

2D 电液比例方向阀弹性压扭联轴器研究^{*}

左 强 李 胜 阮 健 任 燕

(浙江工业大学特种装备制造与先进加工技术教育部重点实验室, 杭州 310014)

摘要: 针对传统直动式电液比例方向阀流量小,而导控式电液比例方向阀结构复杂的不足,提出了一种流量大、结构简单的位置反馈型 2D 电液比例方向阀。该阀由 2D 方向阀、弹性压扭联轴器和比例电磁铁共轴联结。其中弹性压扭联轴器实现比例电磁铁衔铁直线运动和阀芯旋转运动的转换,并同时放大比例电磁铁推力。在分析弹性压扭联轴器工作原理的基础上,建立了数学模型,推导了轴向力、扭矩、转角与挠度的解析方程。基于 ANSYS Workbench 13 平台对弹性压扭联轴器静力学特性进行了有限元仿真,仿真结果与解析方程计算结果及实验结果基本一致。研究结果表明:比例电磁铁输入 55 N,通过弹性压扭联轴器转换,阀芯产生了 1.2 N·m 扭矩,且输入力与输出扭矩的线性度较好;弹性压扭联轴器应用于 2D 电液比例方向阀是可行的。

关键词: 电液比例方向阀 弹性压扭联轴器 比例电磁铁

中图分类号: TH137 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)05-0327-07

引言

电液比例阀是一种根据输入的电气信号,连续地、按比例地对油液的压力、流量等参数进行控制的阀类^[1]。它不仅能实现复杂的控制功能,而且具有抗污染能力较强、成本较低、响应较快等优点,在液压控制工程中获得越来越多的广泛应用^[2-4]。电液比例方向阀在许多场合可直接取代电液伺服阀进行负载的位置、速度、力控制,因此对电液比例方向阀的应用研究,更引起人们的关注^[5]。

电液比例方向阀最简单的方式就是通过弹簧将比例电磁铁输出的推力线性地转换为阀芯的位移,这也是单级或直动比例换向阀的基本工作原理^[6],然而,由于伯努利效应,油液流经阀口会对阀芯作用一个液动力(也称为伯努利力),该力的大小与阀口的开口面积和压降乘积成正比,因而直动比例阀随着阀口压差的增大,阀的比例特性明显变差,甚至出现随着阀口压差增加通过比例阀的流量反而减小的不正常现象^[7],且比例电磁铁出力有限,采用直动电液比例阀无法从根本上解决高压、大流量下液动力的影响问题。最根本的办法是采用导控(先导控制)技术^[8],Anderson 提出了一种流量反馈式二通导控流量阀^[9-10],该阀的不足之处在于工作过程

中导控级的泄漏流量较大。由于使阀芯旋转不受轴向液动力影响,故可以考虑将压扭放大驱动技术应用于液压阀设计,此方面国内外还未见文献报道。传统的压扭装置,如螺旋导轨机构,受运动副之间摩擦力和间隙影响比较大^[11],而弹性压扭联轴器不受摩擦力和间隙影响。

本文针对直动式电液比例方向阀流量小,而导控式电液比例方向阀结构复杂的问题,采用压扭放大驱动技术,对 2D 电液比例方向阀加以研究,使之具有结构简单且加工方便,无需任何固定阻力小孔来保证其稳定性,抗污染能力强,导控级零位泄漏小和零压(失压)保护功能等特点。

1 2D 电液比例方向阀工作原理

2D 电液比例方向阀的结构如图 1 所示。它由 2D 方向阀、弹性压扭联轴器和比例电磁铁三者共轴联结。2D 方向阀采用阀芯旋转和滑动的双自由度运动实现导控型电液比例方向阀功能。阀芯转动使液压阻力桥路输出压力发生变化,进而产生静压力驱动阀芯轴向运动。与 2D 伺服阀不同^[12],2D 方向阀通道为直槽,而不是螺旋槽,故 2D 方向阀本身不具有位置反馈功能,但结构更为简单。为保持阀芯的径向力平衡和提高抗污染能力,阀芯孔采用具有

收稿日期: 2013-04-10 修回日期: 2013-04-27

^{*} 国家自然科学基金资助项目(50675204)、浙江省大学生科技创新活动计划(新苗人才计划)资助项目(2012R403073)和中国博士后科学基金资助项目(2013M541798)

