, 王 军, 周志立, 等 东方红 1302R 拖拉机液压机械差速转向机构的功率分析[J]. 农业工程学报, 2005, 21(3): 99-102

Cao Fuyi, Wang Jun, Zhou Zhili, et al Power analysis of hydro-mechanical differential turning mechanism of Dongfanghong 1302R tractor[J]. Transactions of the CSAE, 2005, 21(3): 99-102 (in Chinese with English abstract)

0 引 言

液压机械差速转向机构是利用液压机械无级传动原理, 将液压传动与齿轮传动恰当组合的新型差速转向机构。这种转向机构在国外军用装甲车辆、拖拉机、推土机及其它工程机械上已开始使用^[1-4], 国内对液压机械差速转向机构的研究和应用主要是针对军用履带车辆^[4-10], 在民用车辆方面, 张明柱等对适用于农业拖拉机工况的液压机械无级变速器进行了开发研究^[11]。利用该原理的东方红 1302R 拖拉机的转向机构传动方案如图 1 所示^[12], 由分流机构、变速箱、左右汇流行星排和液压转向闭式回路组成。发动机功率通过分流机构分流, 一路功率流向变速箱, 一路功率流向由变量泵、定量马达及其它控制元件组成的液压转向闭式回路。两路功率分别通过左右行星排的齿圈和太阳轮进入行星排, 由左右行星架输出, 通过两路功率流的大小和方向的不同组合完成车辆的转向运动。

机构内两路功率的合理匹配直接与转向机构的传动效率及履带车辆的行驶可控性有关, 闭式差动行星齿轮传动存在循环功率, 功率传递比较复杂, 一直都是行星齿轮传动研究的重点理论问题。本文结合履带车辆的转向特点, 对液压机械差速转向机构进行功率分析, 从而为该类机构的方案设计、参数匹配、性能分析、强度和刚度计算提供理论依据。

1 液压功率分流比

液压功率分流比是指液压机械差速转向机构中液

图 1 液压机械差速转向机构传动方案

Fig 1 Transmission scheme of hydro-mechanical differential turning mechanism

压路输入功率与机构总输出功率的比值(不计功率损失), 即

$$\rho = \frac{P_y}{P_0} = - \frac{P_y}{P_y + P_g} \quad (1)$$

式中 ρ —— 液压功率分流比; P_y —— 液压路输入功率, kW; P_0 —— 机构总输出功率, kW; P_g —— 机械路输入功率, kW。

由式(1)和图 1 可知:

$$\begin{cases} \rho_z = - \frac{P_{yz}}{P_{yz} + P_{gz}} \\ \rho_y = - \frac{P_{yy}}{P_{yy} + P_{gy}} \end{cases} \quad (2)$$

式中 ρ_z —— 左行星排液压功率分流比; ρ_y —— 右行星排液压功率分流比; P_{yz} —— 液压路左输入功率, kW; P_{gz} —— 机械路左输入功率, kW; P_{yy} —— 液压路

收稿日期: 2004-06-08 修订日期: 2004-09-24

基金项目: 河南省杰出人才创新基金项目(0121001400)

作者简介: 曹付义(1969-), 男, 河南兰考人, 博士生, 主要从事车辆传动及转向方面的研究。西安市 西安理工大学机械与精密仪器工程学院, 710048

右输入功率, kW; P_{gy} ——机械路右输入功率, kW。

经推导可得到液压功率分流比和液压系统排量比的关系式

$$\begin{cases} \rho_z = - \frac{i_{MB}}{\alpha i_f i_y - i_{MB}} \\ \rho_y = - \frac{-i_{MB}}{\alpha i_f i_y - i_{MB}} \end{cases} \quad (3)$$

式中 i_f 、 i_y 、 i_{MB} ——分流机构传动比、液压系统到行星排传动比、液压系统排量比 ($i_{MB} = \pm \frac{q_B}{q_M}$, q_B ——泵排量, cm^3/r ; q_M ——马达排量, cm^3/r)。

