

# 液压变压器四象限工作特性研究

卢红影, 姜继海

(哈尔滨工业大学 机电工程学院, 哈尔滨 150001, hitluhy@126.com)

**摘要:** 对液压变压器工作于四象限的特性进行了研究,建立了液压变压器四象限工作的动力学模型.对液压变压器四象限工况下,液压蓄能器流量特性、液压恒压网络系统压力特性以及液压变压器控制角特性进行了仿真研究,结果表明:随着负载的变化,液压恒压网络系统压力波动范围不超过3%,基本保持为准液压恒压网络系统,而液压蓄能器的流量以及液压变压器的控制角则呈非线性增加或减小.

**关键词:** 液压变压器;四象限工作;负负载;节能

中图分类号: TH137.4

文献标识码: A

文章编号: 0367-6234(2009)01-0062-05

## Four-quadrant operation characteristic of hydraulic transformer

LU Hong-ying, JIANG Ji-hai

(School of Mechatronics Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China, hitluhy@126.com)

**Abstract:** By studying the four-quadrants operation characteristic of hydraulic transformer, a dynamics model was built. The flow characteristic of hydraulic accumulator, the pressure characteristics of hydraulic constant pressure rail system and the control angel of hydraulic transformer were simulated. Results show that the pressure variation of hydraulic constant pressure rail system is not more than 3 percent and keeps at a nominal level. The flow of hydraulic accumulator and the control angle of the hydraulic transformer change with the load variation.

**Key words:** hydraulic transformer; four-quadrant operation; driving load; energy saving

液压变压器早在1965年就有美国专利对其进行描述,通常被称之为“传统型液压变压器”.1997年荷兰的Innas公司和Noax公司联合提出新型液压变压器的设计概念<sup>[1-4]</sup>.新型液压变压器主要是基于定量轴向柱塞液压泵或轴向柱塞液压马达结构经过必要的变化而得到的<sup>[5-6]</sup>.目前,国内外主要研究的是手动变压式液压变压器<sup>[7-8]</sup>.本研究室研制了新型伺服式液压变压器.原理样机如图1所示,其结构采纳斜轴式轴向柱塞液压泵的基本结构形式,并设计安装全新结构的配流盘及伺服变量机构.

## 1 液压变压器工作原理

### 1.1 工作原理

将液压恒压网络压力 $p_A$ 调节到负载压力 $p_B$ ,

通常采用节流控制方式,如图2所示,按曲线1进行调压,由此产生的能量损失为

$$P_{\text{loss}} = q_B(p_A - p_B).$$

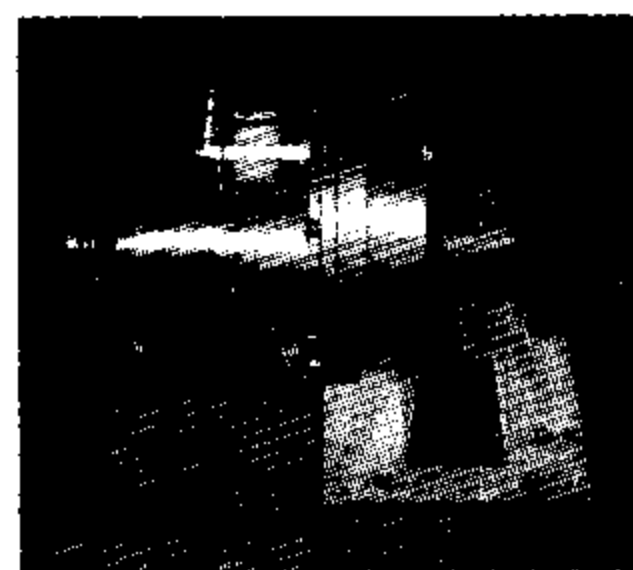


图1 新型伺服式液压变压器原理样机

采用液压变压器,通过曲线2进行调压,如果忽略内部沿程损失及泄漏等影响,遵循如下能量守恒方程:

$$p_A q_A = p_B q_B. \quad (1)$$

式中: $p_A$ 为液压恒压网络系统A点的压力, $p_B$ 为负载B点的压力, $q_A$ 为液压恒压网络系统A点的流量, $q_B$ 为负载B点的流量.

从方程(1)中可以得到负载压力和液压恒压

收稿日期: 2007-12-25.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50375033).

作者简介: 卢红影(1978—),女,博士研究生;

姜继海(1957—),男,教授,博士生导师.

网络系统压力之比为

$$p_B/p_A = q_A/q_B = \lambda. \quad (2)$$

$\lambda$  是液压变压比. 由此可见, 通过改变  $A$ 、 $B$  两点的流量即控制液压恒压网络系统供油和负载流量之比, 就控制了液压变压器的变压比. 从图 2 中还可以看出: 按  $AB$  曲线进行调压时, 由于  $A$ 、 $B$  两点的流量不同, 因此必须增加第 3 个油路  $T$  来补偿  $A$ 、 $B$  点流量的差值  $q_T = q_B - q_A$ , 这也是液压变压器的配流盘必须有 3 个端口的原因.

