

# Performance Analysis of a Two-Stage Relief Valve for a Rotary Motor Using AMESim Simulation

Ying Huang

School of Mechanical Engineering, Tianjin Light Industry Vocational and Technical College, Tianjin, 300350, China

## Abstract

The two-stage relief valve for the swing motor of excavators is designed to decrease the pressure impact caused by swing inertia. Due to uncertainties regarding key factors during the valve production, it fails to achieve the desired performance in applications. This article provides a detailed analysis of the valve's internal structure and parameters through mathematical modelling and the application of AMESim software, identifying the key factors influencing the valve characteristics. The research findings indicate that by controlling the clearances of leakage passages 1, 2, and 3, as well as the dimensions of damping holes a, b, and c, the start-up time and impact effect during vehicle testing are satisfactory, and the valve stability and response speed are optimal, offering valuable reference points for the design and manufacture of similar relief valves.

## Keywords

excavator swing motor, The two-stage relief valve

# 基于 AMESim 仿真的回转马达用二级溢流阀性能研究

黄颖

天津轻工职业技术学院机械工程学院, 中国 · 天津 300350

## 摘要

挖掘机用回转马达二级溢流阀是为了解决回转惯性造成的压力冲击问题而设计的, 由于在实际阀制造过程中不清楚关键因素, 造成阀在应用中无法达到期望的效果。本文通过数学建模并运用 AMESim 软件, 对阀的内部结构和参数做了详细分析, 找到了影响阀特性的关键因素。研究表明: 通过控制泄漏通道 1、2 和 3 的间隙, 阻尼孔 a、b 和 c 的尺寸, 在整车调试时得到了满意的启动时间和冲击效果, 阀稳定性和响应速度也较理想, 对类似的溢流阀的设计和制造有一定的参考价值。

## 关键词

挖掘机回转马达, 二级溢流阀

## 1 引言

挖掘机在回转操作时由于上车结构惯性作用, 想停止回转时不能立即停止, 必须要经历一段液压减速制动过程, 这个过程是通过一系列的插装阀的阀控功能实现的。当阀控功能出现异常时, 挖掘机回转制动过程中就会出现各种令机手感觉不适的情况。如果提供液压制动的溢流阀设定压力太高会造成回转到位停止时冲击过大, 整车出现剧烈抖动现象; 如果压力设定太低, 则回转时间过长无法准确复位。周良峰等人<sup>[1]</sup>通过实际测试分析了回转马达溢流阀导致的故障现象, 李智<sup>[2]</sup>提到了回转马达运动过程中溢流阀控制原理的缺陷, 刘洪涛<sup>[3]</sup>等人分析了回转溢流阀故障导致回转溜车现象, 王渠<sup>[4]</sup>分析了溢流阀设定压力过低造成的回转速度缓慢的现象, 吴香君<sup>[5]</sup>分析了溢流阀对挖掘机回转抖

动的影响。

通过使用回转马达二级溢流阀可有效解决部分问题, 对类似的二级溢流阀, 陈炳兴<sup>[6]</sup>等人通过对装载机二级溢流阀的性能分析, 胡赞<sup>[7]</sup>等人通过对多路阀用二级溢流阀的研究分析, 均得到了影响阀动态特性的主要因素。郭志敏<sup>[8]</sup>对回转马达二级溢流阀做了 AMESim 初步分析, 对二级溢流阀的 AMESim 仿真分析提供了一定的借鉴作用。如图 1 是一种典型的二级溢流阀结构, 通过第一级低压溢流的液压制动能力先减缓上车的转速, 降低上车的转动扭矩, 再利用第二级高压溢流来增大反向扭矩, 让上车能快速停止下来。图 2 是一台性能良好的二级溢流阀在阀性能测试台测试得到的实际阀出口压力流量达标曲线, 从曲线中可以看到典型的二级溢流阀的压力曲线有明显的阶梯状压力变化情况。