作者简介: 左强,博士生,主要从事电液数字控制元件、系统以及基本理论研究,E-mail: zuoqiange@163.com

通讯作者: 阮健,教授,博士生导师,主要从事电液数字控制元件及系统研究,E-mail: wxmin@mail.hz.zj.cn

双余度液压阻力半桥控制。

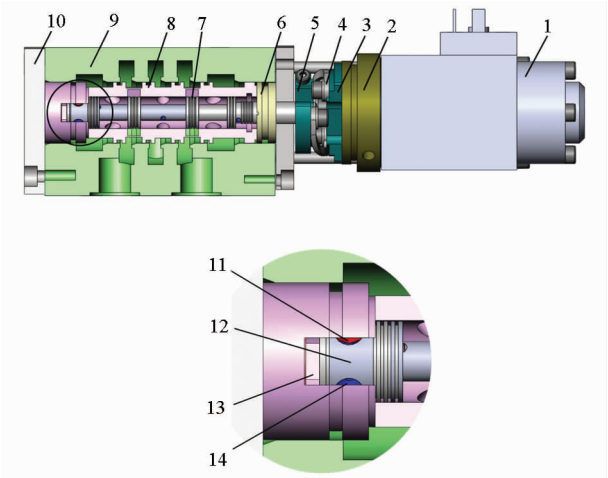


图1 2D电液比例方向阀结构图
Fig.1 Structure of 2D electro-hydraulic proportional directional valve

1. 比例电磁铁 2. 限位板 3. 压扭联轴器 B 段 4. 簧片 5. 压扭联轴器 A 段 6. 右塞环 7. 阀芯 8. 阀套 9. 阀体 10. 挡板
11. 高压孔 12. 感受通道 13. 敏感腔 14. 低压孔

2D 电液比例方向阀的结构原理如图 2 所示。2D 方向阀右腔通过小孔 a, 经阀芯杆内通道和小孔 b 与进油 P 口(系统压力)相通, 其截面积为左腔截面积的一半; 左敏感腔 e 的压力由开设在阀芯左端台肩上的一对高低压孔 c、d 与开设于阀芯孔内表面的感受通道 f 相交的两个微小弓形面积串联的液压阻力半桥控制。在静态时若不考虑摩擦力及阀口液动力的影响, 高低压孔 c、d 与感受通道 f 相交的弓形面积相等, 左敏感腔 e 的压力为 P 口压力的一半, 阀芯轴向保持静压平衡。在系统具有正常的工作压力时, 阀芯受液动力影响无法直接由电磁力推动, 当比例电磁铁线圈电流加大产生向左推力时, 压扭联轴器 B 段受压, 向左移动 $\Delta\delta$, 压扭联轴器 A 段驱动阀芯顺时针(面对阀芯伸出杆)转动 $\Delta\theta$, 则高压孔弓形面积减小、低压孔弓形面积增大, 左腔压力降低, 液压力驱动阀芯左移, 此时压扭联轴器 A 段受拉将逆时针转动, 直至当阀芯向左移动 $\Delta\delta$ 时, 压扭联轴器 A 段逆时针转回 $\Delta\theta$, 高低压孔 c、d 与感受通道 f 相交的弓形面积则相等, 阀芯重新平衡。同理, 当电流减小, 弹簧恢复产生向右拉力时, 阀芯将向右移动。

2 弹性压扭联轴器设计

2D 电液比例方向阀阀芯驱动的最大特点就是 通过压扭联轴器将比例电磁铁衔铁的直线运动转换为阀芯的扭转运动, 在这个过程中可以充分利用 2D 阀液压导控桥路压力增益大(微小的转角即可使敏

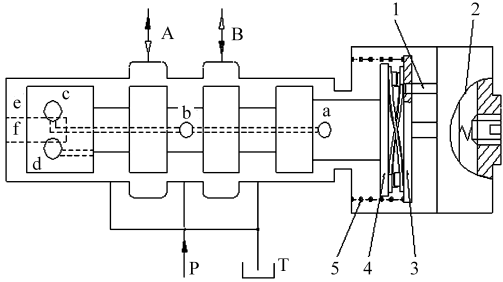


图2 活塞向右运动系统简化图
Fig.2 Sketch of piston moving to the right

1. 销 2. 比例电磁铁 3. 压扭联轴器 B 段 4. 压扭联轴器 A 段
5. 复位弹簧

感腔的压力发生较大变化)的优点。压扭放大驱动技术是通过对压扭联轴器的合理设计, 放大驱动阀芯转动的扭转力矩, 减小阀芯与阀芯孔之间摩擦力等非线性因素的不利影响。

弹性压扭联轴器各零件之间为固定联接, 不存在摩擦和间隙, 传动效率比刚性压扭联轴器更高。因此, 弹性压扭联轴器是 2D 电液比例方向阀设计的关键, 它的性能将直接影响 2D 电液比例方向阀的性能, 尤其是对动、静态特性的影响。