当左行星排的液压路输入功率与机械路输入功率同向, 右行星排的液压路输入功率与机械路输入功率反向, 这时车辆作右转向运动。转向机构传动比与液压功率分流比的关系^[13]

$$\begin{cases} i_{zz} = \frac{\alpha}{(1 + \alpha)(1 - \rho_z)} \\ i_{zy} = \frac{\alpha}{(1 + \alpha)(1 + \rho_y)} \end{cases} \quad (4)$$

式中 i_{zz} ——转向机构左输出传动比; i_{zy} ——转向机构右输出传动比; α ——行星排特性参数, 在图 1 所示机构的 $\alpha = \alpha_y = \alpha_x$

式(3)、(4)说明转向机构传动比、液压功率分流比、液压系统排量比、行星排特性参数、分流机构传动比、液压系统到行星排传动比之间存在着一定关系。当行星排特性参数、分流机构传动比、液压系统到行星排传动比一定时 ($\alpha = 2.391$, $i_f = 42/38$, $i_y = 78/24$), 对一般转向工况, 转向机构传动比、液压功率分流比与液压系统排量比关系曲线如图 2 所示。当液压系统排量比在 $-1 \leq i_{MB} \leq 1$ 范围内变化时, 转向机构的液压功率分流比 $|\rho| < 0.13$, 转向机构传动比 $0.62 < i_z < 0.81$, 满足车辆行驶要求^[12]。液压功率分流比超出一定范围时, 其值稍有变化就会引起转向机构传动比的急剧变化, 车辆不易控制^[13]。

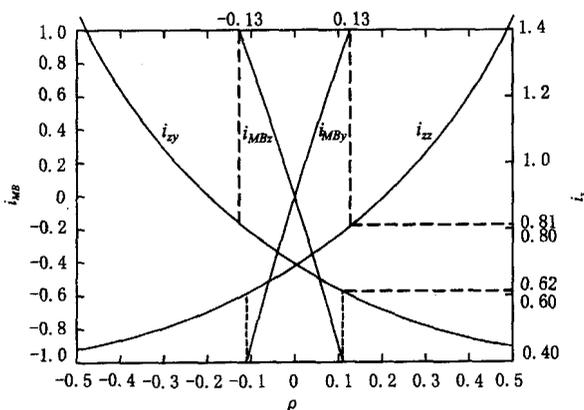


图2 转向机构传动比、液压系统排量比与液压功率分流比的关系曲线

Fig 2 Relationships among turning mechanism transmission ratio, hydraulic system draining ratio and hydraulic power distributing ratio

对液压操纵系统设计时, 根据确定的行星排特性参数, 适当选择分流机构传动比和液压系统到行星排传动比, 在满足车辆行驶的前提下, 尽量减小液压功率分流比, 以提高传动效率和车辆可控性。

2 功率流及循环功率

功率流是指转向机构中功率传递的路线。相啮合的齿轮副中功率由主动轮流向从动轮, 转动方向和所受外力矩方向相同的构件为主动构件(输入件), 其功率为正值; 反之则为从动构件(输出件), 功率为负值。循环功率是封闭回路系统所特有的一种无功率, 不输出系统, 在系统内部引起摩擦损失, 降低传动效率。循环功率的存在与否与封闭差动机构的传动类型、结构组成和各轮的齿数选择有关^[14]。

下面结合履带拖拉机的具体行驶工况, 对转向机构中的功率流向及循环功率进行分析(图中“ \oplus ”表示机构中功率流向与发动机功率流向相同, “ \ominus ”表示功率流向与发动机功率流向相反)。

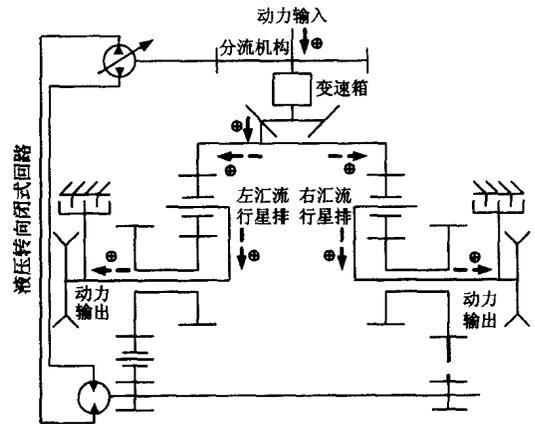


图3 功率流程图(直线行驶)