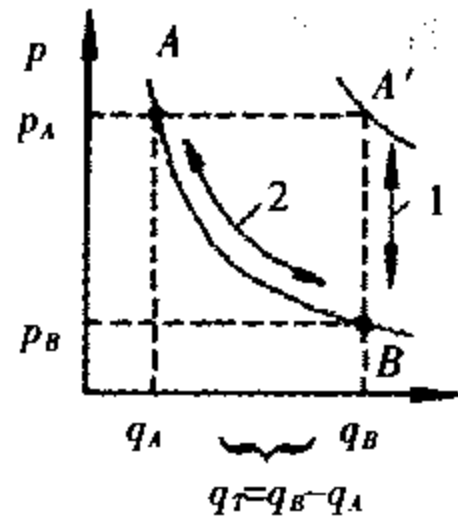


图 2 液压变压器的压力-流量曲线

### 1.2 液压变压器的变压比和流量特性

液压变压器的变压比大小决定了液压变压器作为增压装置或减压装置. 根据文献[9]可得出液压变压器变压比表达式为

$$\lambda = \frac{p_B}{p_A} = \frac{-\sin \frac{\alpha}{2} \sin \delta - \frac{p_T}{p_A} \sin \frac{\gamma}{2} \sin(\delta + \frac{\alpha}{2} + \frac{\gamma}{2})}{\sin \frac{\beta}{2} \sin(\delta - \frac{\alpha}{2} - \frac{\beta}{2})} \quad (3)$$

液压变压器配流盘的 3 个腰形槽分别连接液压恒压网络  $A$ 、负载端  $B$  以及油箱  $T$ , 流经 3 个槽的流量分别为  $q_A$ 、 $q_B$  以及  $q_T$ , 又由于流量的通用表达式为

$$q_k = \frac{\omega v_{HT}}{2\pi} \sin \frac{\varphi_k}{2} \sin \varphi_c,$$

由此可知,  $q_A$ 、 $q_B$  以及  $q_T$  的表达式分别为

$$q_A = \frac{\omega v_{HT}}{2\pi} \sin \frac{\alpha}{2} \sin \delta,$$

$$q_B = \frac{\omega v_{HT}}{2\pi} \sin \frac{\beta}{2} \sin(\delta - \frac{\alpha}{2} - \frac{\beta}{2}),$$

$$q_T = \frac{\omega v_{HT}}{2\pi} \sin \frac{\gamma}{2} \sin(\delta + \frac{\alpha}{2} + \frac{\gamma}{2}).$$

式中:  $v_{HT}$  为轴向柱塞泵的排量,  $\text{mL/r}$ ;  $\omega$  为液压变压器的转速,  $\text{rad/s}$ ;  $\alpha$  为液压变压器  $A$  槽的名义弧长,  $\text{rad}$ ;  $\beta$  为液压变压器  $B$  槽的名义弧长,  $\text{rad}$ ;  $\gamma$  为液压变压器  $T$  槽的名义弧长,  $\text{rad}$ ;  $\delta$  为液压变压器  $A$  槽中心点  $p$  相对于上死点  $TDC$  的角位置, 即液压变压器的控制角,  $\text{rad}$ .

## 2 液压变压器四象限工作原理

所谓负载荷就是向系统反馈能量的负载, 负

载的运动形式称为负载驱动 (driving load), 也称之为负负载. 机械和设备的工作过程中会出现负载荷, 如卷扬、臂架中重物下降产生的负载荷.

液压传动系统连续的“液压泵—液压马达”可逆性、良好的力和扭矩控制, 使得液压技术在负载荷控制中更具有优势. 在此过程中, 液压变压器是能量形式转换的关键元件. 液压变压器在实现驱动负载和负载驱动工况下, 液压变压器的  $A$ 、 $B$  端口可以分别作为“液压马达—液压泵”工况和“液压泵—液压马达”工况, 因此, 液压变压器在控制负载荷方面具有突出优势.

### 2.1 液压变压器四象限工作的动力学分析

液压恒压网络系统中, 液压变压器可以驱动液压缸直线负载四象限工作, 以图 3 为例说明液压缸上升运动过程中系统工作原理. 图示液压缸为工程上常用的差动式液压缸, 缸筒固定, 活塞进行往复运动, 忽略油液的泄漏及沿程损失.

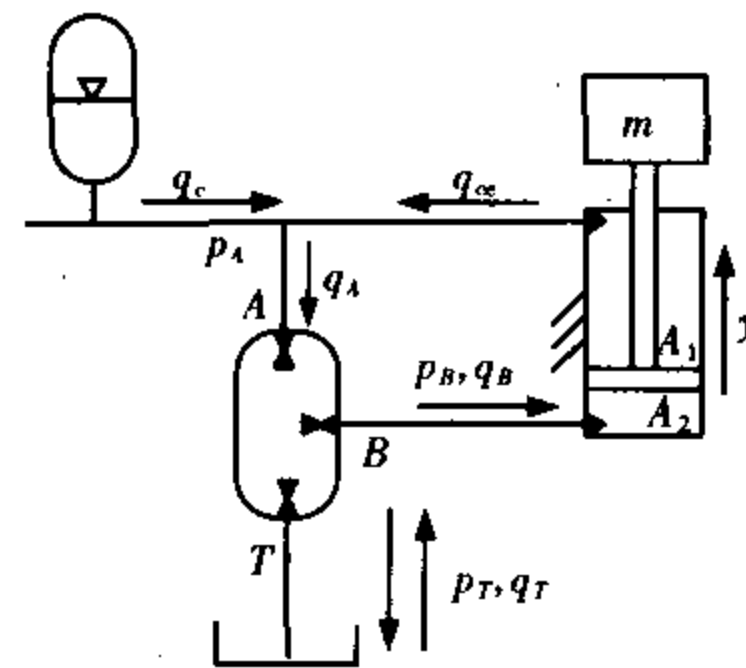


图 3 液压变压器控制液压缸动力机构上升框图

#### 2.1.1 液压缸上升工况

对液压缸进行受力分析可得:

$$p_B A_2 - p_A A_1 - mg - F_f = m\ddot{y}. \quad (4)$$

液压缸两腔的流量关系式为

$$q_{cc} = (A_1/A_2) q_B. \quad (5)$$

将液压缸上升工况分为 3 个阶段, 如图 3 所示.