2.1 弹性压扭联轴器原理

图 3 为弹性压扭联轴器。两片腰型簧片螺旋对称分布, 其两端分别通过螺钉固定于联轴器 A 段和 B 段上, 簧片两端螺钉约束点之间的轴向错位距离、周向弧长和螺旋簧片长度三者构成近似直角三角形的两条直角边与斜边(因簧片两端受螺钉约束, 螺旋簧片中心线不是等螺距螺旋线, 展成平面后不是严格的直线), 显然, 因簧片的长度不变(斜边长度), 当联轴器 A 段轴向位移不变、B 段被限制转动时, B 段受向左的电磁铁推力或向右的弹簧恢复力使联轴器两段发生错位变化, 则必然使分别固联于 A、B 段簧片两端的周向弧线距离发生改变, 即 A 段顺时针或逆时针(从右向左看)转动。

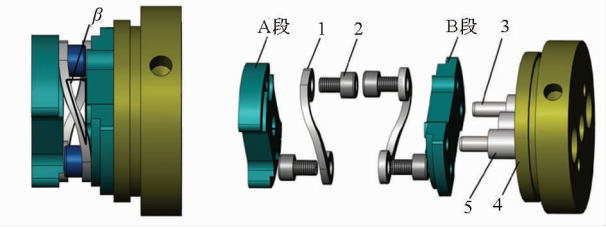


图3 弹性压扭联轴器结构图
Fig.3 Structure of elastic pressure torsion coupling
1. 簧片 2. 螺钉 3. 销 4. 限位板 5. 直线轴承

2.2 压扭联轴器转换关系分析

若不考虑联轴器摩擦等影响, 根据功能转换原理, 弹性压扭联轴器的轴向力、扭矩和运动转换关系为

$$\begin{cases} M = F_m R \tan \beta \\ \theta = \frac{x_m}{R \tan \beta} \end{cases} \quad (1)$$

式中 M ——联轴器 A 段输出的扭矩
 F_m ——作用于联轴器 B 段的轴向力
 R ——联轴器的传递力有效半径
 β ——螺旋升角 θ ——阀芯转角
 x_m ——比例电磁铁衔铁位移

显然,增大 β 与 R 可以有效提高驱动阀芯的扭矩。为进一步说明压扭放大消除阀芯摩擦力的效果,定义力放大系数 k_f 为阀芯圆柱表面驱动力 F_θ 与作用于联轴器 B 段轴向力的比值,导阀的开口 y 为阀芯转角 θ 所对应的弧长,则式(1)可以改为

$$\begin{cases} F_\theta = M/r = k_f F_m \\ y = \theta r = x_m/k_f \end{cases} \quad (2)$$

其中 $k_f = F_\theta/F_m = x_m/y = R \tan \beta/r$ (3)

式中 r ——阀芯台肩的半径

如果将阀芯的摩擦力(认为各向同性,即轴向与周向相等)折算到比例电磁铁一侧,则应除以力放大系数 k_f 。根据对 2D 数字伺服阀结构参数研究经验^[13],导阀最大开口可以选定为 0.1~0.2 mm。比例电磁铁的最大行程为 2 mm,理论上 k_f 最大值为 10~20,由此可见,摩擦力等非线性因素对比例特性的影响将被大大削弱。

2.3 弹性压扭联轴器数学模型

弹性压扭联轴器的数学解析方法是将腰形簧片简化成两端固定、矩形断面、且两端错位的弧形平面梁,运用材料力学理论获得挠曲轴近似微分方程,求解该微分方程可得到变形和传递力的解析表达式。

选择以固定端 B 处限制梁截面转动与发生位移的约束力为多余约束,并以相应的支反力 F_{By} 与支反力偶矩 M_B 代替其作用,然后再去掉可以忽略的水平支反力 F_{Ax} 与 F_{Bx} ,则其弹性压扭联轴器数学模型简图如图 4 所示,其变形协调条件为

$$\begin{cases} \theta_B = 0 \\ w_B = -\delta \end{cases} \quad (4)$$

式中 θ_B ——固定端 B 处转角

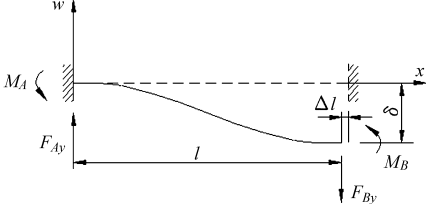


图 4 弹性压扭联轴器模型简图

Fig. 4 Schematic diagram of elastic pressure torsion coupling model

$$\begin{cases} F_{Ay} + F_{By} = 0 \\ M_A + M_B + F_{Ay}l = 0 \end{cases} \quad (5)$$

