

多泵单马达传动系统输出转矩特性分析

闻德生¹ 胡文龙¹ 邱 华¹ 闻 佳² 张俊成¹ 刘 峰¹

(1. 燕山大学机械工程学院, 秦皇岛 066004; 2. 燕山大学信息科学与工程学院, 秦皇岛 066004)

摘要: 为了使定量泵输出多级定流量以及不用减压阀为多个不同压力系统提供能源,设计并试验了双定子泵,并在此基础上提出了多泵单马达传动理论。以双作用双定子泵和斜盘式轴向柱塞马达组成的多泵单马达传动系统为例,分析了多泵在不同的工作方式下输出波动性不同的油液对马达输出转矩的影响。结果表明,多泵在不同的工作方式下对系统输出特性的影响不同,且内、外泵联合工作时,马达输出转矩品质优于内、外泵单独工作;当泵和马达波动周期一致时,可以合理调整滞后角使马达输出转矩更平稳。为了验证理论分析的正确性,搭建了多泵单马达传动系统试验平台,采集相关数据并描绘出多泵在不同工作方式下马达输出转矩的不均匀系数变化曲线。试验结果和理论分析一致,证明了理论分析的正确性。

关键词: 双定子泵; 多泵单马达传动系统; 转矩脉动

中图分类号: TH137.51 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)01-0397-06

Output Torque Characteristics Analysis of Multi-pump and Single-motor Transmission System

Wen Desheng¹ Hu Wenlong¹ Qiu Hua¹ Wen Jia² Zhang Juncheng¹ Liu Feng¹

(1. College of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China

2. School of Information Science and Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

Abstract: In order to make constant displacement pumps output multi-level constant flows and provide energy for several different pressure systems without a reducing valve, a double-stator multi-pump was successfully designed and tested, and the transmission theory was also presented. Taking the multi-pump and single-motor transmission system which consists of double-stator double-acting multi-pump and swash plate type axial piston motor for example, the influence of different volatilities of fluid output by multi-pump in different working ways on the motor output torque was analyzed. The results show that the effects of multi-pump on the system output characteristics were different in different working ways. When the inside pump and outside pump were working together, the motor output torque was superior to when they were working alone. When the fluctuation cycles of pump and motor were consistent, the motor output torque could be more stable by adjusting the lag angle reasonably. For verifying the correctness of the proposed theoretical analysis, the experimental platform of multi-pump and single-motor driving system was built, and the relevant data were collected to depict the diagram of uniformity coefficient of motor output torque in different working ways. The experimental result was consistent with the theoretical analysis, which showed the correctness of theoretical analysis.

Key words: double-stator pump; multi-pump and single-motor transmission system; torque pulsation

引言

液压传动作为现代传动和控制的关键基础技术之一,已被广泛应用于各类机械装备中。随着液压

传动技术的发展^[1-7],人们对液压系统的稳定性要求越来越高,而液压马达输出转矩脉动系数是衡量液压马达性能好坏的一个重要指标,更是衡量以液压马达为执行元件的液压系统稳定性的一个重要指标。

目前广泛应用在各种行业中的液压传动系统均是由单泵和单马达(液压缸)组合形成的,这种传动系统在实际应用中存在着一定的不足:一个系统需要多级定流量时,一个定量泵无法实现;现有马达难以实现输出多个定转速、转矩等。为此,本文在双作用双定子泵研制并试验成功的基础上,提出由双作用双定子泵和斜盘式轴向柱塞泵组合形成的多泵单马达传动系统,并在考虑液压泵输出液压油波动性的前提下对系统输出转矩的波动性进行理论研究^[8-9]。

1 双定子泵原理

双定子泵是一种新型的液压元件,实物图及原理图如图 1 所示。在一个泵壳内一个转子对应内、外两个定子,且内、外定子曲线为等宽曲线。由外定子环、转子、连杆、滚柱及两侧板组成外泵的密闭容积,由内定子环、转子、连杆、滚柱及两侧板组成内泵的密闭容积。当转子旋转时,密闭容积周期性地变化。双定子泵的内泵、外泵即可单独工作,也可联合工作,这种特性为建立多泵单马达传动系统奠定了基础。本文采用的是对称式双作用双定子泵,考虑到结构和受力平衡,对称式双定子泵叶片数一般采用偶数。