第一个阶段,  $0 \sim t_1$  时段, 液压缸加速上升即  $\dot{y} > 0$ , 由式(4)可推导出

$$p_B > (p_A A_1 + mg)/A_2. \quad (6)$$

由式(5)、式(6)以及式(2)可得

$$q_A > q_{cc} + (mg/p_A A_2) q_B. \quad (7)$$

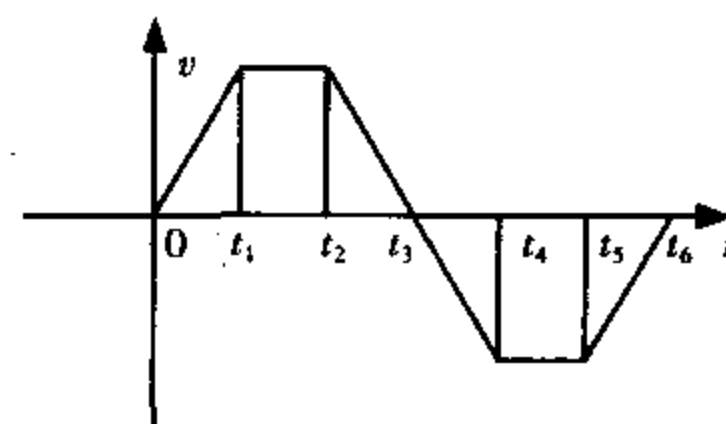


图 4 液压缸工况图

由式(7)可知,  $q_A > q_{cc}$ , 则  $q_c = q_A - q_{cc}$ , 即在液压缸加速上升过程中, 从液压恒压网络系统中吸

油,由液压蓄能器和液压恒压网络系统共同提供所需的流量 $q_c$ .由式(6)可知,当 $1 > p_B/p_A > (p_A A_1 + mg)/A_2$ 时, $q_A < q_B$ ,则液压变压器的 $T$ 端口将补充油液,且 $q_T = q_B - q_A$ ;而当 $p_B/p_A > 1$ 时, $q_A > q_B$ ,液压变压器的 $T$ 端口排油,且 $q_T = q_A - q_B$ .

第二个阶段, $t_1 \sim t_2$ 时段,液压缸匀速上升即 $\dot{y} = 0$ ,与 $0 \sim t_1$ 时段相同.

第三个阶段, $t_2 \sim t_3$ 时段,液压缸减速上升即 $\dot{y} < 0$ .由式(4)可知,当 $-g < \dot{y} < 0$ 时, $p_B A_2 - p_A A_1 > 0$ .由式(2)和式(5)可知,此时 $q_A > q_{ce}$ ,则 $q_c = q_A - q_{ce}$ ,此工况下,需从液压恒压网络系统吸油,由液压蓄能器和液压恒压网络系统共同提供所需的流量 $q_c$ .又由式(6)可知,当 $1 > p_B/p_A > A_1/A_2$ 时, $q_A < q_B$ ,则液压变压器的 $T$ 端口将补充油液,且 $q_T = q_B - q_A$ ;而当 $p_B/p_A > 1$ 时, $q_A > q_B$ ,液压变压器的 $T$ 端口排油,且 $q_T = q_A - q_B$ .另一方面,若满足 $\dot{y} < -g$ ,由式(4)可知, $p_B A_2 - p_A A_1 < 0$ ,同样由式(2)和式(5)可知, $q_{ce} > q_A$ ,则 $q_c = q_{ce} - q_A$ ,负载拖动(负负载)液压变压器向液压恒压网络系统排油,将负载的重力势能回收到液压蓄能器中,由 $q_A/q_B < A_1/A_2 < 1$ 可知,液压变压器的 $T$ 端口需补充油液,且 $q_T = q_B - q_A$ .

### 2.1.2 液压缸下降工况

液压缸下降工况如图 4 所示.对液压缸进行受力分析可得

$$p_A A_1 + mg - p_B A_2 - F_f = m\ddot{y}. \quad (8)$$

第一个阶段, $t_3 \sim t_4$ 时段,液压缸加速下降即 $\dot{y} > 0$ ,由式(8)可知当 $0 < \dot{y} < g$ ,则 $p_A A_1 - p_B A_2 < 0$ .根据式(2)和式(5)可知 $q_A > q_{ce}$ ,则 $q_c = q_A - q_{ce}$ ,液压缸加速下降过程中,向液压恒压网络系统中排油,将负载的重力势能回收到液压蓄能器.此刻当 $1 > p_B/p_A > A_1/A_2$ 时,液压变压器的 $T$ 端口排油, $q_T = q_B - q_A$ ,而当 $p_B/p_A > 1$ 时,液压变压器的 $T$ 端口吸油, $q_T = q_A - q_B$ .另一方面,若 $\dot{y} > g$ , $p_A A_1 - p_B A_2 > 0$ ,可推导出 $q_A < q_{ce}$ ,则 $q_c = q_{ce} - q_A$ ,此工况下从液压恒压网络系统中吸油,由 $p_B/p_A < A_1/A_2 < 1$ 可知,液压变压器的 $T$ 端口排油, $q_T = q_B - q_A$ .

第二个阶段, $t_4 \sim t_5$ 时段,液压缸匀速下降即 $\dot{y} = 0$ ,与下降第一阶段中 $0 < \dot{y} < g$ 相同.