则对于固定端 A 处截面有平衡方程

$$M_A - M(x) + F_{Ay}x = 0 \quad (6)$$

所以,梁的弯矩方程为

$$M(x) = F_{Ay}x + M_A \quad (7)$$

可得挠曲轴近似微分方程为

$$\frac{d^2w}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI} = \frac{F_{Ay}x + M_A}{EI} \quad (8)$$

将上述微分方程相继积分两次,可依次得

$$\theta = \frac{dw}{dx} = \int \frac{M(x)}{EI} dx = \frac{F_{Ay}}{2EI} x^2 + \frac{M_A}{EI} x + C \quad (9)$$

$$w = \iint \frac{M(x)}{EI} dx dx = \frac{F_{Ay}}{6EI} x^3 + \frac{M_A}{2EI} x^2 + Cx + D \quad (10)$$

在固定端 A 处,横截面的转角与挠度均为零,

即

$$\begin{cases} \theta = 0 & (x = 0) \\ w = 0 & (x = 0) \end{cases} \quad (11)$$

得到方程

$$\theta = \frac{F_{Ay}}{2EI} x^2 + \frac{M_A}{EI} x \quad (12)$$

$$w = \frac{F_{Ay}}{6EI} x^3 + \frac{M_A}{2EI} x^2 \quad (13)$$

因为选择固定端 B 的支反力 F_{By} 与支反力偶矩 M_B 为多余力,则变形协调条件为

$$\begin{cases} \theta = 0 & (x = l) \\ w = -\delta & (x = l) \end{cases} \quad (14)$$

将式(14)代入式(12)、(13)可解得

$$\begin{cases} F_{Ay} = \frac{12EI\delta}{l^3} \\ M_A = -\frac{6EI\delta}{l^2} \end{cases} \quad (15)$$

由此可解得梁的弯矩方程(弯矩图见图 5)

$$M(x) = \frac{12EI\delta}{l^3} x - \frac{6EI\delta}{l^2} \quad (16)$$

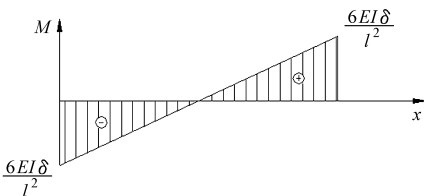


图 5 梁的弯矩图

Fig. 5 Bending moment of beam

将 F_{Ay} 与 M_A 的值代回到式(12)、(13),可得梁的截面角度与挠度表达式为

$$\theta = \frac{6\delta}{l^3}x^2 - \frac{6\delta}{l^2}x$$

(17)

$$w = \frac{2\delta}{l^3}x^3 - \frac{3\delta}{l^2}x^2$$

(18)

2.4 弹性压扭联轴器的数值计算

(1) 选定仿真模型如图 6 所示,簧片的参数为:厚 2 mm,轴向变形量 3 mm,有效半径 15.5 mm,内圆弧半径 14 mm, $\gamma = 121^\circ$ 。

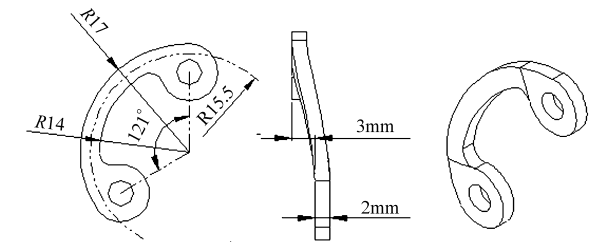


图 6 簧片仿真模型

Fig. 6 Simulation model of the reed

(2) 利用 ANSYS Workbench 13 进行静力学仿真,选择材料为尼龙,然后采用 Sweep 方法划分扫掠型网格^[14],如图 7 所示。

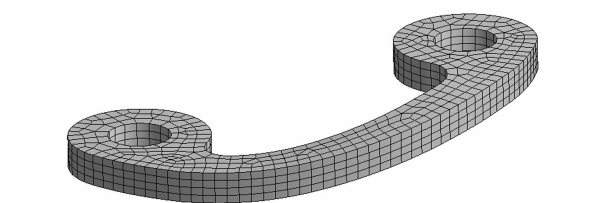


图 7 簧片网格划分效果

Fig. 7 Meshing of reed

(3) 然后,确定簧片的约束与边界条件,如图 8 所示:对 A 圆柱面采用固定约束;C 圆柱面采用圆柱约束,使其在切向上固定,在轴向与径向保持自由;B 面为簧片环形突出表面,使其位移 2 mm (沿负 Z 轴方向)。

