

单泵多马达传动系统输出转矩特性分析与试验

闻德生, 王 京, 柴伟超, 甄新帅, 陈 帆, 马光磊

(燕山大学机械工程学院, 秦皇岛 066004)

摘 要: 为了使单泵多马达系统的输出转矩更加平稳, 以双作用叶片泵和双作用双定子马达组成的传动系统为例, 利用波动系数分析了在输入油液存在波动的前提下双作用双定子马达的输出转矩的特性, 并搭建了单泵多马达传动系统试验平台。试验结果表明: 多马达受到脉动油液作用后, 在不同的工作模式下输出特性不同。当泵和马达波动周期一致时, 其中内外马达差动工作时输出的转矩脉动最小, 其转矩不均匀系数约为 1.5%~1.9%。滞后角不同对内外马达并联工作时输出的转矩脉动影响较大, 其转矩不均匀系数值最大时约为 1.9%~2.7%, 大于其他 3 种工作方式的转矩不均匀系数值。合理地调整滞后角可以使内外马达并联工作时输出转矩的转矩不均匀系数值小于内马达或外马达单独工作时的转矩不均匀系数值, 降至 1.9%~2%, 也可使马达整体的输出转矩脉动降低, 说明滞后角对马达输出的转矩脉动有很大的影响。该研究可为减小马达转矩脉动和单泵多马达传动系统的设计与应用提供参考。

关键词: 泵; 液压马达; 试验; 双定子; 单泵多马达; 脉动

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2016.12.013

中图分类号: TH137.51

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2016)-12-0088-08

闻德生, 王 京, 柴伟超, 甄新帅, 陈 帆, 马光磊. 单泵多马达传动系统输出转矩特性分析与试验[J]. 农业工程学报, 2016, 32(12): 88—95. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2016.12.013 http://www.tcsae.org

Wen Desheng, Wang Jing, Chai Weichao, Zhen Xinshuai, Chen Fan, Ma Guanglei. Analysis and experiment of output torque characteristics of single-pump multi-motor transmission system[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2016, 32(12): 88—95. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2016.12.013 http://www.tcsae.org

0 引 言

农业机械工作环境苛刻, 工况条件复杂多变, 对机械的传动系统要求较高。液压传动凭借重量轻、效率高、能够无极调速, 易于实现自动控制和过载保护等优点, 正逐步应用于农业机械的传动领域^[1-3]。但是, 液压传动也有不足, 其中液压马达输出的转矩脉动是影响液压系统稳定性和输出品质的重要因素, 对执行机构的正常运行有着很大的影响。

目前, 国外在该方面的研究多集中在单泵单马达(单定子马达)传动系统小型化、高压化、可靠性、故障诊断等方面的研究^[4-6], 并未涉及单泵多马达(双定子马达)传动系统输出特性的研究。国内在农机方面的研究集中于液压无极变速、差速转向优化设计等方面。如王光明等^[7-8]针对拖拉机液压机械无级变速箱换挡品质的稳定性和换挡系统的工作可靠性, 提出了一种针对其离合器液压系统的故障诊断方法, 并对液压机械无级变速箱的换挡过程进行了试验研究, 曹付义等^[9]给出了一种基于遗传算法的履带车辆液压机械差速转向系统参数优化方法, 在分析输出转矩脉动问题上较少。而针对液压系统输出特性品质好坏的问题, 邓海顺等^[10]提出了减小双排柱塞

泵输出流量脉动的设计思路, 李玉堂等^[11-12]分析了齿轮泵困油对其输出转矩的影响及计算方法。郭生荣等^[13]提出了抑制液压源压力脉动的多种方法, 以上研究都是以单泵单马达系统为依靠而探讨其输出特性, 并未涉及到单泵多马达系统的输出转矩脉动的问题。

本处针对单泵多马达系统的转矩脉动问题, 采用双作用叶片泵和双作用双定子马达组成的单泵多马达液压传动系统^[14-18], 对液压泵产生的脉动油液对液压马达输出转矩脉动的影响进行了分析研究, 从流量脉动的角度讨论了减小其输出转矩脉动的方法^[19-22], 以期对单泵多马达系统传动规律的进一步研究和系统的合理布局提供参考。

1 双定子马达结构及工作原理

等宽曲线双定子系列液压马达为国家自然科学基金资助项目^[23]。根据定子曲线不同, 滑块组结构不同, 可形成多种不同结构原理的双定子液压马达。其中双作用双滚柱连杆型双定子马达工作原理如图 1 所示。

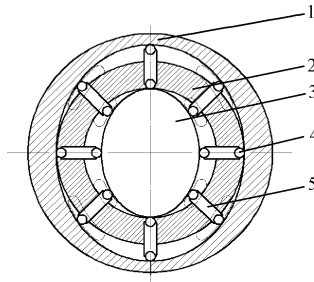
这种双定子马达的基本结构是: 在一个壳体内设计了一个转子 2、2 个定子(外定子 1 和内定子 3), 转子 2 和外定子 1、滚柱连杆组、配流装置、侧板组成 2 个外马达; 转子 2 和内定子 3、滚柱连杆组、配流装置、侧板组成 2 个内马达。它与同作用数、同体积的中低压单定子马达相比, 在一个壳体内多出 2 个吸油区、2 个压油区, 从而大大提高了马达的排量。同时, 内外马达相互独立, 可分别单独工作。马达工作时各运动副处于完全润滑状

收稿日期: 2015-09-11 修订日期: 2016-03-09

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50975246)

作者简介: 闻德生, 男, 教授, 主要从事新型液压元件及新型液压传动的研究。秦皇岛 燕山大学机械工程学院, 066004。Email: wendesheng@ysu.edu.cn