第三个阶段, $t_5 \sim t_6$ 时段,液压缸减速下降 $\dot{y} < 0$ ,由式(8)可知, $p_A A_1 - p_B A_2 < 0$ .根据式(2)和式(5)可知, $q_A > q_{ce}$ ,则 $q_c = q_A - q_{ce}$ ,即液压缸减速下降过程中,向液压恒压网络系统中排油,将负载的重力势能回收到液压蓄能器中.当 $1 > p_B/p_A > A_1/A_2$ 时,液压变压器的 $T$ 端口排油, $q_T =$

$q_B - q_A$ ,而当 $p_B/p_A > 1$ 时,液压变压器的 $T$ 端口吸油, $q_T = q_A - q_B$ .

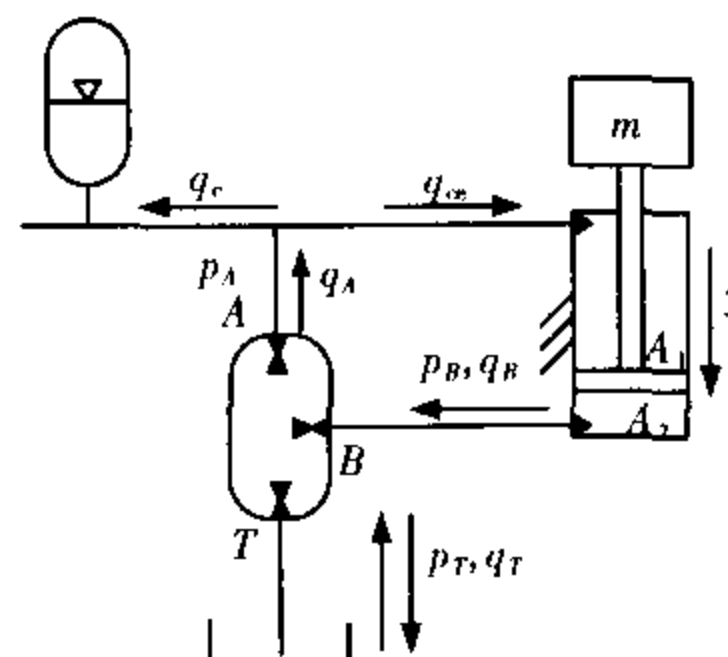


图 5 液压变压器控制液压缸动力机构下降框图

## 2.2 液压变压器四象限工作特性分析

为分析液压变压器工作特性的需要,定义从液压恒压网络系统流入液压变压器 $A$ 端口的流量 $q_A$ 为正,液压变压器 $B$ 端口流出到负载端的流量 $q_B$ 为正.

根据对液压变压器的动力学分析可将液压变压器四象限工作定义为以下 4 种情况.

第一种工况,负载加速上升、匀速上升以及负载减速上升,且 $-g < \dot{y} < 0$ 时,由液压恒压网络系统的压力油驱动液压变压器顺时针方向旋转, $q_A > 0, q_B > 0$ ,液压变压器 $A$ 端口作为“液压马达”, $B$ 端口作为“液压泵”输出压力油驱动液压缸上升,液压变压器所受的合力矩 $\Delta T > 0$ ,转速 $\omega > 0$ ,定义此时液压变压器在第 I 象限工作,液压变压器为“液压马达—液压泵”即“驱动负载”工况,从液压恒压网络系统中吸油.

第二种工况,负载减速上升,且 $\dot{y} < -g$ 时,由液压恒压网络系统的压力油驱动液压变压器顺时针方向旋转, $q_A > 0, q_B > 0$ ,液压变压器 $A$ 端口作为“液压马达”, $B$ 端口作为“液压泵”输出压力油驱动液压缸上升,液压变压器所受的合力矩 $\Delta T < 0$ ,转速 $\omega > 0$ ,定义此时液压变压器在第 II 象限工作,液压变压器为“液压马达—液压泵”即“负负载”工况,向液压恒压网络排油,将负载的重力势能回收.

第三种工况,负载加速下降,且 $\dot{y} > g$ 时, $q_A < 0, q_B < 0$ ,液压变压器 $B$ 端口作为“液压马达”,负载下降驱动液压变压器逆时针方向旋转,液压变压器 $A$ 端口为“液压泵”工况,液压变压器所受的合力矩 $\Delta T < 0$ ,转速 $\omega < 0$ ,定义此时液压变压器在第 III 象限工作,液压变压器为“液压泵—液压马达”即“驱动负载”工况,从液压恒压网络系统中吸油.

第四种工况,负载匀速下降、减速下降以及加速下降,且 $0 < \dot{y} < g$ 时, $q_A < 0, q_B < 0$ ,液压变压

器B端口为“液压马达”,负载拖动液压变压器逆时针旋转,液压变压器A端口为“液压泵”工况,液压变压器所受的合力矩 $\Delta T > 0$ ,转速 $\omega < 0$ ,定义此时液压变压器在第IV象限工作,液压变压器为“液压泵—液压马达”即“负负载”工况,向液压恒压网络系统排油,回收负载的重力势能。