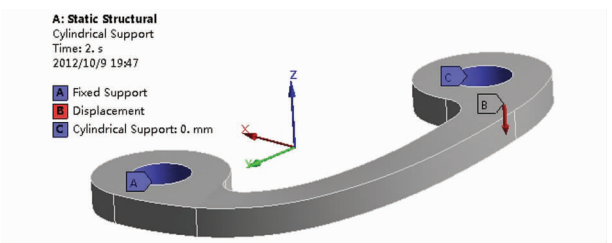


图 8 簧片采用的约束

Fig. 8 Constraint of reed

(4) 结合仿真模型的几何参数及所选材料的性能参数(簧片由复合尼龙粉末在 25 W 的激光功率下选择性烧结(SLS)快速成型,其弹性模量 $E = 1.5 \text{ GPa}$)^[15],仿真结果如图 9 所示。通过 ANSYS 中的 Probe 功能,可以探测到 C 面沿轴负方向上所受的作用力为: $F_{Cz} = -58.4 \text{ N}$; A 面上相对 Z 轴所产生的扭矩为: $M_A = 1.3 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

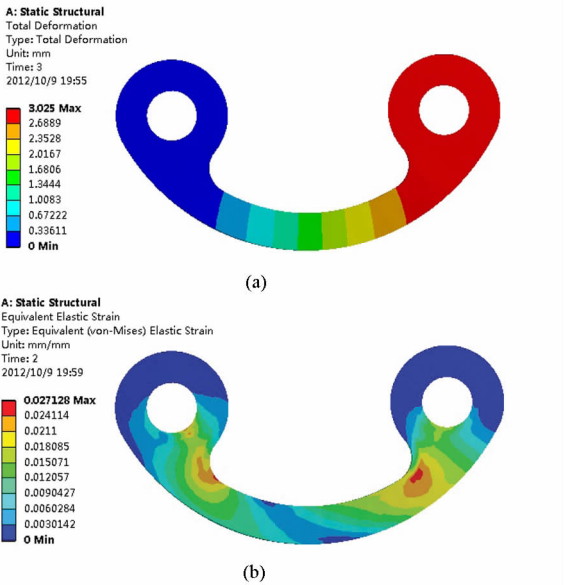


图 9 簧片仿真结果

Fig. 9 Results of simulation

(a) 簧片变形分布情况 (b) 簧片的应变分布情况

(5) 利用数学建模所得公式(15),通过计算可以得到: $F'_{Ay} = 54 \text{ N}$, $M'_A = -1.2 \text{ N} \cdot \text{m}$,仿真结果与解析方程计算结果几乎相同,验证了数学模型可靠性。

3 弹性压扭联轴器实验

实验平台由施力装置、压扭联轴器和测试装置 3 部分组成,测试装置主要由扭矩传感器、激光位移传感器和记忆示波器 3 部分构成,如图 10 所示。

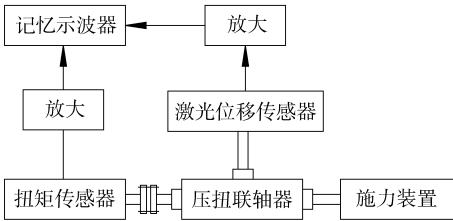


图 10 弹性压扭联轴器实验原理图

Fig. 10 Experiment principle of elastic pressure torsion coupling

如图 11 所示,施力装置由螺栓、弹簧、固定装置和传力推杆组成,实验时通过旋拧螺栓来调节弹簧的压缩量,然后再经传力推杆将推力传到压扭联轴器 B 段,这样就实现了对压扭联轴器的轴向施力,并且通过测量螺栓和压扭联轴器 B 段位移,再结合弹簧刚度就可以计算出所施压力的大小。扭矩传感器直接安装在压扭联轴器 A 段以测得其扭矩的大小。