态, 其内外滚柱和内外定子以及连杆之间是滚动摩擦, 提高了马达的机械效率和使用寿命。同时, 内定子 3 的外侧曲线和外定子 1 的内侧曲线为相似曲线, 且两曲线之间的距离为等宽。内外滚柱相对于定子曲线没有相对运动, 故无需回程弹簧等零件。内马达 2 个压油区径向分布, 吸油区也径向分布。同理, 外马达的 2 个压油区和 2 个吸油区也分别径向分布。同时, 考虑其结构对称性及受力平衡, 马达的滚珠连杆组数一般为偶数。



1. 外定子 2. 转子 3. 内定子 4. 滚柱 5. 连杆
1. Outside stator 2. Rotor 3. Inside stator 4. Roller 5. Connecting rod

图 1 双作用双滚柱连杆型双定子马达的结构示意图
Fig.1 Schematic diagram of double-action double rollers connecting rod double stator motor

2 单泵多马达传动

目前液压传动系统大都是以一个单输出泵和一个单输出马达为基础而建立的, 在不使用流量控制元件的前提下 (流量控制元件功率损失大), 只能输出一种转矩或转速。而双定子双作用马达的成功研制, 使得一个马达输出多种转矩和转速成为可能, 这里称之为多输出马达, 简称多马达。同理, 液压泵也可分为单泵或者多泵。因此, 可将液压传动分为单泵单马达传动 (传统的液压传动系统)、单泵多马达传动、多泵单马达传动、多泵多马达传动^[24-25]。

2.1 单泵多马达传动系统的组成

单泵多马达传动系统由普通的单输出泵和双定子马达为基础组成, 本文以双作用叶片泵和对称式双作用双定子马达组成的传动系统为例, 来分析其输出特性。图 2 为单泵多马达传动系统的组成示意图, 通过控制阀和各种典型回路的控制与连接, 使得双作用双定子马达能够输出多个定转矩和定转速。

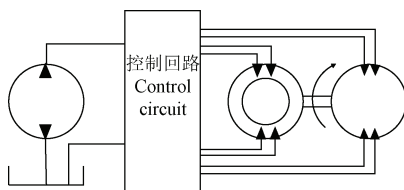


图 2 单泵多马达传动系统简图
Fig.2 Schematic diagram of single pump multi-motors transmission

2.2 单泵多马达系统的连接方式及工作方式

根据双作用双定子马达的本身的结构特点, 其进油口不同连接时其脉动转矩也不同, 故构成了 4 种不同

的工作方式: 内马达单独工作、外马达单独工作、内、外马达并联工作、内、外马达差动工作。每一种工作方式, 又可以分为多种组合方式。设内外马达排量比例系数为 C , 当 $1 \leq C \leq 2$ 且 $C \neq 1.5$ 时, 双作用双定子马达有 12 种组合输出方式^[26]。为了讨论方便, 选取其中具有代表性的 4 种组合方式来分析泵的输出流量脉动对马达在不同工作方式下转矩脉动的影响。这 4 种组合方式如图 3 所示。

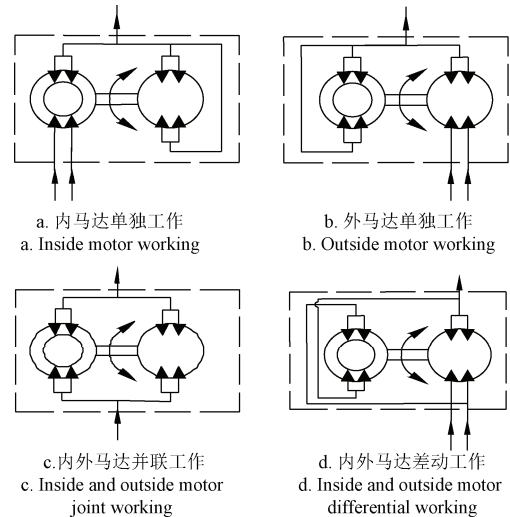


图 3 双作用双定子马达 4 种组合方式示意图

Fig.3 Schematic diagram of different four working ways of double-action double-stator motor

3 双作用叶片泵和双作用双定子马达的输出脉动

3.1 双作用叶片泵的输出流量脉动

双作用叶片泵的输出流量脉动是由于其内部容积的周期性不均匀变化而引起的。假设油箱中吸起的油液均匀而平稳, 则在 dt 时间内, 泵的理论瞬时流量为

$$q_{shV} = B_V \cdot \omega_V \cdot (R_V^2 - r_V^2) - \frac{2B_V \cdot s_V \cdot \omega}{\cos \theta} \sum_{i=1}^k \left(\frac{d\rho_i}{d\varphi_1} \right). \quad (1)$$

式中 $\sum_{i=1}^k \left(\frac{d\rho_i}{d\varphi_1} \right)$ 为泵在 dt 时间内压油区内 k 个叶片沿相对

矢径 ρ_i 的度速度^[27] (指定子曲线矢径 $\rho(\varphi_1)$ 随转子转角 φ_1 的变化率) 的和; ω_V 为泵转子的转速, rad/s; R_V 为内定子曲线长轴半径, mm; r_V 为内定子曲线短轴半径, mm; s_V 为叶片厚度, mm; k 为处于压油区上的叶片数; B_V 为叶片的轴向距离, mm; θ 为叶片倾角, ($^\circ$), 取值为 0; q_{shV} 为泵的理论瞬时流量, L/min; ρ_i 为叶片 i 的相对矢径, mm; φ_1 为泵的转子转角, rad。

3.2 双作用双定子马达的输出转矩脉动

液压马达存在转矩脉动。假设进入马达的油液平稳, 那么脉动是由于液压马达工作容积的瞬时变化不完全均匀而引起的。通过瞬时转矩的理论变化情况来研究液压马达的转矩脉动。瞬时转矩的理论值可以表示为

$$T_{sh} = \frac{\Delta P \cdot q_{sh}}{\omega}. \quad (2)$$

式中 T_{sh} 为液压马达输出转矩, N·m; ΔP 为液压马达的进油口压差, MPa; q_{sh} 为液压马达的瞬时流量, L/min;

