doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.03.048

先导腔动压反馈比例溢流阀设计与性能分析

陈　超

(龙工(上海)机械制造有限公司, 上海 201612)

摘要: 普通比例溢流阀在高压、大流量工作时,其调压偏差大、压力波动大,同时会引起调压弹簧疲劳,产生振动和噪声,降低了使用寿命及可靠性。针对以上问题,基于 G 型 π 桥液阻网络原理,设计了一种先导腔动压反馈电液比例溢流阀,提出采用液压刚度(活塞式)替代先导阀弹簧刚度的设计方法,以提升先导阀芯响应速度和整体稳定性。对溢流阀进行了结构设计、原理分析、数学建模及仿真分析,并根据优化后的结构参数进行设计和实验验证。结果表明,该溢流阀高压时调压偏差低,在压力 26.25 MPa 时比普通阀降低了 72%,最低为 0.53 MPa;动态特性良好,超调最低为 0.94%,阀芯振动减小,工作平稳。将溢流阀用于 ZL50G 型装载机上,代替原有的动臂油路上溢流阀和背压用电磁溢流阀,分析了空载状态下溢流阀对工作装置动作的影响,仿真分析结果表明,溢流阀压力波动降低了 70%,系统工作稳定性得到提高。

关键词: 装载机; 动压反馈; 比例溢流阀; 液压刚度; 负载特性

中图分类号: TH137.5; TH243　　**文献标识码:** A　　**文章编号:** 1000-1298(2020)03-0410-09　　**OSID:**

Performance Analysis of Proportional Relief Valve with Dynamic Pressure Feedback Pilot Chamber

CHEN Chao

(*Lonking (Shanghai) Machinery Co., Ltd., Shanghai* 201612, *China*)

Abstract: The traditional proportional relief valve shows great pressure fluctuation and pressure deviation because the regulating spring stiffness is not enough under high pressure or large flow conditions, which makes the pressure regulating spring easy to fatigue and increase vibration and noise, it can reduce its life and reliability. The electro-hydraulic proportional relief valve with dynamic pressure feedback pilot chamber was studied based on G-type π bridge hydraulic resistance network, and the design method of hydraulic stiffness instead of spring stiffness of pilot valve was proposed, so it can improve response speed of the pilot valve core and stability to reduce pressure fluctuation and pressure deviation and there was no spring fatigue. Further structure and principle, theoretical modeling and simulation analysis of the new relief valve were carried out, the prototype was machined according to the optimized structure parameters and the dynamic and static characteristic of the new valve was verified by experiments. The results showed that the pressure deviation of the new relief valve was low under high pressure condition, especially it was 72% lower than that of traditional proportional relief valve and the minimum was 0.53 MPa when the inlet pressure was 26.25 MPa. In addition, it had good dynamic characteristics, the minimum pressure overshoot was 0.94%, and the spool vibration was decreased and worked smoothly. Finally, the relief valve was used in ZL50G loader to replace the relief valve and back pressure solenoid valve on the original moving arm oil circuit, and the influence of the relief valve on the operation of the working device under no-load condition was analyzed. The pressure fluctuation of the relief valve was reduced by 70% and the vibration and noise of the system were reduced.

Key words: wheel loader; dynamic pressure feedback; proportional relief valve; hydraulic stiffness; load characteristics

收稿日期: 2019-07-09　修回日期: 2019-07-31

基金项目: 上海市重大技术装备研制专项(ZB-ZBYZ-05-11-2730)

作者简介: 陈超(1976—),男,高级工程师,主要从事液压元件及系统优化与应用研究,E-mail: cc@lonking.cn

0　引言

溢流阀作为一种压力控制阀，在液压系统中起稳压、调压或限压的作用，是液压系统必备元件[1-2]。按照结构形式溢流阀可以分为直动式和先导式两种。直动式溢流阀响应速度快，对于高压、大流量系统，要求调压弹簧出力大，这使得调压性能变差，且结构上很难实现[3]。先导式溢流阀虽不如直动式溢流阀反应灵敏，但由于通过先导弹簧调压，仅需较小的刚度就能调节较大的主阀压力，所以调节精度上较直动式溢流阀高，调压偏差比较小，对于一些高压、大流量的应用场合，先导式溢流阀的优势明显[4-5]。

随着电液比例控制技术的发展，电液比例阀由于控制简单、抗污染能力强、可靠性好、精度高等特点，在工程机械中得到广泛应用[6-8]。电液比例溢流阀也取得了较多研究成果，如 WONG 等[9]将电液比例溢流阀用于一种发动机进排气阀双模式电液全可变配气机构，可以实现全可变配气正时和升程控制，发动机在不同转速和负载下的性能得到显著改善；王志勇等[10]基于电液控制技术设计了拖网张力自动控制系统，控制先导溢流阀调整电机溢流压力，能很好地调节曳纲张力；CHEN 等[11]将电液比例溢流阀用于汽车液压制动执行器，通过比例阀控制制动和泄压模式，可以缩小液压制动执行机构的空间、精确控制制动力；李忠继等[12]将比例溢流阀应用在汽车减振系统中，采用比例溢流阀式半主动悬挂系统能够有效控制车体振动。

对先导比例溢流阀的研究，仍有几个关键问题[13-15]亟待解决：①阀芯受稳态液动力和弹簧力作用而存在调压偏差，同时先导阀前腔的液压力与调定压力做比较后，经过主阻尼孔的压力与主阀进油口也存在偏差，两者都将影响调压精度。②溢流阀主阀口刚开启时，阀口的压力会上升，超过稳态的调定压力，即“压力超调”问题，超调量过大容易造成溢流阀的泄漏和内部元件的损坏，致使稳定性下降。③阀口过流面积变化及阀芯质量-弹簧系统在工作时压力不稳定引起的振动噪声问题。针对以上问题，LIN 等[16]提出一种带有补偿活塞和弹簧的压力补偿直动式溢流阀，限制了阀口压力升高，理论上分析稳态调压偏差减小，但并没有从仿真和实验上进行进一步验证。刘春生等[17]提出了一种改善管路压力的能量回收装置，溢流阀调压偏差从 15% 降到 2.5%。FENG 等[18]根据 π 桥液阻网络原理，提出了恒压液阻和动态液阻的最佳直径，实验结果表明，动态液阻的直径越小，对大流量溢流阀的超调就越小。张强等[19]鉴于比例溢流阀控式液压垫在冲压成形过程中存在压力超调大及调节时间长的问题，提出一种基于开/闭环切换的软溢流 PID 控制器，该控制器能够在保证稳态精度的前提下，显著减小压力超调，并且缩短压力调节时间。