液压变压器四象限工作示意图如图6所示。

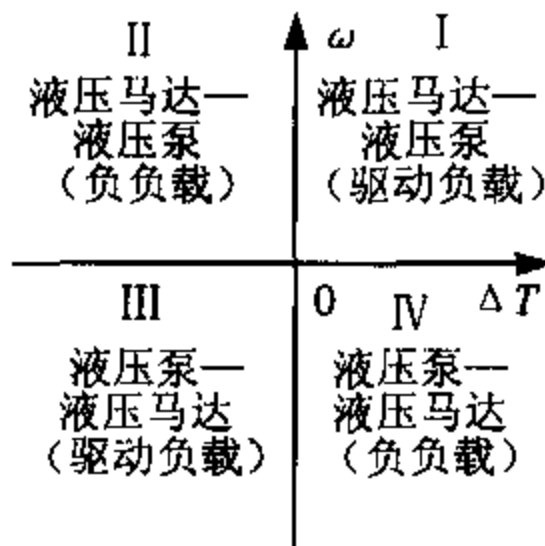


图6 液压变压器四象限工作示意图

### 2.3 液压变压器配流盘控制角特性研究

液压变压器结构的特殊性决定了液压变压器具有四象限工作的机理。而液压变压器结构特性恰是体现在液压变压器配流盘是可以正反向旋转。因此可以通过伺服控制配流盘的转角,从而控制液压变压器3个端口流量的变化来满足不同负载的需求。

根据式(3)可推导出液压变压器的控制角为

$$\delta = \arctan\left[\lambda \sin \frac{\beta}{2} \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \frac{\beta}{2}\right) - \frac{p_T}{p_A} \sin \frac{\gamma}{2} \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \frac{\gamma}{2}\right)\right] / \left[\lambda \sin \frac{\beta}{2} \cos\left(\frac{\alpha}{2} + \frac{\beta}{2}\right) + \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{p_T}{p_A} \sin \frac{\gamma}{2} \cos\left(\frac{\alpha}{2} + \frac{\gamma}{2}\right)\right]$$

### 2.4 液压变压器回收能量时液压蓄能器特性研究

以图5为例,负载在下降回收能量的过程中,流入液压蓄能器中的油液流量为

$$q_{cd} = q_A - q_{ce}$$

其中:

$$q_A = \lambda q_B = \lambda [A_2 \dot{y} + C_{ic}(p_B - p_A) + C_{ec} p_B + V_i / \beta_e \cdot dp_B / dt],$$

$$q_{ce} = [A_1 \dot{y} + C_{ic}(p_B - p_A) + C_{ec} p_A + V_i / \beta_e \cdot dp_A / dt].$$

式中: $C_{ic}$ 为液压缸的内泄漏系数, $(m^3 \cdot s^{-1})/Pa$ ;  $C_{ec}$ 为液压缸的外泄漏系数, $(m^3 \cdot s^{-1})/Pa$ ;  $\beta_e$ 为液体有效体积弹性模数, $(Pa)$ ;  $V_i$ 为液压缸无杆腔的容积, $m^3$ 。而液压蓄能器的流量方程为<sup>[10]</sup>

$$q_{cd} = \frac{p_0^{\frac{1}{n}} V_0}{n p_s^{\frac{n+1}{n}}(t)} \frac{dp_s(t)}{dt} \quad (9)$$

由式(9)可得出 $p_s$ 的表达式为

$$p_s = \int_0^t q_{cd} \frac{n p_s^{\frac{n+1}{n}}(t)}{p_0^{\frac{1}{n}} V_0} dt$$

本实验系统中,液压恒压网络系统利用皮囊式液压蓄能器回收能量,其总容积为 $V_0$ ,充气压力为 $p_0$ , $p_s$ 为液压蓄能器气体的状态压力,即液压恒压网络系统的瞬时压力。

### 2.5 液压变压器驱动负载时液压蓄能器特性研究

由图5可知,负载在上升,由液压恒压网络系统和液压蓄能器共同为负载提供所需的能量,则液压蓄能器输出的油液流量为

$$q'_c = q_{cu} - q_n$$

式中: $q_{cu}$ 为液压蓄能器和液压恒压网络系统共同提供的油液流量, $m^3/s$ ;  $q_n$ 为液压恒压网络系统提供的油液流量, $m^3/s$ 。

$$q_{cu} = q_A - q_{ce},$$

$$q'_c = \frac{p_0^{\frac{1}{n}} V_0}{n p_s^{\frac{n+1}{n}}(t)} \frac{dp_s(t)}{dt}$$

若取 $q_n = a q'_c$  ( $a > 0$ ),则有如下的关系式:

$$p_s = \int_0^t \frac{q_A - q_{ce}}{a + 1} \frac{n p_s^{\frac{n+1}{n}}(t)}{p_0^{\frac{1}{n}} V_0} dt \quad (10)$$

由式(10)可知,在实验系统中,根据负载的工况,若负载所需的流量大,超过了液压蓄能器提供的能量,再由液压恒压网络系统补充来满足负载所需的流量,因而减小了系统的装机功率,实现了能量的回收与再利用。