使用的扭矩传感器扭矩与电压差的比例因子为 0.5, u_1 、 u_2 为示波器上显示的扭矩传感器电压值。其中 k 为弹簧刚度 ($k = 13.5 \text{ N/mm}$), Δl 为螺栓的长度变化量, $\Delta \delta$ 为压扭联轴器 B 段位移。即

$$T=0.5|u_1-u_2|$$
$$N=|\Delta l-\Delta\delta|k$$
式中 T ——压扭联轴器 A 段扭矩
 N ——施力装置动力

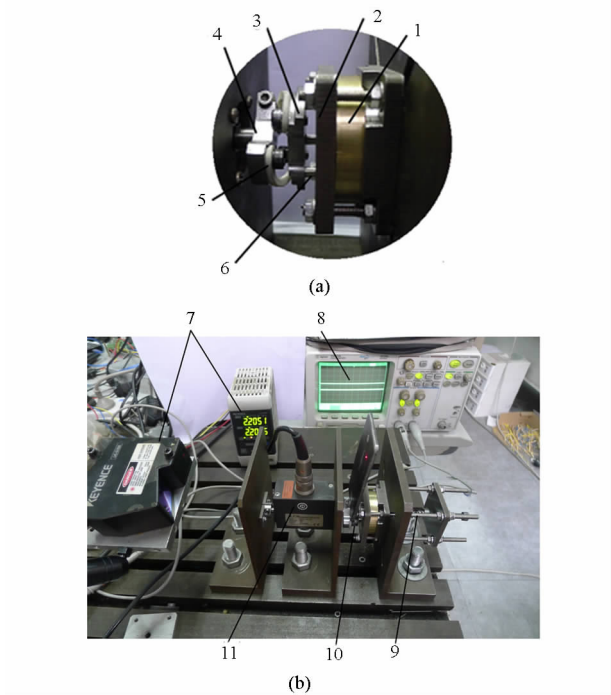


图 11 弹性压扭联轴器实验测试装置
Fig.11 Experimental test bench of elastic pressure torsion coupling

1.限位板 2.盖板 3.压扭联轴器 B 段 4.压扭联轴器 A 段
5.簧片 6.销 7.激光位移传感器 8.记忆示波器 9.施力装置
10.压扭联轴器 11.扭矩传感器

弹性压扭联轴器静态实验分析结果如图 12 和图 13 所示。为了测试压扭联轴器输入输出位移动态响应,可将施力装置改用比例电磁铁。由于压扭联轴器输出角度不超过 2.4°,可近似认为压扭联轴器 A 段某一点转过的角度对应的弦长即为其角位移,在压扭联轴器 B 段输入频率为 6 Hz 的位移信号时,实验测试结果如图 14。

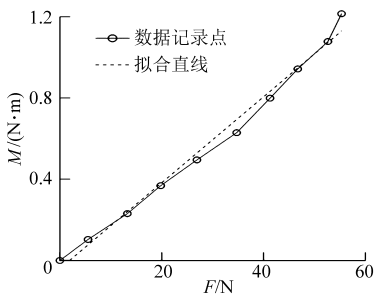


图 12 轴力 F 与扭矩 M 关系曲线
Fig.12 Relation of axial fore F to torque M

实验结果表明,弹性压扭联轴器力-扭矩转换的线性度较好。受簧片径向刚度及扭矩饱和的影响,位移-扭矩转换的线性度受到一定影响,但总体效果

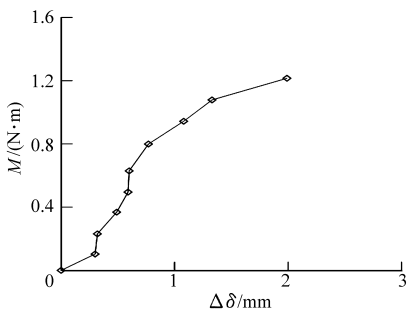


图 13 压扭联轴器 A 段位移 $\Delta\delta$ 与扭矩 M 关系曲线
Fig.13 Relationship of displacement $\Delta\delta$ of A segment of pressure torsion coupling to torque M relationship

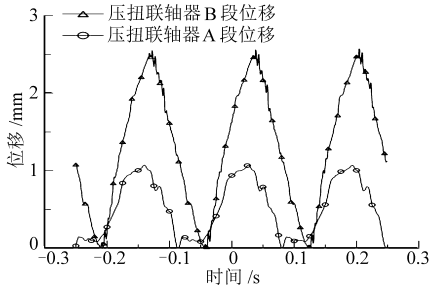


图 14 6 Hz 压扭联轴器角位移响应曲线
Fig.14 6 Hz angular displacement response of pressure torsion coupling