以上学者的研究均是针对中低压溢流阀，不适用于高压、大流量溢流阀。高压、大流量溢流阀工作时调压偏差大，压力波动导致的调压弹簧寿命降低、振动噪声大等问题仍待解决，并且随着液压系统压力的增加，此类问题将更加突出。而问题的关键点是，在先导阀有限空间内调压弹簧材料刚度不够，导致响应速度不足[20]，同时弹簧存在卡死和疲劳问题。另外，先导回路的液阻网络对溢流阀的性能起着至关重要的作用。现有普通先导式溢流阀的先导回路主要采用 B 型半桥结构[21]，目前液压技术领域已出现各类 π 桥液阻网络，可以通过调整液阻网络的参数达到不同的稳态效果[22]。若以 π 桥液阻网络作为先导控制回路的溢流阀，在理论上稳态调压偏差可以为零。基于液压刚度大、液压容易实现液阻网络的原理，本文提出一种采用液压刚度替代先导阀弹簧刚度的方法，设计一种先导腔动压反馈的电液比例溢流阀，使先导阀前腔与主阀芯阻尼孔构成 G 型 π 桥结构的液阻网络。对该溢流阀进行结构设计、原理分析、数学建模，对其调压偏差和静动态特性等进行仿真分析，并实验验证。将溢流阀用于 ZL50G 型装载机以代替原有的动臂油路上溢流阀和背压用电磁溢流阀，分析其压力-流量特性及空载状态下溢流阀对工作装置动作的影响。

1　结构及工作原理

1.1　溢流阀结构

所设计先导腔动压反馈比例溢流阀选择二级同心式结构，即主阀芯与主阀体的圆柱导向面、阀套和圆锥面两处要求有较好的配合和同心度，如图 1 所示。该比例溢流阀由主阀、先导阀和电液换向阀 3 部分组成。主阀沿用传统的二级同心式溢流阀的结构[23]，不设远控口，主阀芯下端开设细长孔液阻；先导阀主要包括先导阀阀体、先导阀阀座、活塞式先导阀阀芯和端盖，开有两个阻尼孔，一个作为主油路的液阻，一个连接主阀芯上腔油液，提高主阀芯的稳定性。先导阀阀座采用分离式锥阀座结构，易于更换安装，适合于高压、超高压的流体传动系统。电液换向阀部分包括比例电磁铁、换向阀阀体和换向阀阀芯，阀芯采用弹簧对中结构，设计时采用增加电液换向阀阀芯的两端颈部的直径来补偿稳态液动力。本文设计有两个特点：①先导阀阀芯右端采用活塞

形式取代了传统的弹簧结构,即用液压刚度替代弹簧刚度,克服了在高压大流量的工作情况下弹簧刚度不足或者弹簧容易疲劳问题,不仅能提升响应速度,而且增加调压范围。②采用补偿稳态液动力方法,使电液换向阀阀芯的移动直接取决于电磁力和进油口压力,从而控制活塞式先导阀芯的运动。本文设计的溢流阀额定流量为 200 L/min,额定压力为 31.5 MPa。

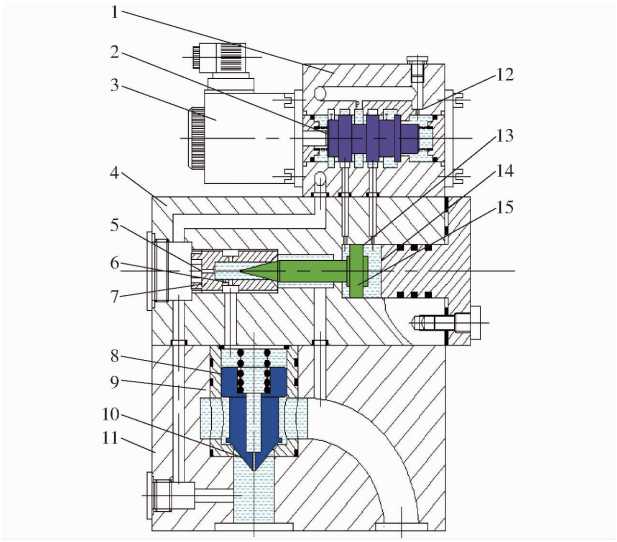

图 1 电液溢流阀结构简图

Fig. 1 Structure diagram of relief valve

1. 电液换向阀体 2. 电液换向阀芯 3. 比例电磁铁 4. 先导阀阀体 5. 阻尼孔 R1 6. 阻尼孔 R2 7. 先导阀阀座 8. 主阀芯 9. 主阀套 10. 阻尼孔 R4 11. 主阀体 12. 阻尼孔 R3 13. 活塞式先导阀 14. 压力控制腔 A 15. 压力控制腔 B

1.2 工作原理

先导腔动压反馈电液比例溢流阀的工作原理如图 2 所示。高压油从进油口进入后,分别通向 4 条油路,油路经液阻 R4 和 R2 进入先导阀前腔,油路 2 直接经过液阻 R1 流入先导阀前腔,油路 3 流经液阻 R3 进入电液换向阀的右腔,直接作用在换向阀阀芯的右端。电液换向阀设计时选择 O 型中位机能,采用两端弹簧对中。同时增加电液换向阀阀芯两端颈部的直径,使环形通道面积减小,利用油液经过其形成的压降与液动力方向相反来补偿稳态液动力。当稳态液动力补偿到可忽略不计时,通过电磁力与液压力的直接比较控制换向阀阀芯的位移,进而控制先导阀阀芯的启闭。油路 4 将进油口的高压油直接引到电液换向阀的进油口处。溢流阀不工作时,电液换向阀的电磁铁不通电,处于对中位置,活塞式先导阀阀芯处于闭合状态;系统处于工作状态时,当换向阀的液压力小于电磁力 F_m 时,换向阀的阀芯在两合力的作用下向右移动,高压油液经换向阀进入先导阀 B 腔,A 腔回油,在 B 腔液压力的作用下,活塞式先导阀阀芯紧压在先导阀阀座上,此时溢流阀处于闭合状态;当电液换向阀右腔的液压力大于设定的电磁力时,换向阀阀芯向左移动,高压油液进入先导阀 A 腔,B 腔回油,在先导阀前腔的液压力及 A、B 腔液压力的共同作用下,活塞式先导阀阀芯向右移动,先导阀开启,先导阀前腔油液经先导阀回油,先导阀前腔压力下降,经液阻 R2 后,主阀上腔压力也随之下降,在上下面压力差的作用下,主阀芯开启,系统溢流。这样先导阀前腔就与主阀芯阻尼孔构成类似 G 型 π 桥结构的液阻网络,可以改善该溢流阀的稳态性能和调压偏差。