【作者简介】黄颖 (1979-), 女, 中国天津人, 硕士, 副教授, 从事机械设计与制造研究。

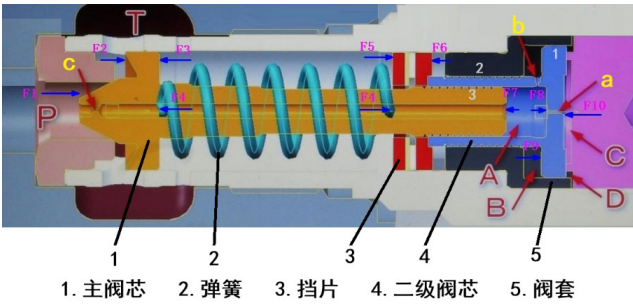


图 1 二级溢流阀结构图

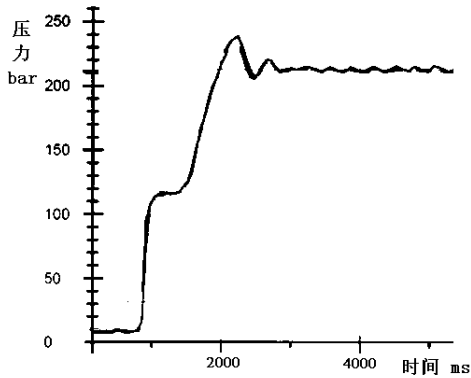


图 2 出口溢流压力测试曲线图

但在实际批量生产测试中发现，许多阀的性能曲线并不能符合达标曲线，为了找到影响性能曲线的关键因素，有必要从理论层面和元件层级进一步分析二级溢流阀。

如图 1 所示，当高压油进入 P 口空腔中，瞬间压力没有达到一级溢流压力时，油液会通过阻尼孔 c 进入 A 腔，阻尼孔 b 进入 B 腔，阻尼孔 a 进入 C 腔。与此同时，B 腔的油液会通过泄漏通道 1 渗漏进 D 腔，也会通过泄漏通道 2 向 T 口泄漏，A 腔的油液会通过泄漏通道 3 向 T 口泄漏，A 腔与 C 腔压力达到平衡。

主阀芯左端面积大于右端面积，P 口压力作用在这个面积差上会产生向右的推力，当推力大于弹簧的初始安装高度决定的弹簧力时，主阀口开启开始溢流，就产生了一级溢流压力。

此刻，虽然二级阀芯右端 D 腔和 C 腔总受力面积大于左端 B 腔和 A 腔的受力面积，但由于油液是渗漏进 D 腔的，需要时间让 D 腔压力升高，所以二级阀芯初始阶段不能运动。待 D 腔压力升高到某值后，二级阀芯在压力作用下开始启动，D 腔和 C 腔贯通，在压力作用下二级阀芯朝左端继续运动，继而推动挡片进一步压缩弹簧，从而使阀口压力升高。当二级阀芯到达行程终点时，达到二级溢流压力，压力值由最终弹簧压缩量决定。在二级阀芯向左运动期间，C 腔需要通过阻尼孔 a 进一步补油，阻尼孔 a 越小，C 腔压力达标的时间就越长。B 腔需要通过阻尼孔 b 向外排油，孔越小排油越困难，所以阻尼孔 a 和 b 起到了控制二级阀芯运动速度和

二级溢流压力上升时间的作用，控制挖掘机上车的制动冲击效果。

## 2 二级溢流阀数学模型

为简化计算，忽略静、动和粘性摩擦力的影响，忽略稳态液动力的影响，只考虑关键因素。当 D 腔压力正在建立过程中，只有主阀芯在运动，对这个过程建立力学平衡方程：

$$A_P p_P(t) - A_A p_A(t) - K_S [x_0 + x_1(t)] = m_1 \frac{d^2 x_1(t)}{dt^2} \quad (1)$$