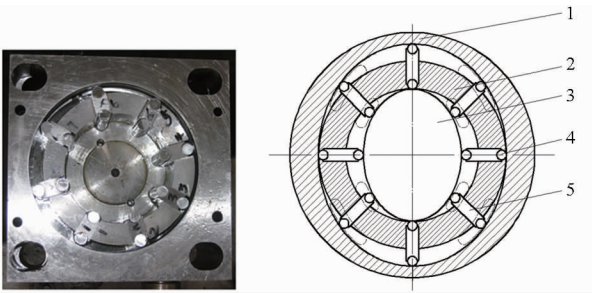


图 1 双定子泵实物图和原理图

Fig. 1 Picture and schematic diagram of double-stator pump

1. 外定子 2. 转子 3. 内定子 4. 滚柱 5. 连杆

2 多泵单马达传动

液压传动以其传动平稳、调速方便、功率体积比大等优良特性在许多领域得到了广泛应用。在双定子泵及双定子马达研发成功的基础上,液压传动系统可分为单泵单马达传动系统、单泵多马达传动系统、多泵单马达系统和多泵多马达系统等多种方式。目前广泛应用的液压传动系统中以单泵单马达系统居多。

2.1 多泵单马达传动系统组成

多泵单马达传动系统是以双定子泵和普通马达为基础建立的,本文以对称式双作用双定子泵——斜盘式轴向柱塞马达组成的多泵单马达传动系统为例,其传动示意图如图 2 所示,通过控制阀类与典型

回路,多泵能够实现同时驱动多个系统,输出多级定转速、定转矩。

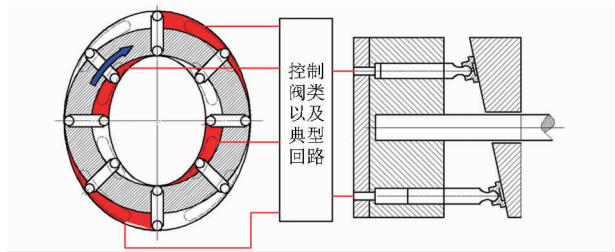


图 2 多泵单马达传动系统

Fig. 2 Multi-pump and single-motor transmission system

2.2 多泵单马达系统原理图

将多泵单马达传动系统用职能符号来简化,如图 3 所示^[10]。

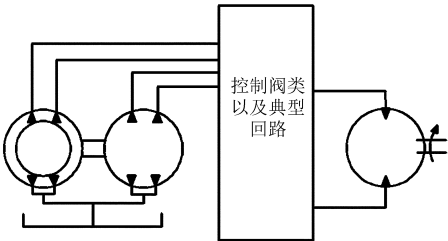


图 3 多泵单马达传动系统简图

Fig. 3 Diagram of multi-pump and single-motor transmission system

普通的液压泵由于结构原因,其输出油液的脉动性是固定的。双定子泵内泵和外泵输出油液都具有波动性,根据内、外泵组合方式的不同,双定子泵可以改变输出油液的脉动性,这样将会影响马达输出转矩的品质。当双作用双定子泵向一个系统供油时,有 3 种不同输出方式,当内、外泵单独工作时与传统的叶片泵性能相同,每种方式输出的油液都对应一种波动性。与普通液压泵不同,双定子泵输出油液的脉动性随着其内、外泵工作方式的改变而改变,从而对马达输出转矩产生不同的影响,且当双定子泵的内、外泵单独工作时其输出油液的脉动性与传统的叶片泵相同。

3 系统输出转矩脉动分析

以往学者都是在假定输入马达的油液平稳的前提下分析其输出转矩的波动性^[11-13],但在液压传动系统中输入马达的油液不可能是平稳的,为此必须进行新的理论探讨。在不考虑泄漏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 $f(\varphi)$ ^[14-15],其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。

泵的波动系数表示为

$$f(\varphi)_b = \frac{q_{sh}}{q_t} \tag{1}$$

式中 q_{sh} ——泵的瞬时流量
 q_t ——泵的理论流量
马达的波动系数表示为

$$f(\varphi)_m = \frac{T_{sh}}{T_t} \tag{2}$$

式中 T_{sh} ——马达的瞬时转矩
 T_t ——泵的理论转矩

3.1 双定子泵的流量脉动分析

双定子泵的流量脉动是由泵的容积变化瞬时不均匀引起的,假设泵运行平稳,在 dt 时间内,内泵的理论瞬时流量为^[15]

$$q_{sh,N} = B\omega(R_N^2 - r_N^2) - 2Bs\omega \sum_{i=1}^k \frac{d\rho_i}{d\varphi} \tag{3}$$