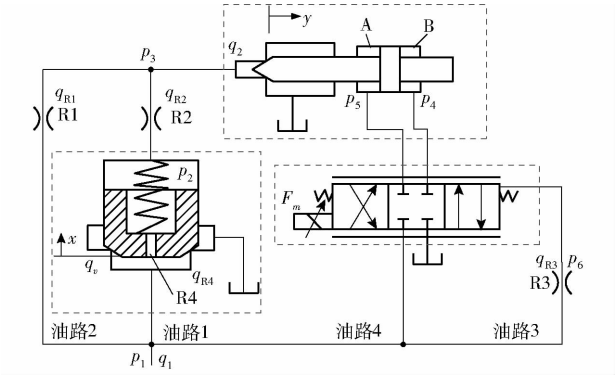

图 2 电液溢流阀工作原理图

Fig. 2 Working principle diagram of relief valve

2 模型建立

2.1 负载特性

为了确定溢流阀的关键结构参数并进行优化,首先建立阀整体负载特性数学模型,以分析压力流量特性与结构参数的影响规律。

在分析先导腔动压反馈电液比例溢流阀工作原理的基础上,对于主阀、先导阀和换向阀的阀芯,考虑到作用在它们的摩擦力、惯性力和卡紧力很小,可忽略不计,主要推导各个阀芯受力平衡方程、液阻压力流量方程和流量连续性方程。

(1)主阀芯受力平衡方程

主阀芯上的作用力主要有液压力、弹簧力和稳态液动力,其稳态平衡方程为

$$p_1A_1 = p_2A_2 + k_z(x_0 + x) + m_1xp_1 \tag{1}$$

其中 $$m_1 = C_{d1}\pi d_1\sin(2\alpha_1)$$

式中 p_1——主阀芯进口压力

p_2——主阀芯上腔压力

A_1——主阀芯下腔受力面积

A_2——主阀芯上腔有效受力面积

k_z——主阀复位弹簧刚度

x_0——主阀复位弹簧的预压缩量

x——主阀芯阀口开度

m_1——主阀稳态液动力系数

C_{d1}——主阀阀口流量系数，取 0.8

α_1——主阀芯半锥角，取 46°

d_1——主阀阀座孔直径

（2）主阀阀口压力流量方程

$$q_v = n_1 x \sqrt{p_1} \tag{2}$$

其中 $$n_1 = C_{d1}\pi d_1 \sin\alpha_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}}$$

式中 q_v——流经主阀阀口的流量

ρ——油液密度

（3）先导阀阀芯受力平衡方程

先导阀阀芯上的作用力主要是先导阀前腔的液压力、稳态液动力以及压力控制容腔 A 和 B 的液压力，其受力平衡方程为

$$p_3 A_3 = p_4 A_4 + m_2 y p_3 - p_5 A_5 \tag{3}$$

其中 $$m_2 = C_{d2}\pi d_2 \sin(2\theta)$$

式中 p_3——先导阀前腔压力

A_3——先导阀前腔有效作用面积

p_4——先导阀压力控制容腔 A 的压力

A_4——先导阀压力控制容腔 A 的有效作用面积

p_5——先导阀压力控制容腔 B 的压力

A_5——先导阀压力控制容腔 B 的有效作用面积

d_2——先导阀阀座孔直径

y——先导阀阀口开度

θ——先导阀阀芯半锥角

C_{d2}——先导阀阀口流量系数

（4）先导阀阀口压力流量方程

$$q_2 = n_2 y \sqrt{p_3} \tag{4}$$

其中 $$n_2 = C_{d2}\pi d_2 \sin\theta \sqrt{\frac{2}{\rho}}$$

式中 q_2——流经先导阀阀口的流量

（5）流经固定阻尼孔 R1 的流量方程

根据液体流动的连续性，在不计主阀芯径向泄漏损失的情况下，从溢流阀结构上可以看出，流经先导阀的流量由两部分组成，一部分流经液阻 R1，另一部分流经 R2，液阻 R1 为薄刃型非线性液阻，其压力-流量特性为

$$q_{R1} = c_1 \sqrt{p_1 - p_3} \tag{5}$$

其中 $$c_1 = C_{dR1} A_{R1} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$$

式中 q_{R1}——流经阻尼孔 R1 的流量

A_{R1}——阻尼孔 R1 的过流面积

C_{dR1}——阻尼孔 R1 的流量系数

同样，对于液阻 R2 和 R3，结构上设计成薄刃型，其流量方程为

$$q_{R2} = c_2 \sqrt{p_2 - p_3} \tag{6}$$

$$q_{R3} = c_3 \sqrt{p_1 - p_6} \tag{7}$$

$$q_2 = q_{R1} + q_{R2} \tag{8}$$

其中 $$c_2 = C_{dR2} A_{R2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad c_3 = C_{dR3} A_{R3} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$$

式中 q_{R2}——流经阻尼孔 R2 的流量

A_{R2}——阻尼孔 R2 的过流面积

q_{R3}——流经阻尼孔 R3 的流量

A_{R3}——阻尼孔 R3 的过流面积

p_6——电磁阀弹簧腔油液的压力

C_{dR2}——阻尼孔 R2 的流量系数

C_{dR3}——阻尼孔 R3 的流量系数

而对于主阀芯上的阻尼孔 R4，其结构为细长孔型的液阻，与薄刃型的液阻不一样，薄刃型液阻压力损失主要是局部压力损失，而细长孔型液阻主要是沿程压力损失，主要由油液粘性摩擦引起，一般来说，细长孔液阻内油液的流通状态是层流，其压力流量方程和静态液阻为

$$q_{R4} = c_4 (p_1 - p_2) \tag{9}$$

$$q_1 = q_{R1} + q_v + q_{R2} + q_{R3} \tag{10}$$

其中 $$c_4 = \frac{\pi d_{R4}^4}{128\mu L}$$

式中 q_{R4}——流经阻尼孔 R4 的流量

L——细长孔 R4 的通流长度

μ——油液动力粘度

d_{R4}——细长孔 R4 的通流直径

（6）电液换向阀阀芯受力平衡分析

电液换向阀芯所受的力主要有电磁力、惯性力、液动力、液压力、弹簧力和摩擦力，由于摩擦力与惯性力相比于电磁力太小，可忽略不计，电液换向阀阀芯受力平衡为

$$F_e = p_6 A_6 + F_k \tag{11}$$

式中 F_e——电磁铁的电磁力

F_k——电液换向阀的弹簧力

A_6——电液换向阀右腔作用面积

当电液比例溢流阀工作在稳定状态时，不考虑电液换向阀的压力和流量损失，以上方程组为非线性方程，为确定 Δq_1 和 Δp_1 的函数关系，必须将以上的方程组线性化，然后设定 $q_1 = q_{10}$、$p_1 = p_{10}$，具体分析如下

$$(A_1 - m_1 x_0)\Delta p_1 = \Delta p_2 A_2 + (k_z + m_1 p_{10})\Delta x \tag{12}$$

$$\Delta q_v = n_1 \sqrt{p_{10}}\Delta x + \frac{0.5 n_1 x_0}{\sqrt{p_{10}}}\Delta p_1 \tag{13}$$