Fig 3 Power flow ing chart(line running)

2.1 直线行驶

当液压转向闭式回路系统不工作, 发动机功率全部由变速箱通过左右行星排齿圈进入转向机构, 液压路输入功率为零, 机构属于机械单功率流转向机构。因两行星排的齿圈联为一体, 机构两侧的输出功率大小相等、方向相同, 履带拖拉机作稳定直线行驶, 功率流如图 3 所示, 机构无循环功率产生。

2.2 中心转向

当变速箱制动, 发动机功率全部由液压转向闭式回路系统通过左右行星排的太阳轮进入转向机构, 机械路功率为零, 机构属于液压单功率流转向机构。因左右行星排的太阳轮之间相差一对齿轮副, 机构两侧的输出功率大小相等, 方向相反, 履带拖拉机做中心转向行驶, 功率流如图 4 所示, 机构无循环功率产生。

2.3 一般转向

履带拖拉机的一般转向运动分为左转向运动和右转向运动, 每类转向运动又分为大半径转向 ($R > 0.5B$, B ——履带轨距)、转向中心恰好在一侧履带的几

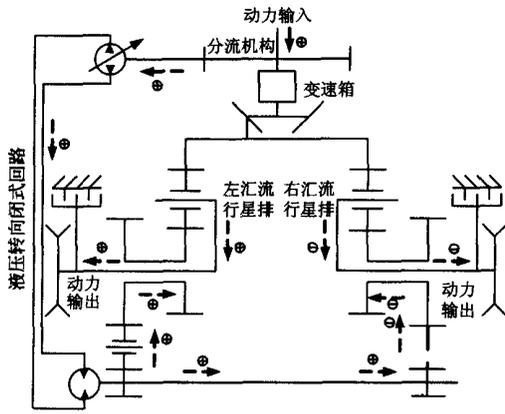


图4 功率流程图(中心转向)

Fig 4 Power flow ing chart(central turning)

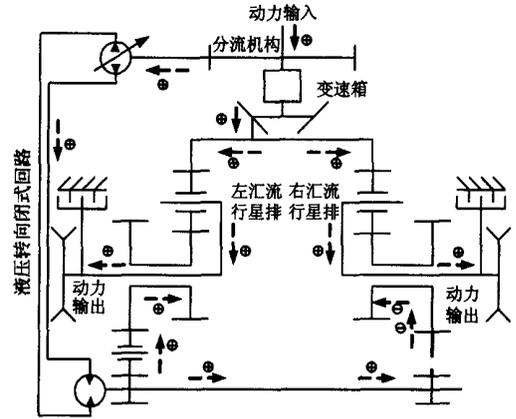


图5 功率流程图 (R > 0.5B)

Fig. 5 Power flow ing chart (R > 0.5B)

何中心($R = 0.5B$)上和小半径转向($R < 0.5B$)运动, 现以右转向运动为例分析。

履带拖拉机一般转向时, 发动机功率同时由变速箱和液压转向闭式回路系统分别通过左右行星排的齿圈和太阳轮进入转向机构。

若不考虑摩擦功率损失, 左右行星排的三个构件上的功率有以下关系(输入为正, 输出为负)