比较好。在压扭联轴器 B 段输入频率为 6 Hz 的位移信号时,输出位移滞后输入位移约 90°。

4 2D 电液比例方向阀实验

2D 电液比例方向阀实验装置如图 15,阀芯直径为 12.5 mm,弹性压扭联轴器 B 段由比例电磁铁通过推杆推动,弹性压扭联轴器 A 段与阀芯固联,压扭联轴器 B 段位移 $\Delta\delta$ 和阀芯位移 Δx 都由激光位移传感器测得。测试所使用流量计型号为 VS 4,其测量量程为 300 L/min,精度为 0.3%,重复精度为 $\pm 0.05\%$ 。在系统压力为 15 MPa、输入 0.01 Hz 三角波电流信号时,2D 电液比例方向阀输入-输出特性如图 16 所示。当输入 6 Hz 三角波电流信号时,2D 电液比例方向阀输入-输出特性如图 17 所示。系统

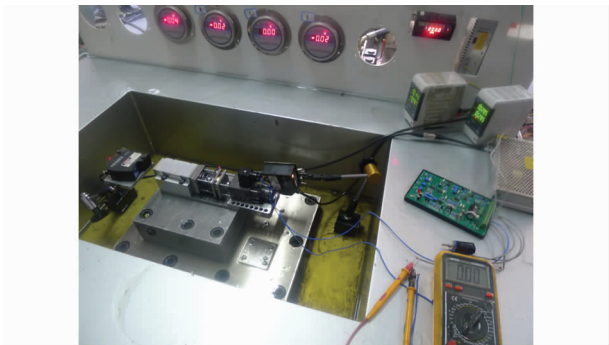


图 15 2D 电液比例方向阀测试平台
Fig.15 Experimental system for 2D electro-hydraulic proportional directional valve

压力为 21 MPa 时,2D 电液比例方向阀空载流量特性如图 18 所示。

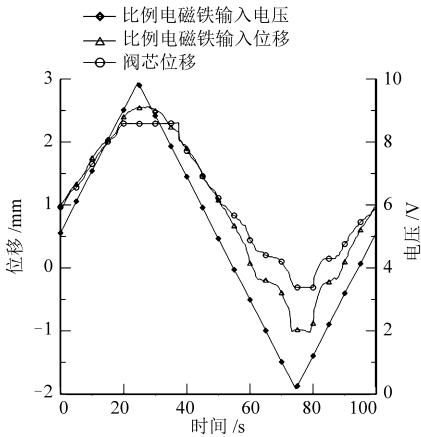


图 16 0.01 Hz 时 2D 电液比例方向阀位移响应曲线
Fig. 16 0.01 Hz displacement response of 2D electro-hydraulic proportional directional valve

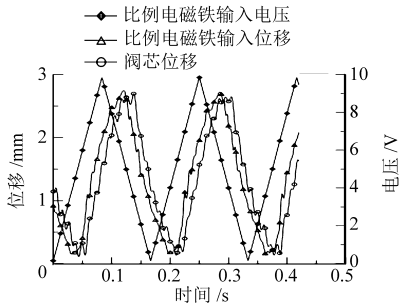


图 17 6 Hz 时 2D 电液比例方向阀位移响应曲线
Fig. 17 6 Hz displacement response of 2D electro-hydraulic proportional directional valve

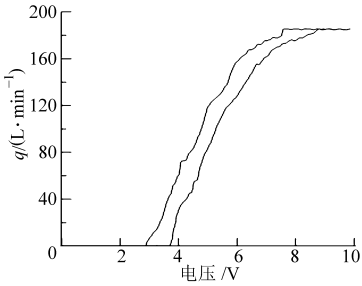


图 18 2D 电液比例方向阀空载流量特性曲线
Fig. 18 No-load flow characteristics of 2D electro-hydraulic proportional directional valve

实验数据充分说明弹性压扭联轴器应用于 2D 电液比例方向阀的可行性。由于弹性压扭联轴器存在一定轴向刚度,在比例电磁铁电压最小和最大时,阀芯位移相对比例电磁铁输出位移存在一定死区。阀最大滞环小于 7%,线性度达到比例阀工程应用要求。

5 结论

- (1)采用弹性压扭联轴器实现比例电磁铁衔铁直线运动和阀芯旋转运动的转换,同时将比例电磁铁的推力放大,有效克服了阀芯和阀芯孔之间的摩擦力等非线性因素的不利影响。
- (2)压扭联轴器实验结果、有限元模拟结果、解析方程计算结果三者基本吻合,表明该弹性压扭联轴器可以有效转化比例电磁铁输出力,驱动阀芯转动,实现比例控制。

参 考 文 献

1 Lu Y. Entwicklung vorgestenerter proportional ventile mit 2-weg-einbauventile als stellglied und mit gerateinterner ruokfuhrnng [D]. Aachen: Aachen TH, 1981.