同样对其他方程线性化处理，设 $p_2 = p_{20}$，$p_3 = p_{30}$，$p_6 = p_{60}$，可得

$$\Delta p_3 A_3 = \Delta p_4 A_4 + m_2 y_0 \Delta p_3 + m_2 p_{30} \Delta y - \Delta p_5 A_5 \tag{14}$$

$$\Delta q_2 = n_2 \sqrt{p_{30}} \Delta y + \frac{0.5 n_2 y_0}{\sqrt{p_{30}}} \Delta p_3 \tag{15}$$

$$\Delta q_{R1} = \frac{0.5 c_1}{\sqrt{p_{10} - p_{30}}} (\Delta p_1 - \Delta p_3) \tag{16}$$

$$\Delta q_{R2} = \frac{0.5 c_2}{\sqrt{p_{20} - p_{30}}} (\Delta p_2 - \Delta p_3) \tag{17}$$

$$\Delta q_{R3} = \frac{0.5 c_3}{\sqrt{p_{10} - p_{60}}} (\Delta p_1 - \Delta p_6) \tag{18}$$

$$\Delta q_{R4} = c_4 (\Delta p_1 - \Delta p_2) \tag{19}$$

由于不考虑电液换向阀的压力流量损失，所以当电液比例溢流阀处于稳态工作点时，有 $\Delta p_5 = \Delta p_1$、$\Delta p_4 = 0$，$y_0 = 0$，稳态时，进入电液换向阀弹簧腔的油液除了少量的泄漏外，压力与流量几乎不变，所以 Δq_{R3} 可以忽略不计，根据式(14)，可以得到

$$\Delta y = \frac{\Delta p_3 A_3 + \Delta p_1 A_5}{m_2 p_{30}} \tag{20}$$

将式(20)代入式(15)中可得

$$\Delta q_2 = \frac{A_3 + 0.5 m_2 n_2 y_0}{m_2 \sqrt{p_{30}}} \Delta p_3 + \frac{A_5}{m_2 \sqrt{p_{30}}} \Delta p_1 \tag{21}$$

电液比例溢流阀在稳态工作时，$\Delta q_{R2} = \Delta q_{R4}$，联立式(17)和式(19)可得到

$$\Delta p_2 = s_1 \Delta p_1 + s_2 \Delta p_3 \tag{22}$$

其中

$$s_1 = \frac{c_4 \sqrt{p_{20} - p_{30}}}{0.5 c_2} \tag{23}$$

$$s_2 = 1 - \frac{c_4 \sqrt{p_{20} - p_{30}}}{0.5 c_2} \tag{24}$$

联立方程(12)、(13)、(22)，消除中间变量 Δp_2 和 Δx 可得

$$\Delta q_v = s_3 \Delta p_1 + s_4 \Delta p_3 \tag{25}$$

其中

$$s_3 = \frac{n_1 \sqrt{p_{10}} (A_1 - m_1 x_0) - n_1 A_2 \sqrt{p_{10}}}{k_z + m_1 p_{10}} s_1 \tag{26}$$

$$s_4 = \frac{\sqrt{p_{10}} n_1 A_2}{k_z + m_1 p_{10}} s_2 \tag{27}$$

在稳态时，主阀口开启，溢流阀处于溢流状态，此时 Δq_{R1} 远大于 Δq_{R2}，Δq_2 近似于 Δq_{R1}，联立式(21)和式(16)可得

$$\Delta p_3 = s_5 \Delta p_1 \tag{28}$$

其中

$$s_5 = \frac{\dfrac{0.5 c_1}{\sqrt{p_{10} - p_{30}}} - \dfrac{A_5}{m_2 \sqrt{p_{30}}}}{\dfrac{A_3 + 0.5 m_2 n_2 y_0}{m_2 \sqrt{p_{30}}} - \dfrac{0.5 c_1}{\sqrt{p_{10} - p_{30}}}} \tag{29}$$

根据稳态时的流量方程，不考虑电液换向阀的损失，$\Delta q_1 = \Delta q_{R1} + \Delta q_v + \Delta q_{R4}$，$\Delta q_2 = \Delta q_{R1} + \Delta q_{R4}$，而稳态时 $\Delta q_{R2} = \Delta q_{R4}$，所以 $\Delta q_1 = \Delta q_2 + \Delta q_v$，联立方程(21)、(25)、(28)可得

$$\Delta q_1 = \left(s_3 + \frac{A_5}{m_2 \sqrt{p_{30}}} \right) \Delta p_1 + \left(s_4 + \frac{A_3 + 0.5 m_2 n_2 y_0}{m_2 \sqrt{p_{30}}} \right) \Delta p_3 \tag{30}$$

$$\Delta q_1 = \left(s_3 + \frac{A_5}{m_2 \sqrt{p_{30}}} + s_4 s_5 + \frac{A_3 + 0.5 m_2 n_2 y_0}{m_2 \sqrt{p_{30}}} s_5 \right) \Delta p_1 \tag{31}$$

$$\Delta p_1 = e \Delta q_1 \tag{32}$$

所以

$$e = \left(s_3 + \frac{A_5}{m_2 \sqrt{p_{30}}} + s_4 s_5 + \frac{A_3 + 0.5 m_2 n_2 y_0}{m_2 \sqrt{p_{30}}} s_5 \right)^{-1} \tag{33}$$

从式(32)、(33)看出，e 决定了电液比例溢流阀的流量压力特性，是评判溢流阀调压偏差的关键系数，为减小电液比例溢流阀的调压偏差，需使 e 足够小，当 e 为零时，理论上是可以实现该电液比例溢流阀调压偏差为零的设计目标。