ω 为马达转子的转速, rad/s。

通过式 (2) 可以看出, 马达的瞬时转矩和瞬时流量有着密切的关系。瞬时流量的均匀性直接影响着转矩脉动的品质。首先分析双作用双定子马达的理论瞬时流量。外马达的理论瞬时流量

$$q_{shW} = B \cdot \omega (R_W^2 - r_W^2) - 2B \cdot s \cdot \omega \sum_{j=1}^M \left(\frac{d\rho_j}{d\varphi_2} \right) \quad (3)$$

式中 q_{shW} 为外马达瞬时流量, L/min; R_W 为外定子内曲线大圆弧半径, mm; r_W 为外定子内曲线小圆弧半径, mm; M 为处在压油区的滚柱连杆组个数; B 为马达转子轴向宽度, mm; s 为滚柱连杆组的厚度, mm; ρ_j 为马达滚柱连杆组 j 的相对矢径, mm; φ_2 为马达的转子转角, rad。

同理可得, 内马达的理论瞬时流量

$$q_{shN} = B \cdot \omega (R_N^2 - r_N^2) - 2B \cdot s \cdot \omega \sum_{j=1}^M \left(\frac{d\rho_j}{d\varphi_2} \right) \quad (4)$$

式中 q_{shN} 为内马达瞬时流量, L/min; R_N 为外定子内曲线大圆弧半径, mm; r_N 为外定子内曲线小圆弧半径, mm。

内、外马达并联工作的理论瞬时流量

$$q_{sh,W+N} = q_{shW} + q_{shN} \quad (5)$$

内、外马达差动工作的理论瞬时流量

$$q_{sh,W-N} = q_{shW} - q_{shN} \quad (6)$$

式中 $q_{sh,W+N}$ 为内外马达并联工作时的瞬时流量, L/min; $q_{sh,W-N}$ 为内外马达差动工作时的瞬时流量, L/min。

根据式 (2) 和式 (3), 可以得出当只有外马达工作时输出的瞬时转矩

$$T_{shW} = \frac{\Delta P \cdot q_{shW}}{\omega} = B \cdot \Delta P [(R_W^2 - r_W^2) - 2s \sum_{j=1}^M \left(\frac{d\rho_j}{d\varphi_2} \right)] \quad (7)$$

式中 T_{shW} 为外马达输出的瞬时转矩, N·m。

同理, 由式 (2) 和式 (4) 得出当只有内马达工作时输出的瞬时转矩

$$T_{shN} = \frac{\Delta P \cdot q_{shN}}{\omega} = B \cdot \Delta P [(R_N^2 - r_N^2) - 2s \sum_{j=1}^M \left(\frac{d\rho_j}{d\varphi_2} \right)] \quad (8)$$

式中 T_{shN} 为内马达输出的瞬时转矩, N·m。

由式 (2) 和式 (5) 得出当内、外马达并联工作时输出的瞬时转矩

$$T_{sh,W+N} = \frac{\Delta P \cdot q_{sh,W+N}}{\omega} = \frac{\Delta P (q_{shW} + q_{shN})}{\omega} \quad (9)$$

由式 (2) 和式 (6) 得出当内、外马达差动工作时输出的瞬时转矩

$$T_{sh,W-N} = \frac{\Delta P \cdot q_{sh,W-N}}{\omega} = \frac{\Delta P (q_{shW} - q_{shN})}{\omega} \quad (10)$$

式中 $T_{sh,W+N}$ 为内外马达并联工作时输出瞬时转矩, N·m; $T_{sh,W-N}$ 为内外马达差动工作时输出瞬时转矩, N·m。

4 泵的流量脉动对马达输出转矩的影响

在不考虑泄露以及阀和管路等元件的影响时, 马达由于自身容积不均匀变化而产生输出转矩脉动。以往分析马达转矩脉动时, 都是在假定输入油液平稳的条件下

得出的结论。如果考虑输入马达的高压油的波动性, 那么马达输出转矩脉动也必然会发生变化。下面具体分析单泵多马达传动系统中泵的输出脉动对马达输出转矩脉动的影响。在不考虑泄露以及阀和管路影响的前提下, 为了分析泵输出油液的波动性对马达输出转矩波动性的影响, 定义了波动系数 $f(\varphi)$, 其中 φ 为泵或马达的转子转角, 可将复杂的波动性简化为单纯的简谐波, 从而通过波的叠加理论对系统输出转矩脉动进行分析。泵的波动系数^[28]

$$f_V(\varphi_1) = \frac{q_{shV}}{q_t} \quad (11)$$

马达的波动系数

$$f_T(\varphi_2) = \frac{T_{sh}}{T_t} \quad (12)$$

式中 $f_V(\varphi_1)$ 和 $f_T(\varphi_2)$ 分别为泵和马达的波动系数, 为无量纲系数; q_t 为泵的理论平均流量, L/min; T_t 为马达的理论输出转矩, N·m。

波动系数可以直观的反映出泵或马达的波动特性, 所以分析马达的输出转矩脉动就可以归结到分析马达波动系数的变化, 进而分析影响该波动系数变化的因素。

1) 双作用叶片泵的波动系数

双作用叶片泵的理论平均流量为

$$q_t = B_V \cdot \omega_V (R_V - r_V)(R_V + r_V - \frac{s_V \cdot z_V}{\pi}) \quad (13)$$

式中 z_V 为泵的叶片个数。

根据式 (11), 由式 (1) 和式 (13) 得双作用叶片泵的波动系数为

$$f_V(\varphi_1) = \frac{R_V^2 - r_V^2 - 2s_V \sum_{i=1}^k \left(\frac{d\rho_i}{d\varphi_1} \right)}{R_V^2 - r_V^2 - (R_V - r_V) \frac{s_V \cdot z_V}{\pi}} \quad (14)$$

