

液压控制及传动（II）2022春夏学期回忆卷

考试题型：判断×10，选择×10，电液比例系统综合题×1，电液伺服系统综合题×1

判断题（2分/题）：

- (1) 电液比例阀与电液伺服阀的区别是主阀芯位置采用开环控制
- (2) 先导式比例溢流阀的液压桥路采用 B 型半桥
- (3) 比例电磁铁的盆形极靴是其电磁力不随工作间隙变化的主要结构
- (4) 比例流量阀的额定流量等于最大流量
- (5) 比例排量调节泵的原动机转速变化仍可保持恒定的流量
- (6) 正开口四边滑阀比零开口四边滑阀的线性度好，限制其应用的主要原因是由于泄漏造成
的阻尼比减小
- (7) 瞬态液动力总趋于关闭阀口方向，与射流角无关
- (8) 流量增益大小只与供油压力和阀口面积梯度相关
- (9) 一型系统能跟踪阶跃输入信号、能跟踪等速输入信号，但不能跟踪加速度输入信号
- (10) 速度反馈能提升系统固有频率和开环增益，加速度反馈能提高系统阻尼比

选择题（3分/题）：

- (1) 在液压控制系统中，哪些元件不能功率放大（选项：比例阀、比例放大器、液压缸...）
- (2) 动态封闭容腔的概念
- (3) 当输入信号为 0 时，液压桥路的输入液阻和输出液阻的过流界面是
（选项：相同，为零，输入液阻大于输出液阻、输出液阻大于输入液阻）
- (4) 比例放大器中阶跃信号发生器的作用
- (5) 提高比例电磁铁推力的方式
- (6) 瞬态液动力的大小与阀加速度的关系，以及其正负阻尼性判断
- (7) 泵控液压马达和阀控液压马达比较，是阀控液压马达的固有频率的多少倍
- (8) 速度反馈的目的，加速度反馈的目的，动态反馈的目的
- (9) 提高液压系统固有频率的方法
- (10) 给出 Bode 图，从图中判断出相频宽、幅频宽对应的频率

综合题：

电液比例系统综合题（25 分）

分析先导式比例节流阀的结构 P161 页图 8-7，书本上有原理基本一直再抄着做

- (1) 该先导式比例节流阀的液压半桥组成构件、液压半桥类型、液压半桥中高压油流向低压油所流经的元件。
- (2) 分析液阻 R_3 对主阀芯动态特性的影响
- (3) 写出先导阀芯的稳态力平衡方程，分析电磁铁电流大小与主阀芯位移的关系
- (4) 写出 V1、V2 封闭容器的流量连续性方程
- (5) 用干扰分析法来论证主阀芯所位移-力负反馈

注：考试前需要对书本油一定的熟悉度

电液伺服系统综合题（25 分）

类似于第七章 电液速度伺服系统设计举例！！！ 基本一直再抄着做

- (1) 积分放大器 K_a/s 的作用
- (2) 判断所选择的动力元件参数是否合理
- (3) 幅值裕量等于 6dB 时，绘制系统 Bode 图，求 K_a 大小，求完整的系统传递函数
- (4) 类似第七章课后习题 2，以及第 152 页误差相关内容