2 Eryilmaz B, Wilson B H. Unified modeling and analysis of a proportional valve[J]. Journal of the Franklin Institute, 2006, 343: 48 – 68.

3 Bu F, Yao B. Nonlinear adaptive robust control of hydraulic actuators regulated by proportional directional control valves with deadband and nonlinear flow gains[C]. Proceedings of the 2000 American Control Conference, Chicago, Illinois, 2000, 6: 4129 – 4133.

4 Pratumsuwan P, Thongchai S. Precompensation for a hybrid fuzzy PID control of a proportional hydraulic system[C]//Proceedings of 6th ECTI-CON, Pataya, Thailand, 2009,1:362 – 365.

5 吴根茂,邱敏秀,王庆丰,等. 实用电液比例技术[M]. 杭州:浙江大学出版社, 2006.

6 Quan L, Xu X, Yan Z, et al. A new kind of pilot controlled proportional direction valve with internal flow feedback[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 23(1): 60 – 65.

7 Amirante R, Moscatelli P G, Catalano L A. Evaluation of the flow forces on a direct (single stage) proportional valve by means of a computational fluid dynamic analysis[J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48: 942 – 953.

8 Vanghan N D, Gamble J B. The modeling and simulation of a proportional valve[J]. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 1996, 118(1): 120 – 125.

9 Andersson B R. On the valvistor: a proportionally controlled seat valve[D]. Linkoeeping: Linkoeeping University, 1984.

10 Andersson B R, Andrew D, Martin A. Vickers new technologies applied to electronic hydraulic controls[C]. SAE International Off-Highway and Powerplant Congress and Exposition, Indian, USA, 1996:71 – 76.

11 梁锡昌,蒋建东,李润方,等. 特种螺旋传动机构的研究[J]. 机械工程学报, 2003, 39(10): 106 – 110.

Liang Xichang, Jiang Jiandong, Li Runfang, et al. Research on a special screw transmission mechanism[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(10): 106 – 110. (in Chinese)

12 Ruan J, Burton R, Ukrainetz P. An Investigation Into the characteristics of a two dimensional “2D” flow control valve[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 2002, 124(3): 214 – 220.

13 阮健, 裴翔, 李胜. 2D 电液数字换向阀[J]. 机械工程学报, 2000, 36(3): 86 – 89.
Ruan Jian, Pei Xiang, Li Sheng. 2-D digital directional control valve[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36(3): 86 – 89. (in Chinese)

14 胡国良. ANSYS 13.0 有限元分析实用基础教程[M]. 北京: 国防工业出版社, 2012.

15 董星涛, 王长志, 李文俊. SLS 激光功率与烧结件弹性模量关系研究[J]. 中国制造业信息化, 2012, 41(19): 51 – 54.
Dong Xingtao, Wang Changzhi, Li Wenjun. Study on relationship between SLS laser power and sintered elastic modulus[J]. Manufacturing Information Engineering of China, 2012, 41(19): 51 – 54. (in Chinese)

Study on 2D Electro-hydraulic Proportional Directional Valve Elastic Pressure Torsion Coupling

Zuo Qiang Li Sheng Ruan Jian Ren Yan

(Key Laboratory of Special Purpose Equipment and Advanced Processing Technology, Ministry of Education, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract: Since conventional direct-acting electro-hydraulic proportional directional valve has the limitation of small flow, and two-stage electro-hydraulic proportional directional valve has the limitation of complex structure, a large flow and simple structure 2D electro-hydraulic proportional directional valve with position feedback was proposed. The valve coaxially consists of 2D directional valve, elastic pressure torsion coupling and the proportional electromagnet. The elastic pressure torsion coupling changes the linear movement of proportional electromagnet armature into the rotation of the spool movement, at the same time, amplifying the thrust of proportional electromagnet. Based on the operational principle of the elastic pressure torsion coupling, the mathematical model was established and the analytic equations of axial force, torque, rotation angle and deflection were deduced. Then the finite element simulation of static characteristics was performed on the platform of ANSYS Workbench 13. The analytic solutions and the simulated results are in a close agreement with the experimental results. The results indicate that with 55 N input of the proportional electromagnet, through the elastic pressure torsion coupling switching, the valve has 1.2 N·m torque output, and the linearity of the force input and the torque output is good; the spool displacement and the input displacement of elastic pressure torsion coupling are very consistent. The application of elastic pressure torsion coupling to the 2D electro-hydraulic proportional direction valve is feasible.

Key words: Electro-hydraulic proportional directional valve Elastic pressure torsion coupling Proportional electromagnet