2.2 仿真模型

根据上述先导腔动压反馈溢流阀结构及工作原理，运用 AMESim 软件对其进行仿真建模，模型如图 3 所示。其中电液换向阀部分对中弹簧的作用是在电磁铁不通电的情况下使得电液换向阀的阀芯处于中位；主阀沿用传统先导式溢流阀的结构，在主阀芯上增加一个阻尼孔；先导阀的阀芯为活塞式结构。负载系统由液压缸带动外负载提供，以便研究该溢流阀的动态特性。仿真中液压缸设定 1 000 N 的外负载，泵源输入流量为 200 L/min。

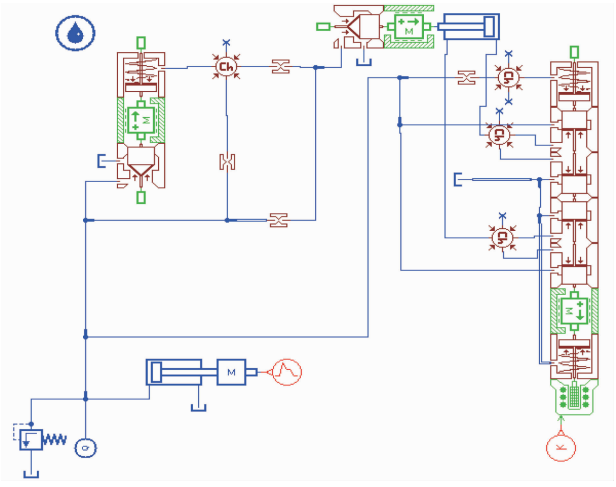

图 3 电液溢流阀 AMESim 仿真模型

Fig. 3 AMESim model of relief valve

结合上节数学模型分析，溢流阀性能主要受阻尼孔 R1、R2、R3、R4、先导腔面积、主阀芯、先导阀芯半锥角和阀芯直径等影响。实现该电液比例溢流阀调压偏差最低化为设计目标，通过仿真分析确定本

文电液溢流阀优化后的结构参数如表 1 所示。

表 1　电液溢流阀结构优化参数

Tab. 1　Configurable parameters of relief valve

参数	数值
活塞式先导阀阀芯质量/kg	0.08
阻尼孔 R1 直径/mm	1.15
阻尼孔 R2 直径/mm	3
阻尼孔 R3 直径/mm	1.5
阻尼孔 R4 直径/mm	1
先导阀压力控制腔 A 容积/cm^3	6.5
先导阀压力控制腔 B 容积/cm^3	6.5
主阀芯半锥角/(°)	46
主阀进油口直径/mm	24
主阀芯直径/mm	40
主阀弹簧刚度/(N·mm^{-1})	1.5
活塞式先导阀阀芯半锥角/(°)	12
先导阀阀座进油口直径/mm	9
活塞式先导阀阀芯直径/mm	16

3　实验与结果分析

3.1　实验方法

溢流阀设计平台主要由液压系统部分和计算机辅助测试部分组成。液压测试原理图如图 4 所示，在被测溢流阀的进油口处安装 1 个压力传感器和 1 个流量传感器。实验按照国家标准的压力控制阀实验方法要求进行，溢流阀作为系统的安全阀，最高溢流压力大于被测阀的溢流压力，同样变量泵的流量也需大于被测阀的工作流量，单向阀是防止系统油液经变量泵倒流回油箱，而且能防止系统的压力冲击影响变量泵的正常工作，通过调节节流阀的通流面积改变流经被测阀的流量，测实被测阀的负载特性，压力传感器和流量传感器通过数据采集卡，将数据传输到计算机，进行分析处理，实物图如图 5 所示。

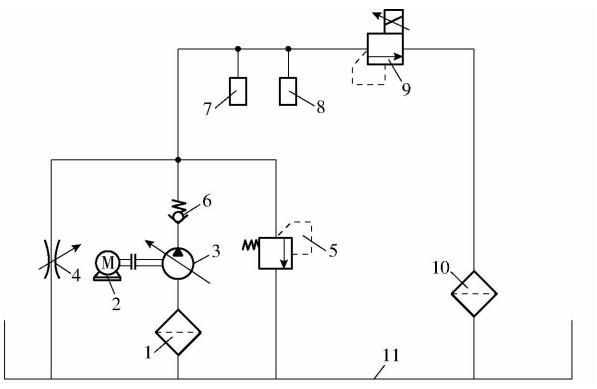

图 4　电液比例溢流阀实验液压原理图

Fig. 4　Hydraulic principle diagram for testing relief valve

1. 吸油过滤器　2. 电机　3. 变量泵　4. 节流阀　5. 安全阀　6. 单向阀　7. 压力传感器　8. 流量传感器　9. 被测新型溢流阀　10. 回油过滤器　11. 油箱

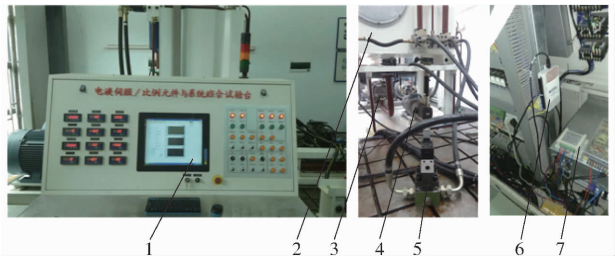

图 5　比例溢流阀实验平台

Fig. 5　Experiment platform for testing relief valve

1. 控制面板　2. 油箱　3. 电机　4. 泵源　5. 被试阀　6. 采集卡　7. 比例放大器

计算机辅助测实系统的硬件部分主要包括美国 NI 公司 USB6218 型采集卡、KRACHT 公司的 VC12 型流量传感器和力士乐 HM20－1X 型压力传感器及二次仪表等。

静态特性实验：开启变量泵待工作稳定后，给定电液比例放大器一组电信号，分别为最大流量的 30%、50%、75%，通过缓慢改变节流阀的通流面积，使得通过被测溢流阀的流量实现从最大到最小，再从最小到最大的改变，测得实验过程阀的压力-流量特性。

动态特性实验：调至被测阀的压力为其 50% 额定压力，再快速调节节流阀阀口大小，使得被测溢流阀流量能在 10% ~100% 的额定流量之间变化，得到其流量阶跃特性。