内泵的理论平均流量为

$$q_{t,N} = B\omega(R_N - r_N) \left(R_N + r_N - \frac{s z}{\pi} \right) \tag{4}$$

由式(1)、(3)、(4)得内泵单独供油时的波动系数为

$$f_N(\varphi_1) = \frac{R_N^2 - r_N^2 - 2 \sum_{i=1}^k \frac{d\rho_i}{d\varphi}}{R_N^2 - r_N^2 - (R_N - r_N) \frac{s z}{\pi}} \tag{5}$$

式中 $\sum_{i=1}^k \frac{d\rho_i}{dt}$ —— dt 时间内压油区内第 i 个叶片沿

相对矢径 ρ_i 的速度 $v_i = \frac{d\rho_i}{dt} =$

$$\frac{d\rho_i}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{d\rho_i}{d\varphi} \text{ 的和}$$

φ_1 ——压油区第 1 个叶片与过渡曲线起始线的夹角,且 $0 \leq \varphi_1 \leq 2\beta_1$

B ——叶片宽度 ω ——转子角速度

R_N ——内定子曲线长轴半径

r_N ——内定子曲线短轴半径

s ——叶片厚度 z ——泵的叶片数

k ——处于压油区过渡曲线上的叶片数

叶片数的交变周期为 $2\beta_1 = \frac{2\pi}{z}$, $2\beta_1$ 为相邻两叶片之间夹角。

外泵的理论瞬时流量为

$$q_{sh,W} = B\omega(R_W^2 - r_W^2) - 2Bs\omega \sum_{i=1}^k \frac{d\rho_i}{d\varphi} \tag{6}$$

外泵的理论平均流量为

$$q_{t,W} = B\omega(R_W - r_W) \left(R_W + r_W - \frac{s z}{\pi} \right) \tag{7}$$

由式(2)、(6)、(7)得外泵单独供油时的波动系数为

$$f_W(\varphi_1) = \frac{R_W^2 - r_W^2 - 2 \sum_{i=1}^k \frac{d\rho_i}{d\varphi}}{R_W^2 - r_W^2 - (R_W - r_W) \frac{s z}{\pi}} \tag{8}$$

式中 R_W ——外定子曲线长轴半径
 r_W ——外定子曲线短轴半径
内、外泵同时工作瞬时流量

$$q_{sh} = q_{sh,W} + q_{sh,N} \tag{9}$$

内、外泵同时工作时理论平均流量

$$q_t = q_{t,N} + q_{t,W} \tag{10}$$

由式(3)、(6)可知 $q_{sh,W}$ 和 $q_{sh,N}$ 均为 φ_1 的函数,当内、外泵联合供油时, $q_{sh,W}$ 和 $q_{sh,N}$ 之间存在滞后角 γ , 且 $0 \leq \gamma \leq \beta_1$, γ 取值不同会影响输出油液整体的波动性。内、外泵输出口相连作为并联泵,内、外泵输出油液的波动性会相互影响,当相位角和滞后角取合适值时,由式(5)、(8)得内、外泵同时工作时其波动系数为

$$f(\varphi_1)_{N,W} = f_N(\varphi_1) + f_W\left(\varphi_1 - \frac{T}{2}\right) \tag{11}$$

式中 T ——脉动周期,取 $T = 2\beta_1$

3.2 轴向柱塞马达输出转矩波动

斜盘式轴向柱塞马达瞬时转矩^[16-17]

$$T_{sh} = \Delta p \frac{\pi d^2}{4} R \tan \alpha \sum_{i=1}^m \sin \varphi_i \tag{12}$$

式中 Δp ——马达进出口口压差

d ——柱塞直径 α ——斜盘倾角

R ——柱塞分布圆半径

φ_i ——第 i 个处于压液位置的柱塞相对于上死点的转角

m ——处于高压油腔的柱塞数

z_2 ——柱塞个数

T_{sh} 为以 φ_2 为变量的周期函数, φ_2 为马达缸体转角, 且 $0 \leq \varphi_m \leq 2\beta_2$; $2\beta_2 = \frac{2\pi}{z_2}$ 为相邻柱塞夹角。