2) 双作用双定子马达的波动系数

双作用双定子马达的理论平均转矩由公式 $T_t = \Delta P V / 2p$ 求得^[29], 其中 V 为马达的排量。

外马达单独工作时的理论输出转矩

$$T_{t,W} = B \cdot \Delta P (R_W - r_W)(R_W + r_W - \frac{s \cdot z}{\pi}) \quad (15)$$

内马达单独工作时的理论输出转矩

$$T_{t,N} = B \cdot \Delta P (R_N - r_N)(R_N + r_N - \frac{s \cdot z}{\pi}) \quad (16)$$

式中 $T_{t,W}$ 为外马达理论输出转矩, N·m; $T_{t,N}$ 为内马达理论输出转矩, N·m; z 为马达的滚柱连杆组个数。

内、外马达并联工作时的理论输出转矩

$$T_{t,W+N} = \frac{\Delta P (V_W + V_N)}{2\pi} \quad (17)$$

内、外马达差动工作时的理论输出转矩

$$T_{t,W-N} = \frac{\Delta P (V_W - V_N)}{2\pi} \quad (18)$$

式中 $T_{t,W+N}$ 为内外马达并联工作时的理论输出转矩, N·m; $T_{t,W-N}$ 为内外马达差动工作时的理论输出转矩, N·m; V_W 为外马达排量, mL/rev; V_N 为内马达排量, mL/rev。

根据式 (12), 由式 (3) 和式 (15) 得外马达单独工作时的波动系数

$$f_{TW}(\varphi_2) = \frac{R_W^2 - r_W^2 - 2s \sum_{j=1}^M \left(\frac{d\rho_j}{d\varphi_2} \right)}{R_W^2 - r_W^2 - (R_W - r_W) \frac{s \cdot z}{\pi}} \quad (19)$$

式中 $f_{TW}(\varphi_2)$ 为外马达波动系数。

同理, 由式 (4) 和式 (16) 得内马达单独工作时的波动系数

$$f_{TN}(\varphi_2) = \frac{R_N^2 - r_N^2 - 2s \sum_{j=1}^M \left(\frac{d\rho_j}{d\varphi_2} \right)}{R_N^2 - r_N^2 - (R_N - r_N) \frac{s \cdot z}{\pi}} \quad (20)$$

式中 $f_{TN}(\varphi_2)$ 为内马达波动系数。

由式 (5) 和式 (17) 得内、外得内、外马达并联工作时的波动系数

$$f_{T,N+W}(\varphi_2) = f_{TN}(\varphi_2) + f_{TW} \left(\varphi_2 - \frac{\beta_0}{2} \right) \quad (21)$$

式中 $f_{T,N+W}(\varphi_2)$ 为内外马达并联工作时的波动系数; β_0 为马达转矩的脉动周期, rad。

需要说明的是: 由于管路安装等因素, 内、外马达同时工作时, 内马达或者外马达输出的转矩不一定同时能够达到最大值或者最小值。内马达输出的转矩脉动与外马达输出的转矩脉动相差一个滞后角 $\Delta\varphi$ ^[30], 滞后角不同时, 双作用双定子马达输出合转矩脉动也不同。这里取使输出合转矩脉动为最小的滞后角 $\Delta\varphi = \beta_0/2$, $\beta_0 = 2\pi/z$, z 为马达滚柱连杆组个数。

对于内、外马达差动连接输出转矩时, 其波动性不是波动系数简单地相减, 而要考虑影响合转矩变化的内、外瞬时流量之间的关系。据内外马达差动连接的工作原理, 外马达排出的油液一部分进入内马达, 内马达此时相当于一个泵给外马达供油, 而内外马达作为一个整体其排出油液体积将会减少一个内马达的排量。据式 (3)、式 (4) 以及上述分析, 此时马达输出的瞬时流量为

$$q_{sh} = B \cdot \omega [(R_W^2 - r_W^2) - (R_N^2 - r_N^2)] \quad (22)$$

输出的瞬时转矩为

$$T_{sh} = B \cdot \Delta P [(R_W^2 - r_W^2) - (R_N^2 - r_N^2)] \quad (23)$$

由式 (23) 可看出, 式中都为常数, 则双作用双定子马达在差动工作时输出转矩是平稳的, 没有波动性。

现在从波动系数的角度分析当输入马达的油液是脉动油液时, 对马达输出转矩的脉动性的影响。为此需引入滞后角 ϕ , rad; ϕ 值大小与泵出油口到马达进油口之间的管路体积 V 及传动轴转角等有关, 则 $\varphi_1 = \varphi_2 + \phi$ 。这里特别强调滞后角 ϕ 不同于前边提到的 $\Delta\varphi$, 前者是泵与马达之间产生的滞后角, 而后者是双作用双定子内、外马达之间的滞后角。基于以上原因, 使得泵的波动系数的曲线与马达的波动系数的曲线相差一个 ϕ 值。所以, 讨论不同工作方式下合适的 ϕ 值, 可以有效减小泵的输出脉动对马达的输出脉动的影响。

首先分析当只有外马达工作时, 泵的输出脉动对马达的输出脉动的影响。由式 (14) 和式 (19) 得马达实际输出转矩的波动系数为

$$\begin{aligned} f_1(\varphi_1) &= f_V(\varphi_1) + f_{TW}(\varphi_1 - \phi) \\ &= \frac{R_V^2 - r_V^2 - 2s_V \sum_{i=1}^k \left(\frac{d\rho_i}{d\varphi_1} \right)}{R_V^2 - r_V^2 - (R_V - r_V) \frac{s_V \cdot z_V}{\pi}} + \frac{R_W^2 - r_W^2 - 2s \sum_{j=1}^M \left(\frac{d\rho_j}{d(\varphi_1 - \phi)} \right)}{R_W^2 - r_W^2 - (R_W - r_W) \frac{s \cdot z}{\pi}} \end{aligned} \quad (24)$$