3.2　静态特性分析

当阻尼孔 $d_{R1}=1.15$ mm，$d_{R2}=3$ mm 时，电液比例溢流阀的调压偏差为 0.32 MPa。由于阻尼孔 R1 和 R2 是集中设计在先导阀座中，实验时，根据这组参数进行操作，调节电磁铁的控制电流，控制溢流阀的压力分别为 10.5、17.5、26.25 MPa，静态特性曲线与仿真曲线对比如图 6 所示。

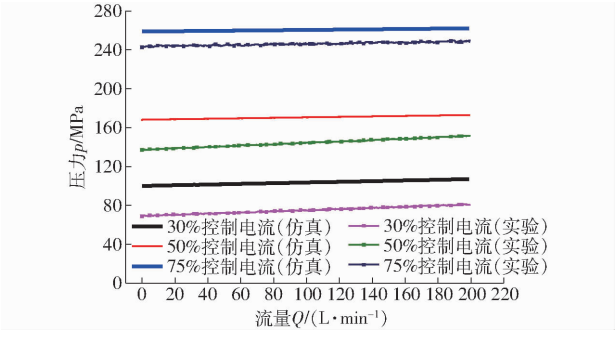

图 6　不同控制电流下溢流阀的静态特性曲线

Fig. 6　Static characteristics under different control currents

从图 6 可知，实验结果与仿真曲线变化趋势相同，调压偏差随着调节压力的减小而增大，但实验数据会明显比理论值偏小，并且溢流过程中伴随着小

振幅的振荡,原因有:①在仿真中没有考虑电液比例溢流阀的内泄漏。②测实系统中会产生一定的干扰,如流量脉动、振动、油液压缩量等。③先导阀压力控制腔 A、B 的密封性,活塞式先导阀芯的摩擦力以及阻尼系数的选取等,使得仿真结果与实验结果有一定的偏差。

随着调定压力的减小,电液比例溢流阀的调压偏差增大。实验数据与仿真数据基本一致,证明了本文所设计的电液比例溢流阀的正确性,当控制电信号为 30% 时,调压偏差达到了 1.2 MPa,由于先导阀采用液压刚度,理论上刚度远比同尺寸的弹簧大,所以在高压时,该阀的稳态性能会比较好,在 75% 的控制电信号下,其调压偏差仅为 0.53 MPa,3 组负载特性实验结果如表 2 所示。

3.3 动态特性分析

图 7 为流量阶跃下测得的电液比例溢流阀的动态特性,图 8 是在电信号阶跃下测得的动态特性。

表 2 负载特性实验结果

Tab.2 Test data of load characteristics

参数	数值		
电信号/%	30	50	75
理论值/MPa	10.50	17.50	26.25
实验值/MPa	8.05	15.14	24.80
实验调压偏差/MPa	1.20	1.10	0.53
仿真调压偏差/MPa	1.10	0.50	0.32

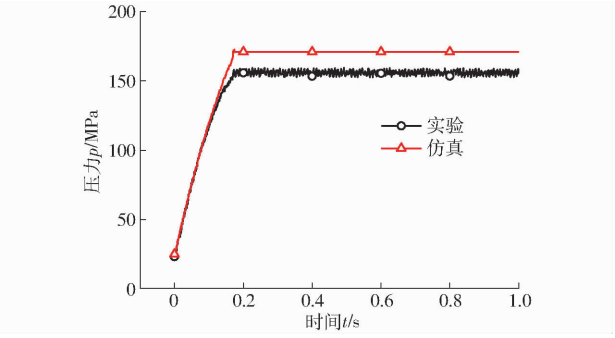

图 7 流量阶跃下溢流阀动态特性

Fig. 7 Dynamic characteristics under flow step

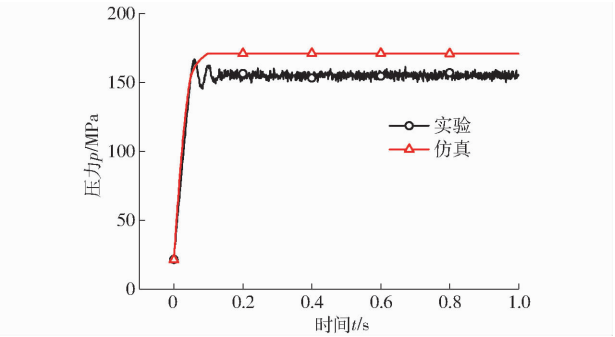

图 8 电信号阶跃下溢流阀动态特性

Fig. 8 Dynamic characteristics under electrical signal step

流量阶跃和电信号阶跃性能指标如表 3 所示。在上升阶段,阀口压力没有发生波动,因为上升阶段的油液的压力低于溢流阀的调定压力,在电磁力的作用下,换向阀阀芯右移,使得先导阀处于闭合状态,前期压力小,先导阀阀芯不产生振动。当压力达到溢流压力时,流量或者电信号的瞬间变化,都会导致先导阀阀芯的振动。当流量瞬间变大时,由于主阀上腔的液阻比较小,先导阀前腔的压力增大,会在小范围内推动先导阀芯向右运动,此时先导阀前腔压力与先导阀两个压力控制腔的压力处于动态平衡中,主阀口压力会产生波动,当流量瞬时降低时,前腔的压力也随之减小,先导阀的阀芯在压力控制腔 A 的作用下向左运动,达到动态平衡;同样,电信号的阶跃变化会导致主阀口压力的波动,而且阀芯的振动比较明显,当电信号瞬时达到 50% 时,随着调节压力的上升,电磁铁带动换向阀阀芯的运动,使先导阀阀芯向左运动,处于闭合的趋势,此时在先导阀前腔的压力也随之增大,达到动态平衡的时候,在系统的干扰下,就会产生小幅度的振动。

表 3 流量阶跃和电信号阶跃性能指标

Tab.3 Performance of flow and electrical signal step

参数	流量阶跃		电信号阶跃	
	仿真	实验	仿真	实验
上升时间/s	0.17	0.18	0.10	0.06
调整时间/s	0.06	0.07	0	0.12
超调量/%	0.94	2.58	0.058	7.550

4 应用

以 ZL50G 型装载机作为应用对象,将设计的先导腔动压反馈电液比例溢流阀代替原有的动臂油路上的溢流阀和作为背压的电磁溢流阀,对其整体进行仿真,模型如图 9 所示。