斜盘式柱塞马达理论转矩^[16-17]

$$T_t = \Delta p \frac{d^2}{4} R z \tan \alpha \tag{13}$$

由式(12)、(13)得斜盘式轴向柱塞马达波动系数

$$f_M(\varphi_2) = \frac{\pi}{z} \sum_{i=1}^m \sin \varphi_i = \frac{\pi}{z} \frac{\sin(\varphi_2 + (m+1)\beta_2) \sin(m\beta_2)}{\sin \beta_2} \tag{14}$$

3.3 泵的流量脉动对马达转矩的影响

$f_M(\varphi_2)$ 可直观地反映出马达波动性,故分析泵输出的脉动油液对 $f_M(\varphi_2)$ 的影响即可。引入滞后角 γ_1 , γ_1 值大小与泵出油口到马达进油口之间的管

路长度、传动轴转角等有关,则 $\varphi_1 = \varphi_2 + \gamma_1$ 。

当只有外泵工作时,外泵输出的脉动油液进入马达后,马达实际输出转矩波动性波动系数可表示为

$$f_1(\varphi_1) = f_w(\varphi_1) + f_M(\varphi_1 - \gamma_1) \tag{15}$$

由式(8)、(14)得

$$f_1(\varphi_1) = \frac{R_w^2 - r_w^2 - 2 \sum_{i=1}^k \frac{d\rho_i}{d\varphi}}{R_w^2 - r_w^2 - (R_w - r_w) \frac{sz}{\pi}} + \frac{\pi}{z_2} \frac{\sin(\varphi_1 - \gamma_1 + (m+1)\beta_2) \sin(m\beta_2)}{\sin\beta_2} \tag{16}$$

同理可得内泵单独供油和内、外泵联合供油时,马达实际输出转矩波动系数可表示为

$$f_2(\varphi_1) = f_N(\varphi_1) + f_M(\varphi_1 - \gamma_1) \tag{17}$$

$$f_3(\varphi_1) = f_{N,w}(\varphi_1) + f_M(\varphi_1 - \gamma_1) \tag{18}$$

现分析对称双作用双定子泵的3种工作方式:内泵单独工作,外泵单独工作,内、外泵联合工作时,输出的脉动油液对斜盘式轴向柱塞马达输出转矩的影响。

(1)当柱塞马达的柱塞数为偶数时,此时 $m = \frac{z_2}{2}$,将设计参数代入公式(2)、(13)、(16),由 Matlab 软件仿真可得马达瞬时输出转矩曲线如图4所示。

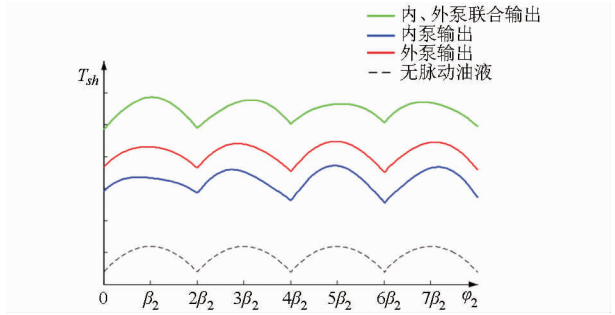


图4 柱塞数为偶数时马达在不同脉动油液下输出转矩的脉动曲线

Fig.4 Pulsation curves of motor output torque under different fluid pulsation conditions when plunger number is even

(2)当柱塞马达的柱塞数为奇数时,当 $0 \leq \varphi_2 \leq \beta_2$ 时, $m = \frac{z_2 + 1}{2}$,当 $\beta_2 \leq \varphi_2 \leq 2\beta_2$ 时, $m = \frac{z_2 - 1}{2}$ 。将设计参数代入公式(2)、(13)、(16)可得马达瞬时输出转矩曲线如图5所示。

通过图4和图5分析,当输入马达的油液存在脉动时,由于泵的脉动周期和马达的波动周期不一样,马达输出转矩的波动性不会呈周期性变化,不同程度地影响马达输出转矩的脉动频率和波动幅值,使得转矩出现峰值的间隔不定。内泵工作时马达输出转矩波动性大,内外泵联合供油时马达输出转矩波动性小。柱塞数为偶数时,当 $\varphi_2 = m\beta_2 = n\beta_1 - \gamma_1$