式中 $f_1(\varphi_1)$ 为外马达实际输出转矩的波动系数; ϕ 为马达相对于泵的滞后角, rad。

同理得只有内马达工作时, 由式 (14) 和式 (20) 得出马达实际输出转矩的波动系数为

$$f_2(\varphi_1) = f_V(\varphi_1) + f_{TN}(\varphi_1 - \phi) \quad (25)$$

当内、外马达并联工作时, 由式 (14) 和式 (21) 得出马达实际输出转矩的波动系数为

$$f_3(\varphi_1) = f_V(\varphi_1) + f_{T,N+W}(\varphi_1 - \phi) \quad (26)$$

当内、外马达差动工作时, 根据前边分析的结果, 马达自身的输出转矩无脉动, 而实际输出的转矩脉动就是由泵输入的脉动油液引起的, 故此时马达实际输出转矩的波动系数为

$$f_4(\varphi_1) = f_V(\varphi_1) \quad (27)$$

式中 $f_2(\varphi_1)$ 为内马达实际输出转矩的波动系数; $f_3(\varphi_1)$ 为内外马达并联工作实际输出转矩的波动系数; $f_4(\varphi_1)$ 为内外马达差动工作实际输出转矩的波动系数。

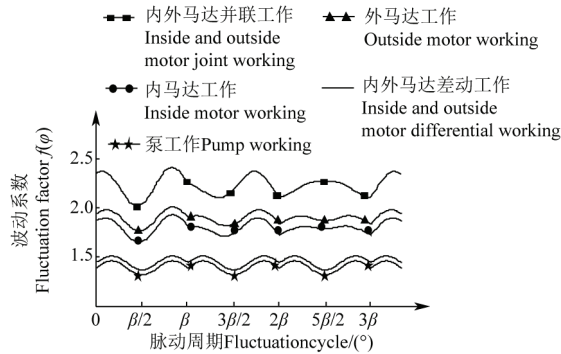
现在分析当输入油液为脉动油液时, 对双作用双定子马达在 4 种不同的工作方式下输出的转矩脉动的影响。

1) 当泵的脉动周期和马达的脉动周期不同时, 将设计参数带入式 (24) ~ 式 (27) 且已分析得内外马达差动工作无转矩脉动, 用 Matlab 软件仿真得泵和马达的波动系数图 (波动系数旨在描述每条脉动曲线的幅度大小及变化规律。图 4a 和 4b 是多条脉动曲线的集合, 便于对比)。图 4a 为泵和马达脉动周期不同时, 马达在 4 种工作方式下输出的转矩脉动曲线, 图 4b 为泵和马达脉动周期相同时, 马达输出可以输出的最小转矩脉动曲线。

2) 图 4 自变量 φ 为泵和马达的转子转角, 因变量 $f(\varphi)$ 为泵和马达的波动系数, β 为输入马达的脉动油液的脉动周期, 即泵的转子每转动 β 角时, 输出一个周期的脉动油液。通过图 4a 分析得, 当输入马达的油液存在脉动时, 由于马达输出的转矩脉动周期和油液脉动周期不同, 二者叠加后导致马达输出的实际转矩脉动无周期性变化, 不同程度的影响马达输出转矩的脉动频率和幅值, 使得脉动曲线变化不均匀, 通过调节滞后角 ϕ 减小输出转矩脉动效果不显著。

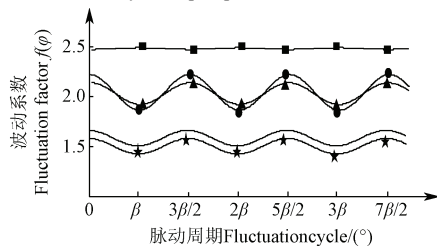
3) 当泵的脉动周期和马达的脉动周期相同时, 根据设计参数, 可得到相同周期的脉动曲线。这种相同周期的波动曲线的意义在于泵或者马达相对于对方的滞后角 ϕ 会对他们脉动曲线叠加时的最优选择产生影响, 即在脉动曲线周期相同的前提下, 通过调节滞后角 ϕ , 可以使得

泵与马达的脉动曲线在叠加后形成脉动幅度更小的脉动曲线,即马达输出的实际转矩脉动将减小。当泵输出的脉动油液和马达输出的转矩脉动周期均为 β 时,滞后角 $\phi = \beta/2 + n\beta$, $n=1,2,3,\dots$ 时,泵的输出脉动曲线和马达自身的输出脉动曲线将相差 ϕ ,由于马达输出的实际转矩的脉动曲线是二者的叠加,根据叠加原理,叠加后的曲线脉动振幅将达到最小,如图 4b 所示,波动系数的振幅将达到最小值,即输出的实际转矩脉动将达到最小。



a. 泵和马达周期不同

a. Pulsation cycle of pump and motor are not same



b. 泵和马达周期相同

b. Pulsation cycle of pump and motor are same

注: β 为输入马达的脉动油液的脉动周期, rad。

Note: β is fluctuation period of fluctuation oil inputted motor.