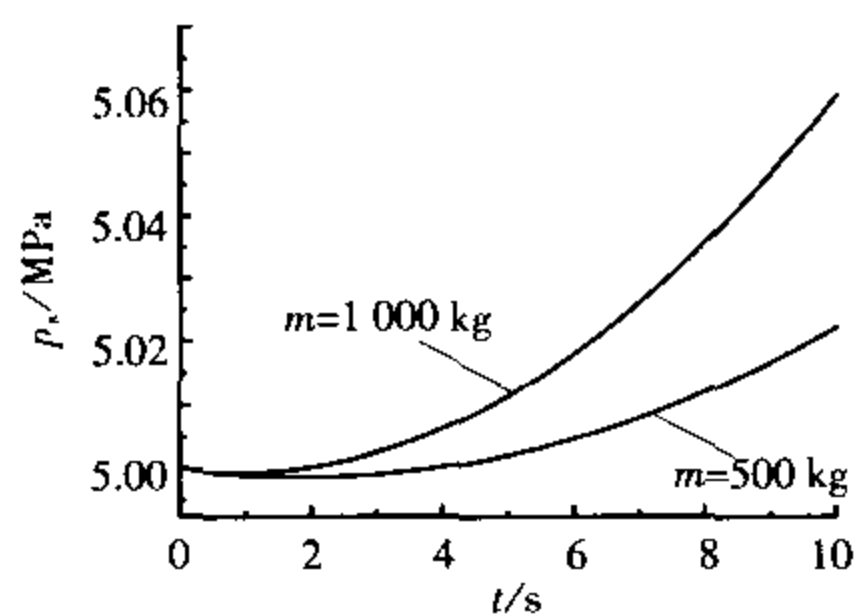
## 3 液压变压器四象限工作的仿真研究

根据对液压变压器四象限工作特性的研究,针对实验室所搭建的液压变压器实验台,选择了负载加速上行和负载减速下行两种工况对液压恒压网络系统的压力、液压蓄能器的流量特性以及液压变压器的控制角进行了仿真研究。仿真参数如下:负载加速上行的运动规律为 $y = 0.04t$ ,负载减速下行的运动规律为 $y = 0.4 - 0.04t$ 。液压缸两腔的面积分别为 $A_1 = 0.00283 m^2$ ,  $A_2 = 0.00785 m^2$ ,负载的行程 $h_{max} = 2 m$ ,设液压蓄能器充气时间很短,取 $n = 1.4$ , $p_0 = 4 MPa$ , $V_0 = 0.045 m^3$ , $p_A = 5 MPa$ , $p_T = 0.5 MPa$ 。

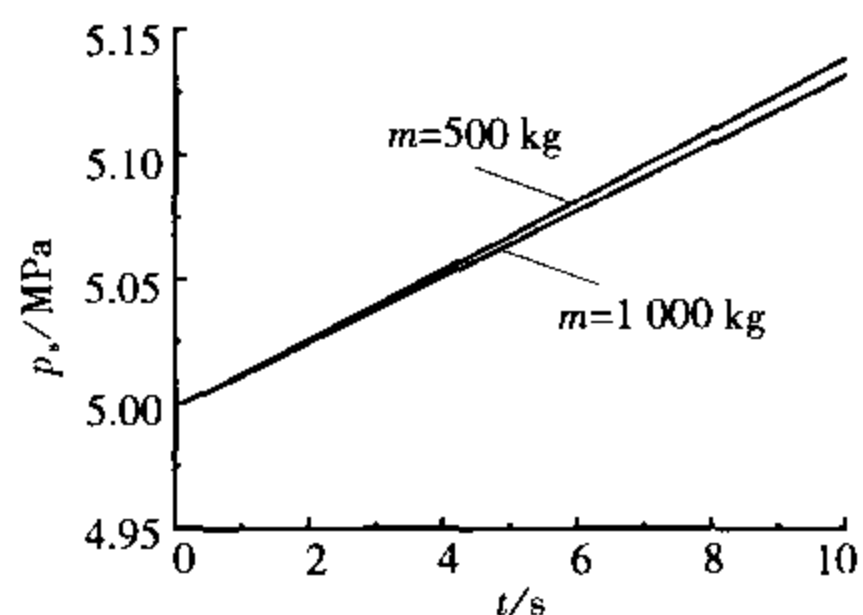
液压恒压网络系统的压力、液压蓄能器的流量以及液压变压器的控制角随着回收能量和释放能量的时间变化曲线分别如图7~9。

仿真结果表明,负载减速下行回收能量过程中,液压恒压网络系统的压力是随着负载质量的

增加而在增大,且随着回收能量时间的增加,在最大负载情况下系统压力波动幅度不超过3%,基本保证系统为准液压恒压网络系统.而液压蓄能器流量波动不大,液压变压器的控制角随着负载质量的增加也在加大.