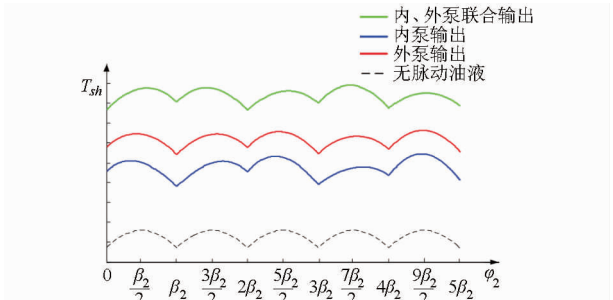


图5 柱塞数为奇数时马达在不同脉动油液下输出转矩的波动曲线

Fig.5 Pulsation curves of motor output torque under different fluid pulsation conditions when plunger number is odd

时, T_{sh} 取得最大值 $T_{1sh,max}$,当 $\varphi_2 = 2m\beta_2 = 2n\beta_1 - \gamma_1$ 时, T_{sh} 取得最小值 $T_{1sh,min}$;柱塞数为奇数时, $\varphi_2 = \frac{m}{2}\beta_2 = \frac{n}{2}\beta_1 - \gamma_1$ 时, T_{sh} 取得最大值 $T_{2sh,max}$,当 $\varphi_2 = m\beta_2 = n\beta_1 - \gamma_1$ 时, T_{sh} 取得最小值 $T_{2sh,min}$, m 、 n 均为正整数。通过改变 γ_1 值的大小,可以控制输出转矩最值之间的间隔频率。

当柱塞数为偶数时,马达的波动周期和双定子泵脉动周期相同时,通过调整内、外泵间的滞后角可以使得马达的波动最小^[18]。马达输出转矩波动性如图6所示。

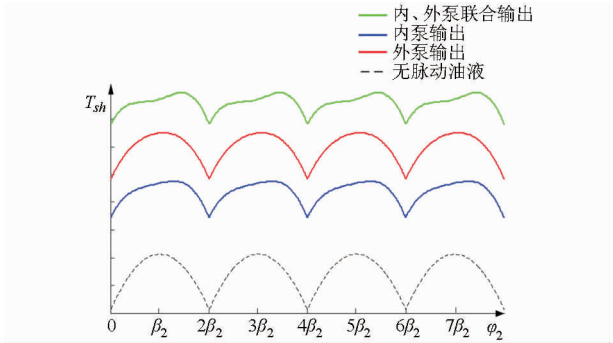


图6 泵和马达波动周期相同时马达在不同脉动油液下输出转矩的波动曲线

Fig.6 Pulsation curves of motor output torque under different fluid pulsation conditions when pulsations of pump and motor are the same

4 试验

由于液压油本身的波动性比较小,虽然会影响马达输出转矩的波动性,但是很难用试验直接测得马达的波动性曲线。本试验采取的方法是通过采集多组试验数据来测算马达输出扭矩的最大值、最小值、平均值,进而得出马达瞬时扭矩不均匀系数。从不均匀系数来评定油液波动性对马达输出扭矩的影响。图7为本次试验的原理图和试验现场图。