$$\text{左行星排} \quad - P_{cz} = P_{gz} + P_{yz} \quad (5)$$

$$\text{右行星排} \quad - P_{cy} = P_{gy} + P_{yy} \quad (6)$$

式中 P_{cz} ——左行星排的行星架输出功率, kW;
 P_{cy} ——右行星排的行星架输出功率, kW。

1) 大半径转向

当液压路功率小于机械路功率时, 左行星排的 P_{gz} 和 P_{yz} 大小不等, 方向相同, 两路功率一起流入左行星排, 最后通过行星架输出, 左封闭行星轮系无循环功率产生; 右行星排的 P_{gy} 和 P_{yy} 大小不等, 方向相反, 由于 $|P_{gy}| > |P_{yy}|$, 机械路功率 P_{gy} 经变速箱, 右行星排的齿圈、行星轮及行星架输出, 而液压路功率 P_{yy} 经行星轮、太阳轮、定轴轮系及液压转向闭式回路返回到变速箱的输入轴上, 这一功率在封闭差动轮系内部流动, 不对外输出, 右封闭轮系机构有液压循环功率产生。此工况机构两侧的输出功率大小不等, 方向相同, 履带拖拉机做大半径转向, 转向中心在履带外侧, 转向半径 $R > 0.5B$, 功率流如图 5 所示。

2) 转向中心恰好在右侧履带的几何中心上

当液压路功率等于机械路功率时, 左行星排的 P_{gz} 和 P_{yz} 大小相等, 方向相同, 两路功率一起流入左行星排, 通过行星架输出, 此时左封闭行星轮系中无循环功率产生; 右行星排的 P_{gy} 和 P_{yy} 大小相等, 方向相反, 来自机械路的发动机功率全部经行星轮、太阳轮、定轴轮系及液压转向闭式回路返回到变速箱的输入轴上, 右封闭轮系机构自锁, 功率不对外输出, 此工况履带拖拉机的转向中心恰好在右侧履带的几何中心上, 转向半径 $R = 0.5B$, 功率流如图 6 所示。

3) 小半径转向

当液压路功率大于机械路功率时, 左行星排的 P_{gz}

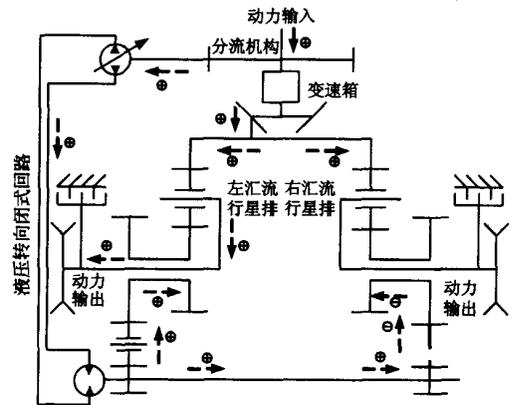


图6 功率流程图 (R = 0.5B)

Fig. 6 Power flow ing chart (R = 0.5B)

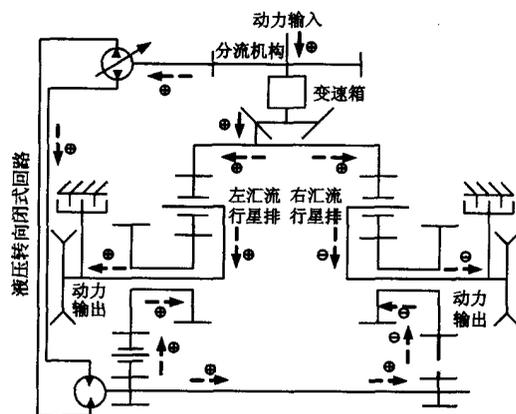


图7 功率流程图 (R < 0.5B)

Fig. 7 Power flow ing chart (R < 0.5B)

和 P_{yz} 大小不等, 方向相同, 两路功率一起流入左行星排, 通过行星架输出, 左封闭行星轮系中无循环功率产生; 右行星排的 P_{gy} 和 P_{yy} 大小不等, 方向相反, 由于 $|P_{gy}| < |P_{yy}|$, 液压路功率 P_{yy} 经液压转向闭式回路、定轴轮系、太阳轮、行星轮及行星架输出, 而机械路功率 P_{gy} 经行星轮、齿圈、变速箱返回到液压转向闭式回路