式中： $A_P$ 、 $A_A$ ——主阀芯入口处、A 腔右侧受力面积

$p_P(t)$ 、 $p_A(t)$ ——主阀芯入口处、A 腔压力

$K_S$ ——弹簧刚度

$x_0$ ——弹簧安装预压缩量

$x_1(t)$ ——主阀芯运动位移

$m_1$ ——主阀芯质量

对主阀芯的主阀口和阻尼孔 b、c 处建立流量方程：

$$\begin{cases} Q[x_1(t), p_P(t)] = C_q A(t) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_P(t)} \\ Q_c [p_P(t), p_A(t)] = C_q \frac{\pi}{4} d_c^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_P(t) - p_A(t)]} \\ Q_b [p_A(t), p_B(t)] = C_q \frac{\pi}{4} d_b^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_A(t) - p_B(t)]} \end{cases} \quad (2)$$

式中： $Q(t)$ 、 $Q_b(t)$ 、 $Q_c(t)$ ——主阀口、阻尼孔 b 处、阻尼孔 c 处过流流量

$d_c$ 、 $d_b$ ——阻尼孔 c、阻尼孔 b 直径

$C_q$ ——流量系数

$$A(t) = \pi x_1(t) \sin \alpha \cdot (D - \frac{x_1(t) \sin 2\alpha}{2}) \quad \text{——主阀口锥阀过流面积}^{[10]}$$

其中  $\alpha$  是主阀芯阀口锥度<sup>1</sup>

将流量方程在阀口微小开口工况下 ( $x_1(t) = x_{10}$ ,  $p_P(t) = p_{P0}$ ,  $p_A(t) = p_{A0}$ ,  $p_B(t) = p_{B0}$ ) 处利用泰勒公式将非线性微分方程做线性化处理<sup>[11]</sup>，舍去高阶导做简化：

$$\begin{cases} Q[x_1(t), p_P(t)] \approx K_{Qx1} \cdot x_1(t) + K_{PP} \cdot p_P(t) \\ Q_c [p_P(t), p_A(t)] \approx K_{PCP} \cdot p_P(t) - K_{PCA} \cdot p_A(t) \\ Q_b [p_A(t), p_B(t)] \approx K_{PbA} \cdot p_A(t) - K_{PbB} \cdot p_B(t) \end{cases} \quad (3)$$

式中： $K_{Qx1} = \frac{\partial Q_P}{\partial x_1(t)} \Big|_{(x_{10}, p_{P0})}$ ——流量增益

$$K_{PP} = \frac{\partial Q_P}{\partial p_P(t)} \Big|_{(x_{10}, p_{P0})}, \quad K_{PCP} = \frac{\partial Q_C}{\partial p_P(t)} \Big|_{(p_{P0}, p_{A0})}, \quad K_{PCA} = \frac{\partial Q_C}{\partial p_A(t)} \Big|_{(p_{P0}, p_{A0})}$$

$$K_{PbA} = \frac{\partial Q_b}{\partial p_A(t)} \Big|_{(p_{A0}, p_{B0})}, \quad K_{PbB} = \frac{\partial Q_b}{\partial p_B(t)} \Big|_{(p_{A0}, p_{B0})}$$

——流量压力增益系数

对泄漏通道 1、2、3 做同心环缝隙流压力流量方程，为了简化计算假设壁面静止

$$\begin{cases} Q_1(t) = K_{D1\delta_1}[p_B(t) - p_D(t)] \\ Q_2(t) = K_{D1\delta_2}p_B(t) \\ Q_3(t) = K_{D1\delta_3}p_A(t) \end{cases} \quad (4)$$

式中： $\mu$ ——油液动力粘度

$$K_{D1\delta_1} = \frac{\pi D_1}{12\mu l_1} \delta_1^3, K_{D1\delta_2} = \frac{\pi D_2}{12\mu l_2} \delta_2^3, K_{D1\delta_3} = \frac{\pi D_3}{12\mu l_3} \delta_3^3$$