本次试验主要记录了两类数据:当马达转速为

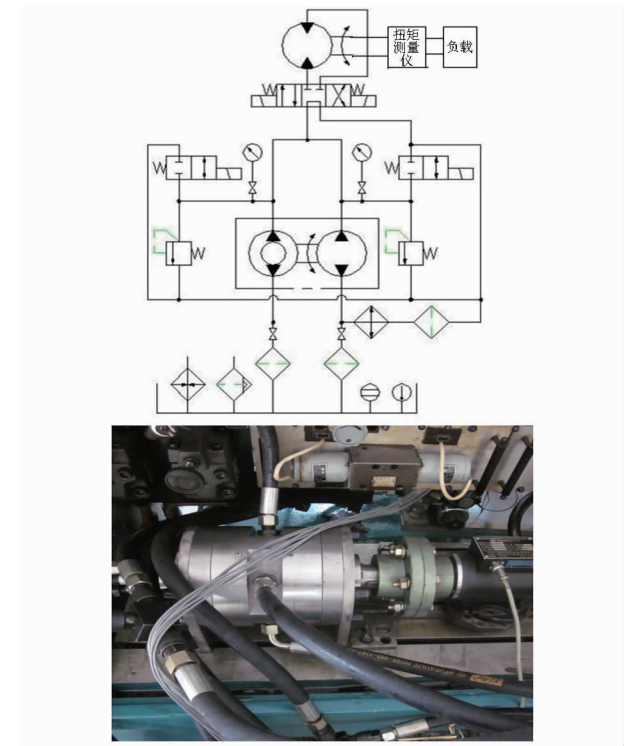


图 7 试验原理图及试验现场图

Fig. 7 Schematic diagram and in-site of experiment

300 r/min 时,在切换泵的 3 种工作方式下,每种工作方式测得多组转矩数值,进而计算出不同转矩下马达输出转矩不均匀系数;当马达转矩为 80 N·m 时,在切换泵的 3 种工作方式下,每种工作方式测得多组转矩数值,进而计算出不同转矩下马达输出转矩不均匀系数。试验数据处理结果如图 8、9 所示。

从图 8、9 可以看出,当内泵单独工作时,对马达扭矩不均匀系数影响最小,但不能有效地降低扭矩不均匀系数;内外泵同时工作时对马达扭矩不均匀系数影响最大。因为每次启动泵时滞后角 γ_1 都不同,导致曲线会有较大的波动,同时也能证明滞后角对马达输出扭矩的波动影响较大;当内外泵同时工作时,通过调整滞后角可以有效降低扭矩不均匀系数。

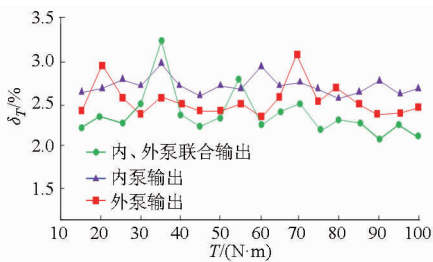


图 8 马达转速一定时不同转矩下 δ_T 值

Fig. 8 Curves of δ_T with same speed but different torques

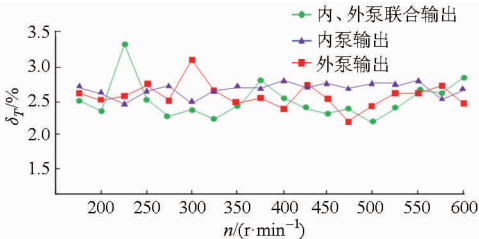


图 9 马达转矩一定时不同转速下 δ_T 值

Fig. 9 Curves of δ_T with same torque but different speeds

5 结论

(1)在双定子泵的研究基础上,提出了多泵单马达传动系统,弥补了传统单泵单马达传动系统的不足。

(2)内、外泵单独工作时与传统的叶片泵性能相同,即对马达输出转矩的波动影响相同,则可知多泵联合输出时对马达输出的转矩波动的影响优于传统叶片泵。

(3)通过对马达输出转矩的波动性分析可知,其输出转矩波动性与柱塞数的选取有关,且偶数要好于奇数。同时从其波动性系数上来看,对称式双作用双定子泵的不同输出方式(内泵单独工作、外泵单独工作、内外泵联合工作)对柱塞马达的输出转矩波动有不同的影响。

(4)当泵和马达波动周期一致时,可以通过合理调整滞后角使马达的输出转矩更平稳,为多泵单马达传动系统的设计与布局提供了理论依据。

参 考 文 献

1 雷天觉. 液压工程手册[M]. 北京:机械工业出版社,1990:1978-1981.

2 许仰曾. 我国液压工业与技术的发展现状与展望的战略思考[J]. 液压气动与密封,2010(8):1-5.
Xu Yangzeng. Strategy thinking on development of hydraulic industry and its technology[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals,2010(8):1-5. (in Chinese)

3 赵武,杜长龙. 液压元件的研究现状与发展趋势[J]. 煤炭科学技术,2004,34(14):71-73.
Zhao Wu,Du Changlong. Research status and development trend of hydraulic components[J]. Coal Science and Technology,2004,34(14):71-73. (in Chinese)

4 李航,黄杰文. 液压传动在民航领域的应用与发展[J]. 液压与气动,2011(9):68-70.
Li Hang, Huang Jiewen. Application and development of hydraulic transmission in civil aviation field[J]. Hydraulic and Pneumatic,2011(9):68-70. (in Chinese)

5 杨尔庄. 国际液压气动工业及市场发展动向[J]. 液压气动与密封,2001(1):66-69.
Yang Erzhuang. Some developing trends of international fluid power industries and market[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals,2001

(1): 66 – 69. (in Chinese)

6 Wang Shuhan, Xu Xiangyang, Liu Yanfang, 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 Sadashivappa K, Singaperumal M, Narayanasamy K. On the efficiency of the axial piston motor considering piston form deviations [J]. Mechatronics, 1996, 6(3): 283 – 301.