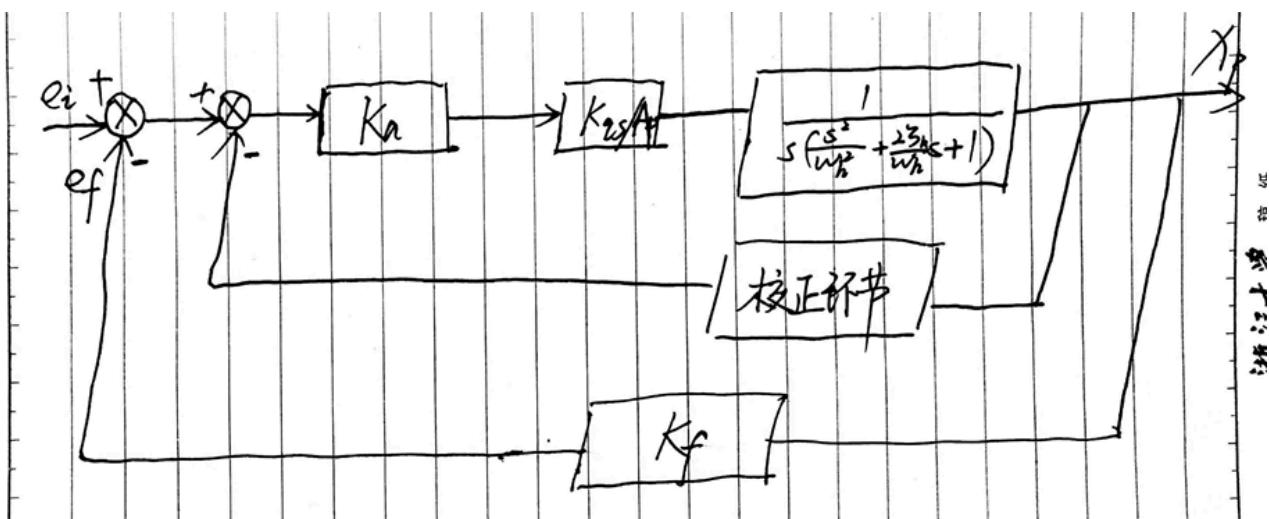
注：考前一定一定要把第七章三道例题看懂（位置、速度、力）

液压传动及控制2 期末考试回忆

- 判断
 - 比例电磁铁相对于开关电磁铁的最主要特点是吸力与电流大小成正比?
 - 闭中心负载敏感系统泵工作压力、流量和最大压力、流量相等 (该条记忆不太清楚) ?
 - 似乎是关于高频响液压系统中液压缸的放置位置离什么比较近, 是为了减少折算到活塞上的油液质量?
 - 加速度反馈是为了提高系统阻尼、增益和固有频率?
 - 液压半桥处于零位时, 两侧液流阻尼孔通流面积相等?
 - ~~~
- 选择 (单选多选混合, 不指明, 需要自己判断, 选错无分)
 - 选用电液比例控制系统的考虑不包括什么
 - 直动比例溢流阀最小稳定压力的影响因素
 - 给定参数, 计算泵控液压马达系统的液压固有频率
注意排量 D_m 单位是 m^3/rev 还是 m^3/rad
 - 动压反馈、速度反馈、加速度反馈改变什么参数
 - 比例放大板的作用
 - ~~~
- 综合题
 - 压差控制型恒流式变量泵
 - (1) 分析变量阀和固定阻尼构成什么类型的半桥
 - (2) 变量缸有杆腔的复位弹簧的作用
 - (3) 写出变量阀的受力平衡方程, 并据此推断该系统作用
 - (4) **液压系统扰动分析**, 当节流阀的开口面积增大, 结合节流阀压差、变量阀受力情况、工作状态, 变量缸容积、泵排量的变化趋势, 来分析该系统的 **压差反馈原理**
 - 阀控缸-位置控制系统

题干如下:

给出控制框图, 给定 $A_p = 10^{-3} m^2$, $K_{qs} = 3 \times 10^{-2}$, $K_f = 1V/m$, $\omega_h = 140 rad/s$, $\xi_h = 0.2$. 要求不加校正时幅值裕量 $K_g = 10 dB$