的输入轴上,这一功率在封闭差动轮系内部流动,不对外输出,右封闭轮系机构有机械循环功率产生。机构两侧的输出功率大小不等,方向相反,履带拖拉机做小半径转向,转向中心在两条履带之间,转向半径 $R < 0.5B$,功率流如图7所示。

当履带拖拉机作左转向运动时,分析方法相同,分析从略。

3 结 论

给出的转向机构传动比、液压功率分流比、液压系统排量比关系式及液压功率分流比的合理取值范围,可为转向机构的方案设计、参数匹配、性能分析提供理论依据,恰当的液压功率分流比和转向机构传动比可提高机构传动效率及车辆行驶可控性。

采用功率流图能解决履带拖拉机各工况下转向机构中的功率流向分析问题,从而为进一步进行机构传动效率计算和强度、刚度分析奠定基础。

[参 考 文 献]

- [1] Pichard J, Besson B. Hydrostatic power splitting transmission design and application examples[J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1981, 87(3): 168- 173
- [2] Hiroyuki Mitsuya, Keiji Otonari, et al. Development of hydro-mechanical transmission (HMT) for bulldozers[J]. SAE paper 941722, 1994
- [3] Larkin, Robert Francis. Multi-range with infinitely variable ratio in each range hydro-mechanical transmission for off-road vehicles [P]. United States Patent, US5830097, 1998
- [4] 刘修骥. 车辆传动系统分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998
- [5] 苑士华. 多段液压机械双流无级传动的理论与试验研究[D]. 北京: 北京理工大学, 1999
- [6] 胡纪滨, 苑士华. 液压机械无级传动的特性研究[J]. 机械设计, 2000, 22(4): 28- 30
- [7] 任京, 马彪, 等. 液压转向闭式回路动态仿真建模与分析[J]. 车辆与动力技术, 2001, 9(2): 19- 25
- [8] 刘修骥. 坦克双侧变速传动特性分析[J]. 兵工学报, 1992, 14(5): 15- 19
- [9] 夏丽芳, 等. 分流液压转向系的转向半径稳定性[J]. 兵工学报, 1992, 13(1): 35- 39
- [10] 刘修骥. 大幅度减少液压功率的双半径液压转向的研究[J]. 兵工学报, 1997, 18(1): 24- 28
- [11] 张明柱, 周志立, 等. 农业拖拉机用多段液压机械无级变速器的设计[J]. 农业工程学报, 2003, 19(6): 118- 121
- [12] 曹付义. 履带拖拉机差速转向机构性能分析[D]. 洛阳: 河南科技大学, 2003
- [13] 郭京波, 等. 液压机械复合传动基本特性分析[J]. 起重运输机械, 1997, 37(12): 12- 16
- [14] 崔亚辉. 功率分汇流行星传动的研究[D]. 西安: 西安理工大学, 1998

Power analysis of hydro-mechanical differential turning mechanism of Dongfanghong1302R tractor

Cao Fuyi¹, Wang Jun², Zhou Zhili², Jia Hongsheng³

(1. Institute of Mechanics and Apparatus Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China;

2 Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China;

3 Technology Center of Yituo Group Cooperation, Luoyang 471003, China)

Abstract: The hydro-mechanical differential turning mechanism using hydro-mechanical infinite transmission theory is the new close double flow transmission mechanism being suitably made up of hydraulic transmission and gear transmission. The scheme design, parameter matching, performances analysis, calculation of rigidity and strength of this mechanism have been becoming the important project of this discipline. By establishing the relation formulas of transmission ratio of turning mechanism with hydraulic power distributing ratio and hydraulic system draining ratio, the reasonable numerical value range of hydraulic power distributing ratio was obtained. By adopting power flow charts, the power flow direction on turning mechanism of tracklayer was drawn under all running states. By comparing the numerical values and directions of two powers under all running states, the existing conditions of circulating power on mechanism and its influence on mechanism output were analyzed. The methods of design and transmission characteristic analysis of this kind of mechanism were provided.

Key words: tracklayer; hydro-mechanical transmission; turning mechanism; distributing ratio; power