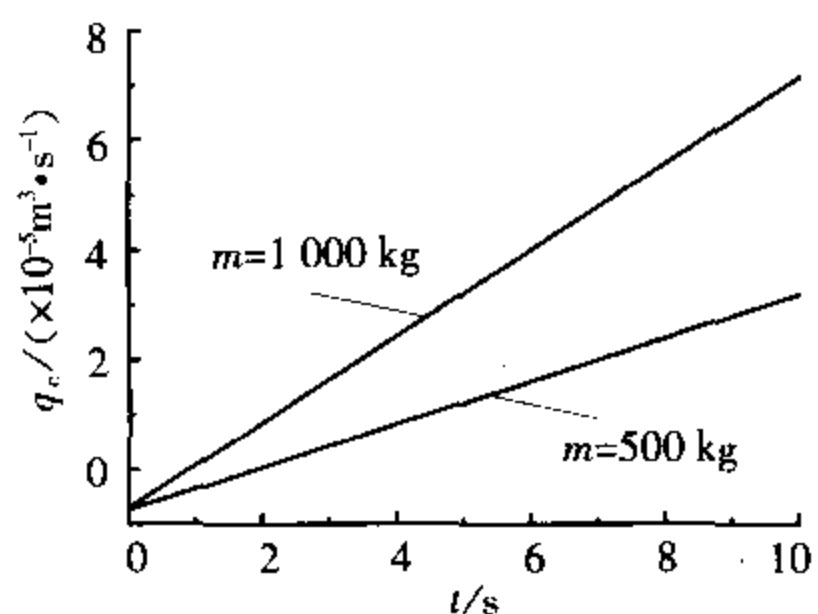


(a) 负载上升工况

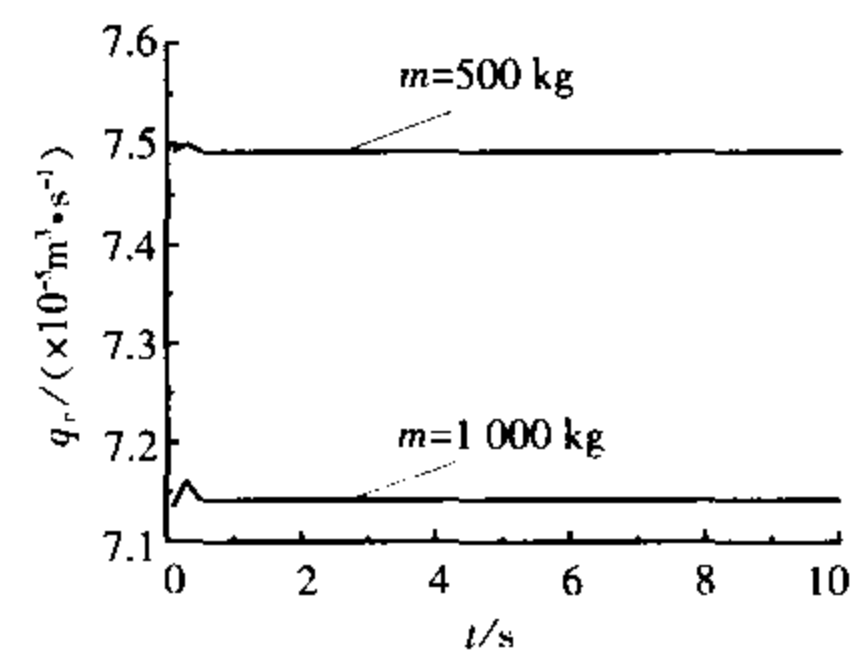


(b) 负载下降工况

图7 液压恒压网络系统压力曲线



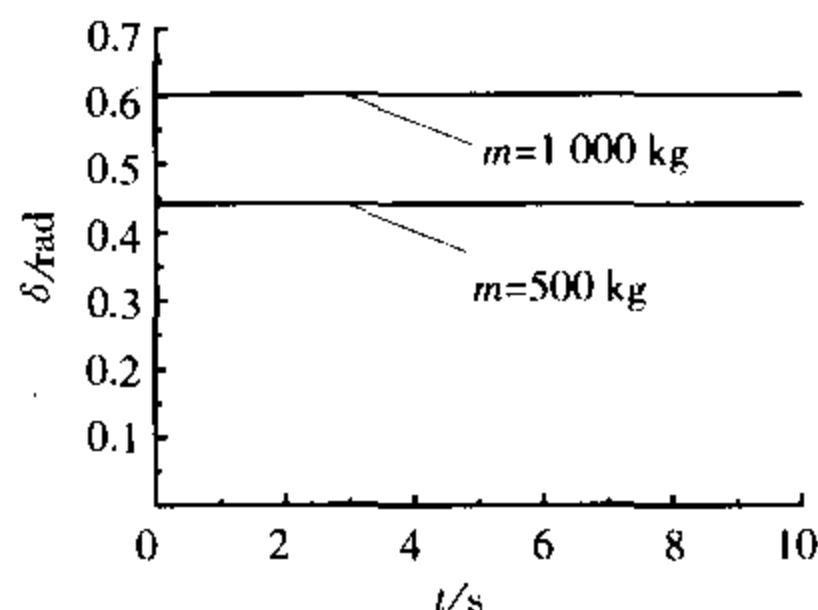
(a) 负载上升工况



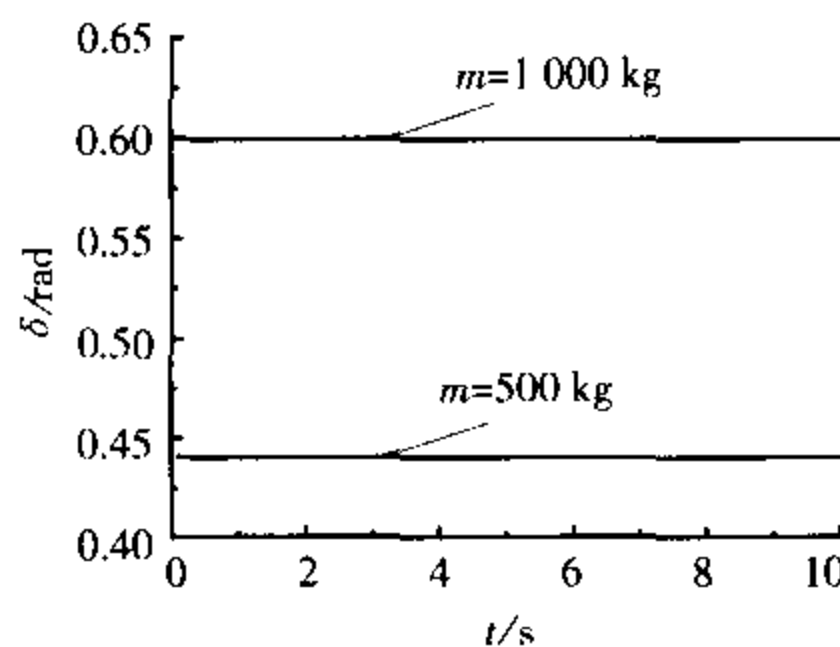
(b) 负载下降工况

图8 液压蓄能器流量曲线

液压变压器驱动负载上升过程中,液压蓄能器释放能量,液压恒压网络系统的压力是随着负载质量的增加而增大,且波动幅度不超过系统压力的1.4%,也基本保证系统为准液压恒压网络系统.驱动负载所需能量增大,液压蓄能器流量波动不大,液压变压器控制角在加大.