——通道 1, 2, 3 泄漏系数, 其中： $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ ——泄漏通道 1、2、3 的间隙,  $D_1, D_2, D_3$ ——泄漏通道 1、2、3 的外径,  $l_1, l_2, l_3$ ——泄漏通道 1、2、3 的长度

根据流体连续性方程:

$$\frac{dp}{dt} = \left(\frac{\beta}{V(t)}\right) \left(\sum_{i=1}^m Q_{in} - \sum_{j=1}^n Q_{out}\right) \quad (12)$$

对主阀芯前的封闭容腔、A 腔、B 腔、D 腔的死区做流量连续性方程

$$\begin{cases} Q_p(t) - Q(t) - Q_c(t) = \frac{V_p}{E} \frac{dp_p(t)}{dt} \\ Q_c(t) - Q_b(t) - Q_3(t) - A_A \frac{dx_1(t)}{dt} = \frac{V_A}{E} \frac{dp_A(t)}{dt} \\ Q_b(t) - Q_1(t) - Q_2(t) = \frac{V_B}{E} \frac{dp_B(t)}{dt} \\ Q_1(t) = \frac{V_D}{E} \frac{dp_D(t)}{dt} \end{cases} \quad (5)$$

式中： $Q_p(t)$ ——阀口入口流量

$V_p, V_A, V_B, V_C, V_D$ ——主阀芯前、A 腔、B 腔、C 腔、

D 腔封闭容腔死区体积

$E$ ——油液体积弹性模量

将以上各个方程在零初始条件下做拉氏变换:

$$A_p P_p(s) - A_A P_A(s) - K_s X_1(s) = m_1 s^2 X_1(s)$$

$$\begin{cases} Q(s) \approx K_{Qx1} \cdot X_1(s) + K_{PP} \cdot P_p(s) \\ Q_c(s) \approx K_{PCP} \cdot P_p(s) - K_{PCA} \cdot P_A(s) \\ Q_b(s) \approx K_{PbA} \cdot P_A(s) - K_{PbB} \cdot P_B(s) \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} Q_1(s) = K_{D1\delta_1} \cdot [P_B(s) - P_D(s)] \\ Q_2(s) = K_{D1\delta_2} \cdot P_B(s) \\ Q_3(s) = K_{D1\delta_3} \cdot P_A(s) \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} Q_p(s) - Q(s) - Q_c(s) = \frac{V_p}{E} s P_p(s) \\ Q_c(s) - Q_b(s) - Q_3(s) - A_A s X_1(s) = \frac{V_A}{E} s P_A(s) \\ Q_b(s) - Q_1(s) - Q_2(s) = \frac{V_B}{E} s P_B(s) \\ Q_1(s) = \frac{V_D}{E} s P_D(s) \end{cases} \quad (8)$$