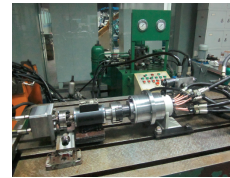
图 4 马达在脉动油液下以 4 种工作方式输出转矩脉动曲线

Fig.4 Fluctuation curves of motor output torque at four different working ways in pulsation oil

5 试 验

本试验利用转矩不均匀系数来表示马达的转矩波动性。已知转矩测量仪 (JN338 型, 准确度等级为 0.5 级, 由北京三晶创业科技集团有限公司生产) 每秒采集一个瞬时转矩值, 以 10 s 为一个采样周期, 统计该时段内同一工作方式下的最大瞬时转矩、最小瞬时转矩以及平均转矩, 算出该时段的转矩不均匀系数。选取 20 组数据, 分别计算出每组的转矩不均匀系数, 并将其连成一条曲线, 表示该工作方式下的转矩波动性。试验现场和试验原理如图 5 所示。

由于泵和马达间存在滞后角 ϕ , ϕ 值大小与泵出口到马达进油口之间的管路体积 V 及传动轴转角等有关, 这里主要考虑由泵与马达间管路体积的不同所引起的滞后角 ϕ 的变化而导致脉动油液对马达输出转矩脉动的影响。为此, 选取 3 种长度的钢丝编织液压胶管 3、5 和 8 m 并在原理图 5c 的 1、2 处分别换接, 做出每种管长下所有工作方式的脉动曲线图。



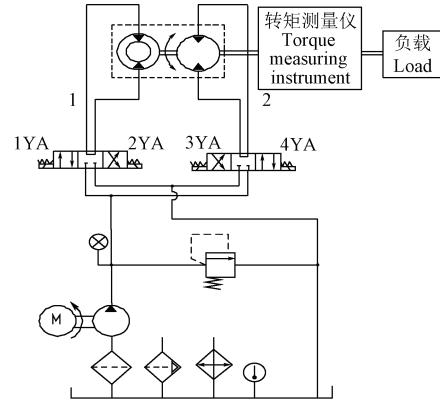
a. 试验现场照片

a. Picture of test



b. 转矩测量仪

b. Torque measuring instrument

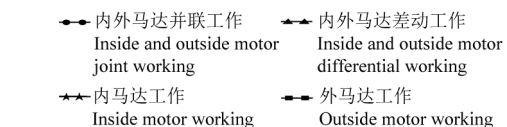


c. 试验原理图

c. Schematic diagram of test

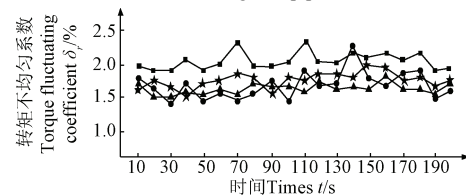
图 5 试验现场及试验原理图

Fig.5 Picture of experiment site and schematic diagram



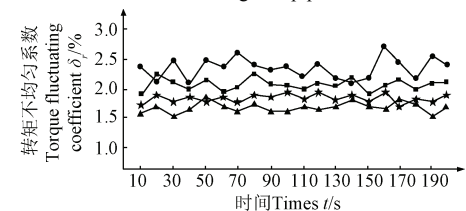
a. 3 m 管长

a. 3 m length of pipe



b. 5 m 管长

b. 5 m length of pipe



c. 8 m 管长

c. 8 m length of pipe

图 6 3 种管长时分别对应马达 4 种工作方式下的转矩不均匀系数曲线

Fig.6 Torque fluctuating coefficients curves of motors at four different working ways in three kinds of length of pipe

选取公称排量为 10 mL/r 的双作用定量叶片泵, 转速为 800 r/min。双作用双定子马达的内马达排量为 12 mL/r, 外马达排量为 20 mL/r。试验数据处理如 6 图所示。

由图 6a、6b 和 6c 可知, 在脉动油液下内外马达差动工作时转矩不均匀系数值约在 1.5%~1.9% 的范围内变化, 变化幅度小, 说明差动工作时马达输出转矩平稳性好。内马达单独工作时的转矩脉动不均匀系数值普遍低于外马达单独工作, 而内外马达并联工作时其转矩脉动不均匀系数值最大, 其值在 1.9%~2.7% 的范围内变化, 变化幅度最大, 幅度约为 0.8%, 说明马达相对于泵的滞后角对内外马达并联工作时的影响最大。与图 6a 和图 6c 相比, 图 6b 中马达 4 种工作方式下的转矩不均匀系数值都相应减少, 变化幅度有所减小。内外马达并联工作时转矩不均匀系数值的变化尤为明显, 绝大部分值的变化范围由 1.9%~2.7% 减小至 1.9%~2% 之间。如果排除个别转矩不均匀系数值, 图 6b 中在马达 4 种工作方式下大部分的转矩不均匀系数值都位于 1.5%~2% 之间, 其整体的变化幅度降低到 0.7% 左右, 说明在试验用 5 m 管长下, 相对于其他 2 种情况其滞后角 ϕ 对马达输出转矩的平稳性起到了明显的作用, 证明了合理调整滞后角 ϕ 可以降低马达输出转矩脉动的作用。

6 结 论

1) 在液压传动系统中采用了双作用双定子马达, 提出了单泵多马达系统, 可以输出多级定转矩、转速。相比普通的单泵单马达传动, 简化了系统的结构, 提高了传动的效率。

2) 马达的输出的转矩脉动因工作方式的不同而不同。内、外马达差动工作时转矩脉动最小, 内马达的转矩脉动要小于外马达的转矩脉动, 内外马达并联工作时的转矩脉动的大小取决于滞后角的取值。

3) 在输入油液有脉动的前提下, 当泵和马达的脉动周期相同时, 可以合理调整马达相对于泵的滞后角使得马达输出的转矩脉动更加平稳。其中内外马达差动工作时转矩不均匀系数值最小, 约为 1.5%~1.9%。内外马达并联工作时转矩不均匀系数值可以由 1.9%~2.7% 减小到 1.9%~2%。说明滞后角对马达输出的转矩脉动有很大影响。通过调整滞后角为单泵多马达传动系统的设计与布局提供了参考。

【参 考 文 献】

- [1] 彭熙伟, 陈建萍. 液压技术的发展动向[J]. 液压与气动, 2007(3): 01—05.
Peng Xiwei, Chen Jianping. The future trends of hydraulics[J]. Hydraulic & Pneumatics, 2007(3): 01—05. (in Chinese with English abstract)
- [2] 冀宏, 左嘉韵, 程源. 工程机械液压元件及节能液压系统的发展与思考[J]. 液压与气动, 2013(5): 01—08.
Ji Hong, Zuo Jiayun, Chen Yuan. Development and thinking of hydraulic component and energy-saving system in construction machinery[J]. Hydraulic & Pneumatics, 2013(5): 01—08. (in Chinese with English abstract)