(a) 负载上升工况



(b) 负载下降工况

图9 液压变压器控制角曲线

### 4 结论

1)通过对液压变压器四象限工作原理的理论分析,建立了液压变压器四象限工况下的动力学模型,定义了液压变压器四象限工作特性.

2)对驱动负载和负负载工况下,液压蓄能器的压力和流量以及液压变压器控制角的特性进行了研究.为完善液压变压器的理论分析提供了新的理论,也为液压变压器的结构设计提供了一个有效的工具.

### 参考文献:

[1] ACHTEN P A J, ZHAO Fu, VAEL G E. Transforming future hydraulics: a new design of a hydraulic transformer[C]//The Fifth Scandinavian International Conference on Fluid Power. [S. l.]: Linkping University, 1997: 1-23.

[2] ACHTEN P A J. What a difference a hole makes - the commercial value of the Innas hydraulic transformer [C]//The Six Scandinavian International Conference of Fluid Power. Tampere, Finland:[s. n.], 1999:1-14.

[3] WERNDIN R, ACHTEN P A J, SANNELIUS M, et al. Efficiency Performance and Control Aspects of a Hydraulic Transformer [C]//The Sixth Scandinavian International Conference on Fluid Power. Tampere, Finland:[s. n.], 1999:395-407.

[4] ACHTEN P A J, ZHAO Fu. Valving Land Phenomena of the Innas Hydraulic Transformer [J]. International Journal of Fluid Power, 2000(1):33-47.

### 3.2 等效质量

由图2可写出该平面连杆机构的质量对角阵和转动构件的转动惯量对角阵分别为

$$\mathbf{A}_m = \text{diag}(m_1 \quad m_2 \quad m_3), \quad (51)$$

$$\mathbf{A}_J = \text{diag}(J_2 \quad J_3). \quad (52)$$

将式(42)、(47)、(51)、(52)代入式(40)得等效质量表达式:

$$m_e = m_1 + m_2 \left[ \frac{r_2^2}{l_2^2 (c\theta_2 \tan \theta_3 - s\theta_2)^2} + \frac{1}{(c\theta_3 \tan \theta_2 - s\theta_3)^2} + \frac{r_2' c(\theta_2 - \theta_3)}{l_2 (c\theta_2 \tan \theta_3 - s\theta_2) (c\theta_3 \tan \theta_2 - s\theta_3)} \right] + \frac{m_3 r_3^2}{l_3^2 (c\theta_3 \tan \theta_2 - s\theta_3)^2} + \frac{J_2}{l_2^2 (c\theta_2 \tan \theta_3 - s\theta_2)^2} + \frac{J_3}{l_3^2 (c\theta_3 \tan \theta_2 - s\theta_3)^2}$$

## 4 结 论

1) 以单自由度平面连杆机构为研究对象,将平面连杆机构看作质点系和平面刚体系所组成的混合系统,以等效前后虚功相等推导出平面连杆机构等效力的矩阵普遍表达式;进一步揭示等效力  $F_e$  与各个构件所受力、力矩、力的作用点和各个构件位置的本构关系。

2) 以等效前后动能相等推导出平面连杆机构等效质量的矩阵普遍表达式;该表达式进一步揭示了等效质量  $m_e$  与各个构件的质量、转动惯量、位置的本构关系。

3) 以一个单自由度曲柄滑块机构为例,说明该矩阵形式的等效力和等效质量的矩阵普遍方程的应用过程。

### 参考文献:

- [1] 申永胜. 机械原理教程[M]. 北京:清华大学出版社, 1999.
- [2] 陆震. 高等机械原理[M]. 北京:北京航空航天大学出版社, 2002.
- [3] 刘延柱. 高等动力学[M]. 北京:高等教育出版社, 2001.
- [4] 刘金琨. 分析力学[M]. 北京:高等教育出版社, 1988.
- [5] 曲秀全,焦映厚,陈照波. 单自由度平面连杆机构等效转动惯量计算公式[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2004, 36(5): 610-612.
- [6] 曲秀全,孟庆鑫,袁夫彩. RPR-RRP 平面连杆机构等效转动惯量及其神经网络模型[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2006, 38(5): 350-352, 361.
- [7] 曲秀全,焦映厚,陈照波. 7R 六杆 III 级机构 MATLAB 运动学仿真[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2004, 36(12): 1323-1325. (编辑 赵丽莹)

(上接第66页)

- [5] ACHTEN P A J, Titus van den Brink and Johan van den Oever. Dedicated Design of the Hydraulic Transformer [C]//3rd International Fluid Power Conference. Aachen, Germany: [s. n.], 2002: 233-248.
- [6] ACHTEN P A J, VAN DEN Brink, POTMA T L, et al. Design and Testing of an Axial Piston Pump Based on the Floating Cup Principle [C]//The Seventh Scandinavian International Conference on Fluid Power. Tampere Finland: Tampere, University of Technology, 2003: 805-820.
- [7] 杨华勇, 欧阳小平, 徐兵. 液压变压器的发展现状[J]. 机械工程学报, 2003, 39(5): 1-5.

- [8] 姜继海, 卢红影, 周瑞艳, 等. 液压恒压网络系统中液压变压器的发展历程[J]. 东南大学学报: 自然科学版, 2006, 36(5): 869-874.
- [9] VAEL G E, ACHTEN P A J, ZHAO Fu. The Innas hydraulic transformer: the key to the hydrostatic common pressure rail[J]. SAE, 2000, 21(1): 2561-2576.
- [10] 董宏林, 姜继海, 吴盛林. 液压变压器与液压蓄能器串联使用的优化条件及能量回收研究[J]. 中国机械工程, 2003, 14(3): 192-194.

(编辑 杨 波)