以阀口入口流量  $Q_p(t)$  做为输入信号, 主阀芯入口处溢流压力  $p_p(t)$  做为输出信号, 做出系统方块图。

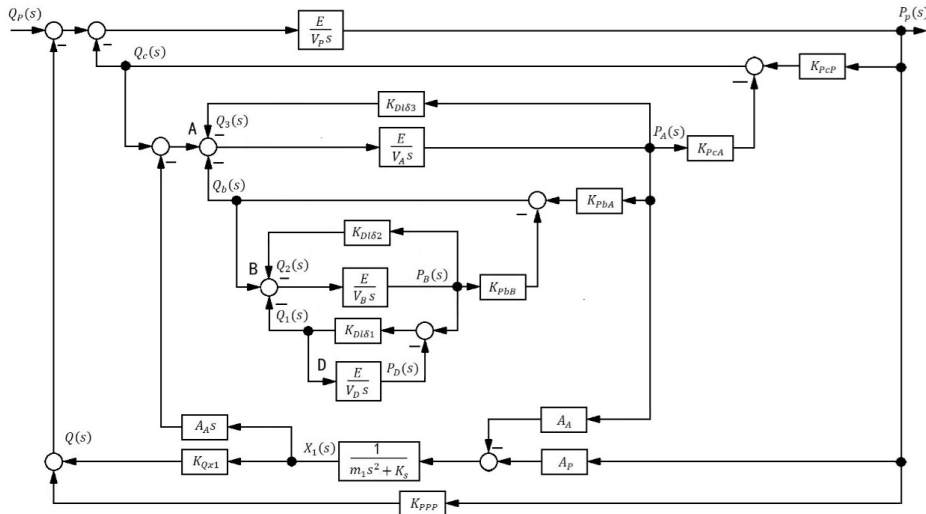


图 3 主阀芯运动系统方块图

通过系统方块图可以看到, 系统是一个复合多环加多扰动的复杂系统。子环前向通道增益  $K_{D1\delta_1}$  直接影响  $Q_1(s)$  响应速度, 继而影响  $P_D(s)$  上升时间, 也就是  $p_D(t)$  的压力升高时间。主反馈通道增益  $K_{PCP}$  和  $K_{PCA}$  直接影响系统稳定性和动态响应。

当 D 腔压力逐渐升压至二级阀芯开始运动的瞬间时, 则还需要对二级阀芯建立力学平衡方程, 对阻尼孔 a 建立流量方程, 对 A 腔、B 腔、C 腔、D 腔的死区做流量连续性方程,

以阀口入口流量  $Q_p(t)$  做为输入信号, 主阀芯入口处溢流压力  $p_p(t)$  做为输出信号, 系统将更加复杂。

### 3 AMESim 仿真分析

为了简化建模分析, 这里采用泵供油来模拟实际工况, 阀的工作趋势是类似的, 实际的阀性能测试台也是这样测试出厂产品的, 根据阀的结构原理建立 AMESim 元件级仿真模型。

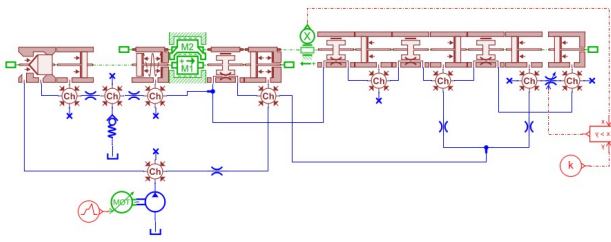


图 4 AMESim 仿真模型

### 3.1 阀口输入流量的影响

仿真输入：从 0Lpm 在 0.2s 内斜坡上升到最大流量，最大流量分别设定为 10, 20, 30, 40, 50Lpm。仿真输出：随着流量增大，二次溢流压力随之增大，符合溢流阀逻辑。

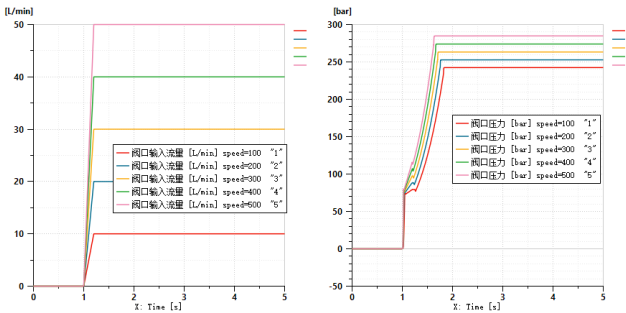


图 5 AMESim 仿真结果 1

### 3.2 泄漏通道 1 间隙对一级溢流压力保持时间长短的影响

仿真输入：在 0.2s 内斜坡上升到最大流量 10Lpm，泄漏通道 1 分别设定为 0.002, 0.004, 0.006, 0.008, 0.01mm。仿真输出：随着泄漏通道 1 间隙的不断缩小，D 腔压力增大需要的时间也越来越长，致使一级溢流压力的保持时间越来越长，当达到 0.002mm 时，D 腔压力无法达到二级溢流压力，溢流压力始终保持在一级溢流压力，无法出现二级溢流压力。所以，泄漏通道 1 的尺寸公差是影响维持一级溢流压力时间长短的关键因素。