图 9 所示的装载机液压系统中,转向系统部分为第 1 负载,即优先负载,当装载机转向时,油泵的油液会优先给转向阀供油,换向阀控制转向缸的左右摆动,通过梭阀比较转向缸的负载压力和工作装置的压力,并将转向缸的压力信号传送到优先阀,实现系统的转向优先。装载机工作装置的液压系统为第 2 负载。工作装置液压系统主要包括动臂回路和铲斗回路两部分,工作时由动臂油缸推动动臂将铲斗插入物料内,然后转斗油缸推动铲斗向上翻转,使得物料不脱落,当物料提升到一定的高度后,工作装置处于保压状态,然后将物料运输到指定地点,卸料,再回到物料处重装。图 9 中 data1 和 data2 两个数据分别是装载机空载时动臂油缸和转斗油缸负载

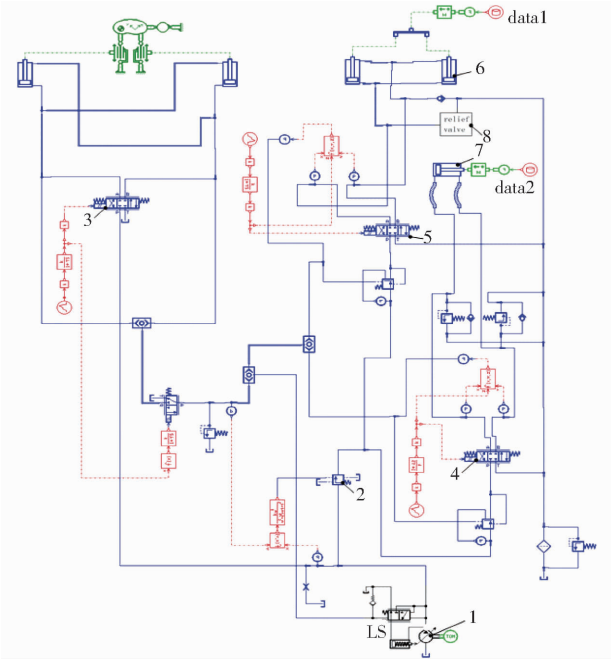

图 9　装载机液压系统仿真模型

Fig. 9　AMESim model of hydraulic system of loader

1. 负载敏感变量泵　2. 优先阀　3. 转向油路换向阀　4. 铲斗油路换向阀　5. 动臂回路换向阀　6. 动臂油缸　7. 转斗油缸　8. 先导腔动压反馈电液比例溢流阀

的实验数据，将数据导入 AMESim 模型中仿真一个工作循环(30 s)。

从图 10、11 可知，装置工作时，电液比例溢流阀存在约 0.7 MPa 的背压，改善了系统稳定性。原系统使用的普通溢流阀作为动臂回路上的压力控制阀，并在回油路增加一个电磁溢流阀作为背压阀，虽然也能改善工作装置液压系统的性能，但这种方案的溢流阀进口波动比较大，容易产生啸叫现象。从图 12 可看出，在装载机卸料时，电液比例溢流阀的密封性和保压性能优于原系统的溢流阀，原系统的动臂会随着铲斗油缸的工作而产生一定的泄漏，溢流阀进油口波动较大，使得动臂油缸的保压性能变差，向内收缩，导致铲斗稍微向下运动。结合图 13，同样铲斗的卸料会引起电液比例溢流阀进油口压力的波动，由于溢流阀先导阀不是由弹簧来调节压力，

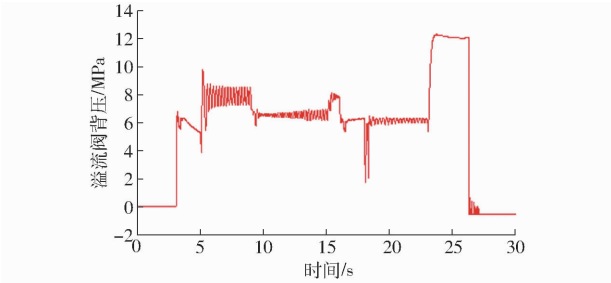

图 10　溢流阀背压曲线

Fig. 10　Back pressure of relief valve

所以压力的波动变小，约为 2 MPa，而原溢流阀的压力波动达到 6.9 MPa，大大降低了溢流阀的主阀芯和先导阀芯运动激烈程度，从而改善了阀芯阀座间的密封性，并提高了寿命。

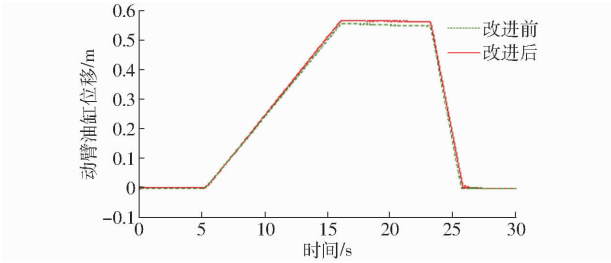

图 11　改进前后动臂油缸位移对比

Fig. 11　Displacement contrast of arm cylinder

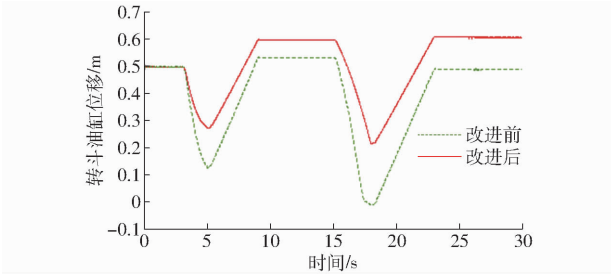

图 12　改进前后转斗油缸位移对比

Fig. 12　Displacement contrast of turning cylinder

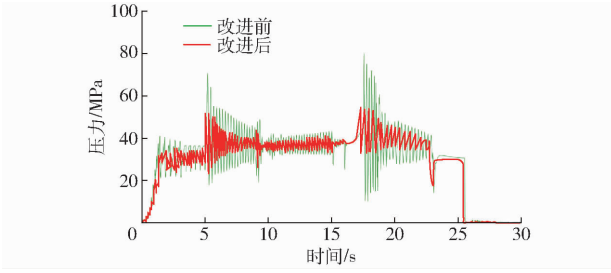

图 13　改进前后溢流阀进口压力波动仿真对比

Fig. 13　Inlet pressure fluctuation contrast of relief valve

5　结束语

所设计的先导腔动压反馈电液比例溢流阀，先导阀采用液压刚度方式及活塞式结构，结合了 π 桥液阻网络和直接检测式比例溢流阀的结构特点。该设计可以提高溢流阀的响应速度，并能延长溢流阀的使用寿命。通过理论分析、仿真、实验可知，当阻尼孔 $d_{R1}=1.15$ mm、$d_{R2}=3$ mm 时，低压场合调压偏差为 1.1 MPa，其性能与普通比例溢流阀相当，但随着调节压力的提升，调压偏差逐渐减小，当溢流压力达 26.25 MPa 时，调压偏差为 0.53 MPa，超调量为 2.58%，阀口压力波动小，工作平稳。在装载机仿真系统卸料工况时，阀的保压性能好，而且动臂抖动小，溢流阀阀口压力波动小，比原系统减小了 4.9 MPa，提高了系统元件的使用寿命。

参 考 文 献

[1] BAGHESTAN K, REZAEI S M, TALEBI H A, et al. An energy-saving nonlinear position control strategy for electro-hydraulic servo systems[J]. ISA Transactions, 2015,59:268 – 279.