- [3] 梁荣庆, 坎杂, 李成松, 等. 液压传动技术在收获机械中的应用研究[J]. 机床与液压, 2012, 40(20): 152—155.
Liang Rongqing, Kan Za, Li Chengsong, et al. Applied research of hydraulic drive technology in harvest machinery[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2012, 40(20): 152—155. (in Chinese with English abstract)
- [4] Kim D C, Kim K U, Park Y J, et al. Analysis of shifting performance of power shuttle transmission[J]. Journal of Terramechanics, 2007, 44(1): 111—122.
- [5] Murrenhoff H. Development trend of hydraulic control technology[J]. Journal of Engineering Design, 1997, 8(3): 20—29.
- [6] Shuhan W, Xiangyang X, Yanfang L, et al. Design and dynamic simulation of hydraulic system of a new automatic transmission[J]. Journal of Central South University of Technology, 2009, 16(4): 697—701.
- [7] 王光明, 张晓辉, 朱思洪, 等. 拖拉机液压机械无级变速箱换挡过程液压故障诊断[J]. 农业工程学报, 2015, 31(6): 25—34.
Wang Guangming, Zhang Xiaohui, Zhu Sihong, et al. Hydraulic failure diagnosis of tractor hydro-mechanical continuously variable transmission in shifting process[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(6): 25—34. (in Chinese with English abstract)
- [8] 王光明, 朱思洪, 史立新, 等. 拖拉机液压机械无级变速箱换挡控制优化与试验[J]. 农业工程学报, 2013, 29(18): 51—59.
Wang Guangming, Zhu Sihong, Shi Lixin, et al. Experimental optimization on shift control of hydraulic mechanical continuously variable transmission for tractor[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(18): 51—59. (in Chinese with English abstract)
- [9] 曹付义, 周志立, 徐立友. 履带车辆液压机械差速转向系统参数优化[J]. 农业工程学报, 2013, 29(18): 60—66.
Cao Fuyi, Zhou Zhili, Xu Liyou. Parameter optimization of hydro-mechanic differential turning system for tracked vehicle[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(18): 60—66. (in Chinese with English abstract)
- [10] 邓海顺, 王传礼, 张立祥. 平衡式两排轴向柱塞泵流量脉动研究[J]. 农业机械学报, 2014, 45(5): 305—309.
Deng Haishun, Wang Chuanli, Zhang Lixiang. Study on flow ripple of balanced two-ring axial piston pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(5): 305—309. (in Chinese with English abstract)
- [11] 李玉龙, 唐茂. 困油压力对齿轮泵流量脉动的影响分析[J]. 农业工程学报, 2013, 29(20): 60—66.
Li Yulong, Tang Mao. Influence analysis of trapped oil pressure on flow pulsation in external gear pumps[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(20): 60—66. (in Chinese with English abstract)