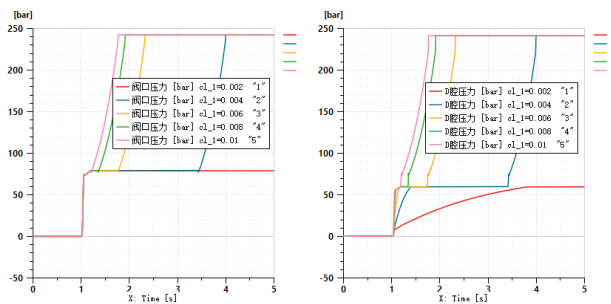


图 6 AMESim 仿真结果 2

### 3.3 泄漏通道 2 和 3 对一级和二级溢流压力保压的影响

仿真输入：在 0.2s 内斜坡上升到最大流量 10Lpm，泄漏通道 2 分别设定为 0.006, 0.014, 0.022, 0.03, 0.038mm。

仿真输出：随着泄漏通道 2 的不断增大，B 腔压力由于泄漏不断降低，导致一级和二级压力都有所下降，泄漏通道 3 也有类似情况，所以，当一级或者二级压力没有达到要求时，不一定是因为弹簧预压缩量造成的，需要去排查阀芯和阀套的配合间隙。

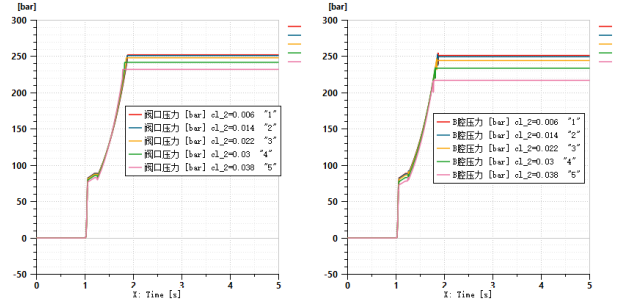


图 7 AMESim 仿真结果 3

### 3.4 阻尼孔 a 对二级溢流压力上升时间的影响

仿真输入：在 0.2s 内斜坡上升到最大流量 10Lpm，阻尼孔 a 分别设定为 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8mm。仿真输出：阻尼孔越小，从一级溢流升到二级溢流的曲线斜率就越缓，升到二级溢流的上升时间就越长。

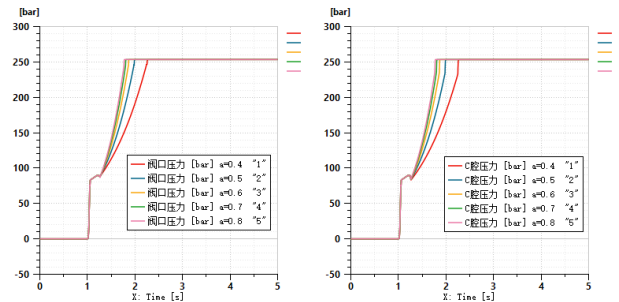


图 8 AMESim 仿真结果 4

### 3.5 阻尼孔 b 对二级溢流压力上升时间的影响

仿真输入：在 0.2s 内斜坡上升到最大流量 10Lpm，阻尼孔 b 分别设定为 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6mm。仿真输出：阻尼孔越小，从一级溢流升到二级溢流的曲线斜率就越缓，升到二级溢流的上升时间就越长。