[2] BAZSÓ C, HÖS C J. An experimental study on the stability of a direct spring loaded poppet relief valve[J]. Journal of Fluids and Structures, 2013,42:456 – 465.

[3] 彭太江,杨志刚,阚君武,等. 电-气比例/伺服技术现状及其发展[J]. 农业机械学报, 2005,36(6):126 – 130.
PENG Taijiang, YANG Zhigang, KAN Junwu, et al. Status and development of electric-pneumatic proportion/servo technology [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2005,36(6):126 – 130. (in Chinese)

[4] MAITI R, SAHA R, WATTON J. The static and dynamic characteristics of a pressure relief valve with a proportional solenoid-controlled pilot stage[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2002, 216(2):143 – 156.

[5] CSABA H, CHAMPNEYS A R. Grazing bifurcations and chatter in a pressure relief valve model[J]. Physica D: Nonlinear Phenomena, 2012, 241(22):2068 – 2076.

[6] RADPUKDEE T, JIRAWATTANA P. Uncertainty learning and compensation: an application to pressure tracking of an electro-hydraulic proportional relief valve[J]. Control Engineering Practice,2008,17(2):291 – 301.

[7] 杨旭,李淑智,冯永保,等. 溢流阀阀体结构优化中均匀设计实验法的应用[J]. 机床与液压,2019,47(3):104 – 109.
YANG Xu, LI Shuzhi, FENG Yongbao, et al. Application of uniform design test method in valve structure optimization of relief valve[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2019,47(3):104 – 109. (in Chinese)

[8] MOHAMAD B, ALI T, KEIVAN B, et al. An energy-saving robust motion control of redundant electro-hydraulic servo systems [C]// International Conference on Robotics and Mechatronics, 2016.

[9] WONG P K, TAM L M, LI K. Modeling and simulation of a dual-mode electrohydraulic fully variable valve train for four-stroke engines[J]. International Journal of Automotive Technology, 2008, 9(5):509 – 521.

[10] 王志勇,汤涛林,徐志强,等. 渔船拖网绞车张力自动控制系统设计及实验[J]. 农业工程学报,2017,33(1): 90 – 94.
WANG Zhiyong, TANG Taolin, XU Zhiqiang,et al. Design and experiment of automatic tension control system for trawl winch on fishing boat[J]. Transactions of the CSAE, 2017,33(1): 90 – 94. (in Chinese)

[11] CHEN C P, CHIANG M H. Development of proportional pressure control valve for hydraulic braking actuator of automobile ABS [J]. Applied Sciences-Basel, 2018, 8(4):1 – 17.

[12] 李忠继,戴焕云,田合强. 比例溢流阀式半主动悬挂系统仿真研究[J]. 中国铁道科学,2012,33(3): 67 – 73.
LI Zhongji, DAI Huanyun, TIAN Heqiang. Simulation study on the semi-active suspension system with proportional relief valve [J]. China Railway Science, 2012,33(3): 67 – 73. (in Chinese)

[13] ZHANG C, ZHAO S H, GUO G, et al. Modeling and simulation of emulsion pump station pressure control system based on electro-hydraulic proportional relief valve[J]. Applied Mechanics and Materials, 2012, 190 – 191:860 – 864.

[14] 邓剑,潘尚峰. 基于模糊 PID 自适应控制的动力卡盘动态扭矩加载研究[J]. 机床与液压,2019,47(3): 64 – 67.
DENG Jian,PAN Shangfeng. Research on dynamic torque loading hydraulically on power chuck based on fuzzy PID adaptive control[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2019,47(3): 64 – 67. (in Chinese)

[15] 瞿道海,周云山,罗威,等. 配合间隙对溢流阀稳态液动力的影响[J]. 中国机械工程, 2018,29(8): 893 – 899.
QU Daohai, ZHOU Yunshan, LUO Wei, et al. Influences of fit clearances on steady-state fluid forces of relief valves[J]. China Mechanical Engineering, 2018,29(8): 893 – 899. (in Chinese)

[16] LIN T, CHEN Q, REN H, et al. Computational fluid dynamics and experimental analysis of the influence of the energy recovery unit on the proportional relief valve[J]. Mechanical Engineering Science, 2018, 232(4):697 – 705.

[17] 刘春生,刘元林. 阀口动压反馈低压溢流阀的研究[J]. 机床与液压,2006,34(11): 96 – 98.
LIU Chunsheng, LIU Yuanlin. The analysis and research of valve port dynamic pressure feed-back low-pressure spillway valve [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2006,34(11): 96 – 98. (in Chinese)

[18] FENG B, GONG G F, YANG H Y. Pressure control of a large-scale hydraulic power unit using π bridge network[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2011,24(3):386 – 391.

[19] 张强,魏建华,时文卓. 采用软溢流模糊 PID 控制器的液压垫压边力控制[J]. 浙江大学学报(工学版), 2017, 51(6): 1143 – 1152.
ZHANG Qiang, WEI Jianhua, SHI Wenzhuo. Blank holder force control of hydraulic cushion with soft relief fuzzy PID controller[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science),2017, 51(6): 1143 – 1152. (in Chinese)

[20] LEI J, TAO J, LIU C, et al. Flow model and dynamic characteristics of a direct spring loaded poppet relief valve[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2018, 232(9): 1657 – 1664.

[21] JANG S C, KANG J H. Orifice design of a pilot-operated pressure relief valve[J]. Journal of Pressure Vessel Technology-Transactions of the ASME,2017, 139(3):031601.

[22] WANG N, YOU S J, WANG Y R, et al. Hydraulic resistance identification and optimal pressure control of district heating network[J]. Energy & Buildings, 2018,170: 83 – 94.

[23] DAI K Y, XIE F W, GAO Q S, et al. Theoretical and experimental research on the pressure response characteristics of cartridge electromagnetic relief valve[J]. International Journal of Structural Integrity, 2018, 9(1):65 – 75.