- [12] 李玉龙, 刘焜. 考虑困油和卸荷的外啮合齿轮泵动态转矩计算[J]. 农业工程学报, 2009, 25(4): 91—95.
Li Yulong, Liu Kun. Calculation of dynamic torque acted on external gear pump considering relief groove and trapped oil pressure[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2009, 25(4): 91—95. (in Chinese with English abstract)
- [13] 郭生荣, 卢岳良. 液压能源系统压力脉动分析及抑制方法研究[J]. 液压与气动, 2011(11): 49—51.
Guo Shengrong, Lu Yueliang. Pressure fluctuation analysis and suppression of hydraulic energy system[J]. Hydraulic & Pneumatics, 2011(11): 49—51. (in Chinese with English abstract)
- [14] 刘巧燕, 李喜田, 高俊峰, 等. 比例型多泵多马达传动概述[J]. 液压气动与密封, 2015(5): 01—03.
Liu Qiaoyan, Li Xitian, Gao Junfeng, et al. The overview of proportional multi-pump and multi-motor transmission system[J]. Hydraulic Pneumatics & Seals, 2015(5): 01—03. (in Chinese with English abstract)
- [15] 闻德生, 高俊, 王志力, 等. 双作用多泵多马达传动中马达输出转矩分析[J]. 中国机械工程, 2010, 21(23): 2836—2838.
Wen Desheng, Gao Jun, Wang Zhili, et al. Output torque of double-acting multi-pump and multi-motor[J]. Chinese Mechanical Engineering, 2010, 21(23): 2836—2838. (in Chinese with English abstract)
- [16] 闻得生, 徐添, 杜孝杰, 等. 多泵/多马达容积调速回路的理论分析[J]. 上海交通大学学报, 2011, 45(9): 1294—1298.
Wen Desheng, Xu Tian, Du Xiaojie, et al. Theoretical analysis of volume speed-regulating circuit of multi-pump and multi-motor[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2011, 45(9): 1294—1298. (in Chinese with English abstract)
- [17] 杜一山, 闻德生, 杜孝杰, 等. 多泵多速马达传动系统简介[J]. 液压气动与密封, 2012(2): 73—76.
Du Yishan, Wen Desheng, Du Xiaojie, et al. Introduction of multi-pumps and multi-motors hydraulic transmission system[J]. Hydraulic Pneumatics & Seals, 2012(2): 73—76. (in Chinese with English abstract)
- [18] 闻德生. 多泵多马达传动系统中输出转速的理论分析[J]. 中国科学, 2011, 41(5): 579—584.
Wen Desheng. Theoretical analysis of output speed of multi-pump and multi-motor driving system[J]. Science China: Technological Sciences, 2011, 41(5): 579—584. (in Chinese with English abstract)
- [19] 雷天觉. 液压工程手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990: 1881—1978.
- [20] 闻德生, 刘忠迅, 刘巧燕, 等. 平衡式双定子泵流量脉动理论分析[J]. 上海交通大学学报, 2014, 48(8): 1155—1158.
Wen Desheng, Liu Zhongxun, Liu Qiaoyan, et al. Theoretical analysis of flow pulsation of balanced double-stator multi-pump[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2014, 48(8): 1155—1158. (in Chinese with English abstract)
- [21] 闻德生, 郑珍泉, 杨杰, 等. 力平衡型双定子轴向柱塞马达的转矩脉动分析[J]. 北京理工大学学报, 2014, 34(7): 676—679.
Wen Desheng, Zheng Zhenquan, Yang Jie, et al. The torque ripple analysis of the force balanced double-stator axial piston motor[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2014, 34(7): 676—679. (in Chinese with English abstract)
- [22] 闻德生, 高俊峰, 周瑞彬, 等. 多作用双定子力偶液压马达转矩脉动分析[J]. 农业机械学报, 2014, 45(10): 319—325.
Wen Desheng, Gao Junfeng, Zhou Ruibin, et al. Analysis of torque pulsation for the multi-acting double-stators couple hydraulic motor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(10): 319—325. (in Chinese with English abstract)
- [23] 闻德生. 等宽曲线双定子滚柱泵[P]. 中国专利: CN1403712, 2003-03-19.
- [24] 闻德生, 杨杰, 郑珍泉, 等. 双定子对称型多泵多速马达理论特性分析[J]. 农业机械学报, 2014, 45(7): 321—324.
Wen Desheng, Yang Jie, Zheng Zhenquan, et al. Theory analysis of double-stator symmetrical type multi-pump and multi-speed motor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(7): 321—324. (in Chinese with English abstract)
- [25] 闻德生, 吕世君, 杜孝杰, 等. 双定子液压马达差动连接理论分析[J]. 农业机械学报, 2011, 42(9): 220—224.
Wen Desheng, Lü Shijun, Du Xiaojie, et al. Theoretical of differential connection of double-stator hydraulic motor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(9): 220—224. (in Chinese with English abstract)
- [26] 张三喜. 双作用液压变矩器的理论研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2014.
Zhang Sanxi. The Theory Analysis of Hydraulic Double-acting Torque Converter[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2014. (in Chinese with English abstract)
- [27] 李壮云. 液压元件与系统[M]. 北京: 机械工业出版社, 2011.
- [28] 闻德生. 液压元件的创新与发展[M]. 北京: 航天工业出版社, 2009: 375—386.
- [29] 闻德生, 常雪, 张少波, 等. 双定子单作用液压马达的转矩脉动研究[J]. 农业机械学报, 2013, 44(2): 238—242.
Wen Desheng, Chang Xue, Zhang Shaobo, et al. The analysis of the torque pulsation for double-stator single-acting multi-motors[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(2): 238—242. (in Chinese with English abstract)
- [30] 常雪. 多作用力偶液压马达的理论与试验研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2013.
Chang Xue. The Theory And Experimental Analysis of Multi-action Couple Hydraulic Motor[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2013. (in Chinese with English abstract)

Analysis and experiment of output torque characteristics of single-pump multi-motor transmission system

Wen Desheng, Wang Jing, Chai Weichao, Zhen Xinshuai, Chen Fan, Ma Guanglei

(College of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

Abstract: The single-pump multi-motor transmission system can provide multiple speeds and torques. In order to make the output torque of the single-pump multi-motor transmission system more stable, the system, which was composed of double-action pump and double-action double-stator motor, was selected as the object of research, the fluctuant factor was adopted to analyze the influence of the fluctuant input oil on the output torque of the motor, and the fluctuant curves of the motor were drawn under 4 different working ways (inside motor working alone, outside motor working alone, inside and outside motor working jointly, and inside and outside motor working differentially). The practical output torque fluctuation of motor was liner superposition between torque fluctuation and input oil fluctuation. Their fluctuant curves were linearly combined with the same method. When the pulsation cycle of input oil was different from output torque's, the sum of them was aperiodical, and the practical output torque fluctuation was irregular. On the contrary, when the pulsation cycle of input oil was identical with output torque's, by adjusting the lag angle between pump and motor, their fluctuant curves could be reasonably stacked, and the motor could practically output the minimum torque fluctuation. To verify the influence of lag angle on the single-pump multi-motor transmission system, a test platform was established, which was composed of double-action pump and double-action double-stator motor. By recording the multi-group measuring instantaneous output torque values, the multiple torque fluctuating coefficients were calculated under each working way of motor and then the fluctuation curves were drawn together. These lines could intuitively reflect output torque fluctuation values under different working ways of motor and compare the different effect on the output torque fluctuation by adjusting lag angle. The results showed that under the premise of input oil fluctuating, the motor had different output characteristics under different ways of working. When the pump fluctuation cycle was consistent with the motor's, the output torque fluctuation under the way of the inside and outside motor working differentially was the minimum, whose torque fluctuating coefficient was about 1.5%-1.8%. The output torque fluctuation under the way of inside motor working alone was always less than the outside motor's. Different lag angles had different effects on the output torque fluctuation of motor. Among the 4 different working ways, the way of inside and outside motor jointly working was most affected by lag angle, whose torque fluctuating coefficient value was up to about 1.9%-2.7%; and its change range was the most, about 0.8%, more than the other 3 working ways. Reasonably adjusting lag angle could make the output torque fluctuation coefficient under this working way decrease to 1.5%-2%, which was less than that under the ways of the inside or outside motor working alone, and the overall change range reduced to about 0.5%. Reasonable lag angle could also make the overall output torque fluctuation of the motor reduced. This experiment indicates that lag angle has a great impact on the output torque fluctuation of the motor. For the transmission of high precision occasions, the research on reasonable lag angle has great significance can provide a theoretical basis for the piping layout of single-pump multi-motor transmission system.

Keywords: pumps; hydraulic motors; experiments; double-stator; single-pump and multi-motor; fluctuation