8 闻德生. 宽曲线双定子滚柱泵: 中国, 02144406. 4[P]. 2003 – 03 – 19.

9 刘一山, 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.
Liu Yishan, Wen Desheng, Du Xiaojie, et al. Introduction of multi-pumps and multi-motors hydraulic transmission system [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2012(2): 73 – 76. (in Chinese)

10 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.

11 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)

12 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. Analysis of 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)

13 闻德生. 液压元件的创新与应用[M]. 北京: 航天工业出版社, 2008: 375 – 383.

14 闻德生, 潘景昇, 吕世君, 等. 多级串联柱塞泵流量波动性的研究与探讨[J]. 液压气动与密封, 2002(6): 12 – 14.
Wen Desheng, Pan Jingsheng, Lü Shijun, et al. Research and discussion tandem piston flow volatility [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2002(6): 12 – 14. (in Chinese)

15 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 Jiaotong University, 2014, 48(8): 1155 – 1158. (in Chinese)

16 李壮云. 液压元件与系统[M]. 北京: 机械工程出版社, 2005: 113 – 117.

17 何存兴. 液压元件[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981: 159 – 165.

18 常雪. 多作用力偶液压马达的理论与实验研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2013: 3 – 6.

(上接第 348 页)

12 余小松, 崔鹏. 12V190 燃气发动机文丘里混合器流场分析[J]. 内燃机与动力装, 2013, 30(3): 20 – 23.
Yu Xiaosong, Cui Peng. Analysis of flow field in venturi mixer of 12V190 gas engine [J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2013, 30(3): 20 – 23. (in Chinese)

13 张志军, 赵春生, 陈晋兵, 等. 天然气发动机混合器结构设计研究[J]. 小型内燃机与摩托车, 2013, 42(6): 65 – 67.
Zhang Zhijun, Zhao Chunsheng, Chen Jinbing, et al. Analysis study on mixer structure of CNG engine [J]. Small Internal Combustion Engine and Motorcycle, 2013, 42(6): 65 – 67. (in Chinese)

14 冒晓建, 宋君花, 王都, 等. 天然气发动机宽域氧传感器控制系统[J]. 农业机械学报, 2013, 44(1): 1 – 4.
Mao Xiaojian, Song Junhua, Wang Du, et al. Universal exhaust gas oxygen sensor control system for CNG engine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(1): 1 – 4. (in Chinese)

15 黎苏, 郑清平, 张坤鹏, 等. 天然气发动机气缸盖流固耦合传热研究[J]. 农业机械学报, 2012, 43(7): 24 – 27.
Li Su, Zheng Qingping, Zhang Kunpeng, et al. Numerical simulation on the fluid-solid coupled heat transfer of the CNG engine cylinder head [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(7): 24 – 27. (in Chinese)

16 康磊. 12V190 电喷焦炉煤气机组的研制[J]. 内燃机与动力装置, 2013, 30(4): 11 – 14.
Kang Lei. Development of 12V190 EFI coke gas generator set [J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2013, 30(4): 11 – 14. (in Chinese)

17 周龙保, 刘巽俊, 高宗英. 内燃机学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999: 45 – 46.

18 Biffiger H, Soltic P. Effects of split port/direct injection of methane and hydrogen in a spark ignition engine [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2015, 40(4): 1994 – 2003.

19 Yadollahi B, Boroomand M. The effect of combustion chamber geometry on injection and mixture preparation in a CNG direct injection SI engine [J]. Fuel, 2013, 107(5): 52 – 62.

20 Gharehghania A, Hosseinia R, Mirsalima M. A computational study of operating range extension in a natural gas SI engine with the use of hydrogen [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2015, 40(17): 5966 – 5975.