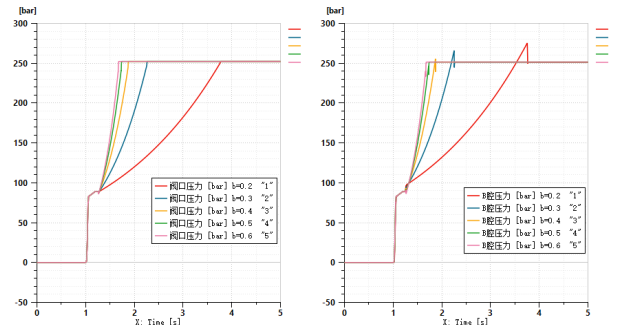


图 9 AMESim 仿真结果 5

### 3.6 阻尼孔 c 对阀稳定性的影响

仿真输入：在 0.2s 内斜坡上升到最大流量 10Lpm，阻尼孔 c 分别设定为 0.2, 0.5, 0.8, 1.1, 1.4mm。仿真输出：从结果可以看到，阻尼孔 c 是阀稳定性的关键影响因素，超过一定限度，主阀芯运动就开始急剧振荡起来。

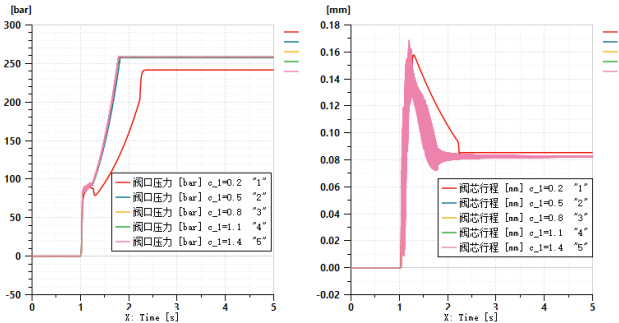


图 10 AMESim 仿真结果 6

## 4 实验验证

按照分析得出的各个关键因素的尺寸控制的指导，批量生产的阀的性能曲线均能符合达标曲线的要求，与研究结果相吻合。

## 5 结论

结果表明，当泄漏通道 1 的间隙为 0.006mm 时，一级溢流压力保持时间可达到近 0.8s，整车调试时的起动时间和冲击效果较满意。泄漏通道 2 和 3 的间隙控制在 0.014mm 以里时，二级溢流压力保压效果明显。阻尼孔 a 控制在 0.6 到 0.7mm 之间，b 控制在 0.4 到 0.5mm 之间时，二级溢流的上升时间和压力冲击较满意。阻尼孔 c 控制在 0.5 到 0.8mm

之间时，阀稳定性和响应速度较理想。

通过此案例可以看到，即便阀的原理结构设计合理，但忽略对阀的关键因素的尺寸控制，或者不清楚某些关键因素对阀性能的影响，依然会得不到理想的结果，只有建立在全面的系统分析基础上才能得到理想实用的产品。

## 参考文献

- [1] 周良峰.一种履带式液压挖掘机回转马达异响的故障分析[J].压气动与密封,2020,40(9):69-71.
- [2] 李智.超大型液压挖掘机回转减速性能提升研究[D].秦皇岛:燕山大学,2024:9-10
- [3] 刘洪涛.挖掘机回转液压系统工作原理及回转“溜车”检修方法[J].工程机械与维修, 2019,26(02):88-89.
- [4] 王渠.液压挖掘机回转故障的分析及排除[J].工程机械与维修, 2012,19(11):136.
- [5] 吴香君.液压挖掘机回转抖动故障的分析与解决[J].建筑机械. 2021 (06): 84-86.
- [6] 陈炳兴.基于AMESim的二级调压直动式溢流阀性能分析[J].压气动与密封,2016,36(10):21-26.
- [7] 胡赞.多路阀用二级调压主溢流阀设计研究[J].煤矿机械,2012, 33(03):5-7.
- [8] 郭志敏.挖掘机回转阀组工作特性仿真分析[J].中国工程机械学报, 2023 ,21 (05): 395-400.
- [9] 盛敬超.《工程流体力学》[M].北京:机械工业出版社,1981: 82-194.
- [10] 林建亚,何存兴.《液压元件》[M].河北省:机械工业出版社,1988:20-23.
- [11] 胡寿松.自动控制原理[M].北京:科学出版社, 2019: 27.
- [12] Arthur Akers, Max Gassman, Richard Smith. Hydraulic power system analysis[M].佛罗里达州: CRC出版社, 2006:30-33