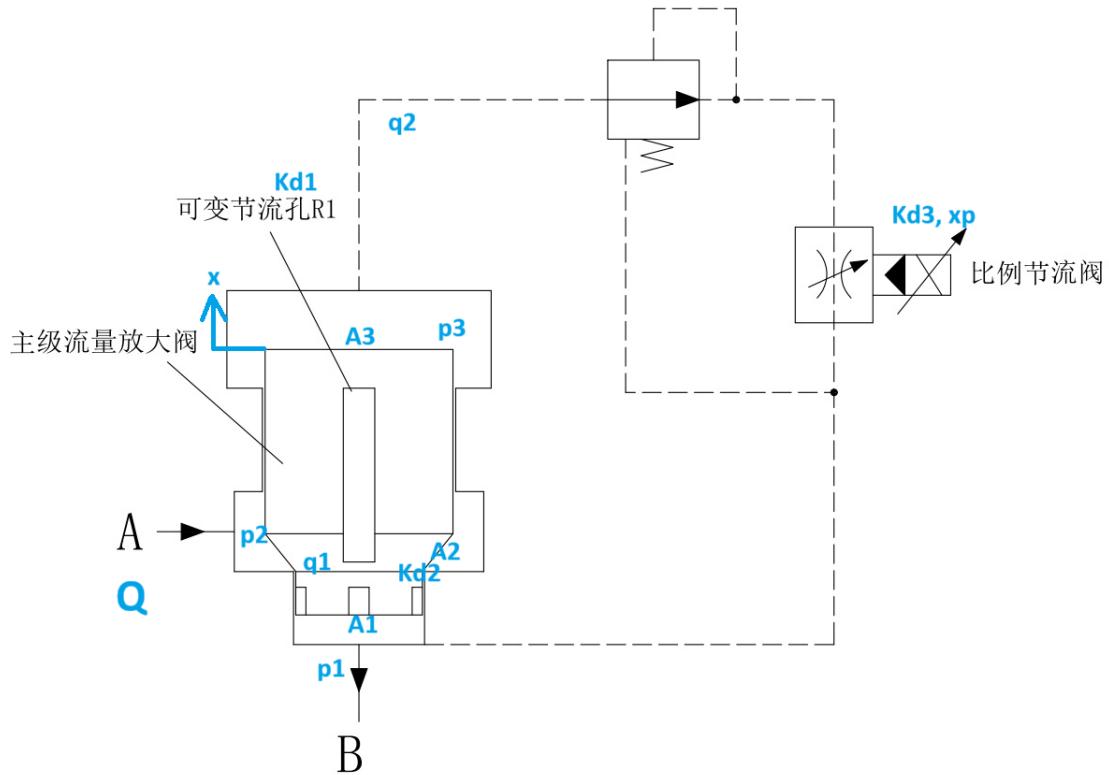


题干参数不一定准确

- (1) (不考虑校正环节) 按照要求的幅值裕量, 确定开环增益 K_v 和比例放大器增益 K_a
- (2) (不考虑校正环节) 写出闭环传递函数, 求解闭环频宽 ω_b
- (3) (不考虑校正环节) 给定摩擦力大小 F_f 和流量-压力系数 K_{ce} , 求解
- (4) 设计校正环节, 使用 **速度反馈和加速度反馈**, 给定校正后系统的液压固有频率 $\omega_h = 300$ 和阻尼比 $\xi_h = 0.5$ 求解对应的校正反馈系数 K_{fa} , K_{fv}

电液比例第二次大作业

1. 建立如下图所示电液比例流量阀的稳态平衡方程，并分析其流量放大机理。



(1) 稳态方程：

$$\text{主阀受力分析 } A_1 p_1 + A_2 p_2 = A_3 p_3$$

$$\text{主流量方程 } q_1 = K_{d2} x \sqrt{p_2 - p_1}$$

$$\text{控制流量方程 } q_2 = K_{d1} x \sqrt{p_2 - p_3} = K_{d3} x_p \sqrt{p_3 - p_1}$$

$$\text{减压阀 } \Delta p = p_3 - p_1$$

$$\text{总流量 } Q = q_1 + q_2$$

$$\text{整理得 } Q = \left(\frac{K_{d2}}{K_{d1}} \sqrt{\frac{A_2}{(A_3 - A_2) + (A_3 - A_1 - A_2) \frac{p_1}{\Delta p}}} + 1 \right) K_{d3} \sqrt{\Delta p} \cdot x_p = K \cdot x_p$$

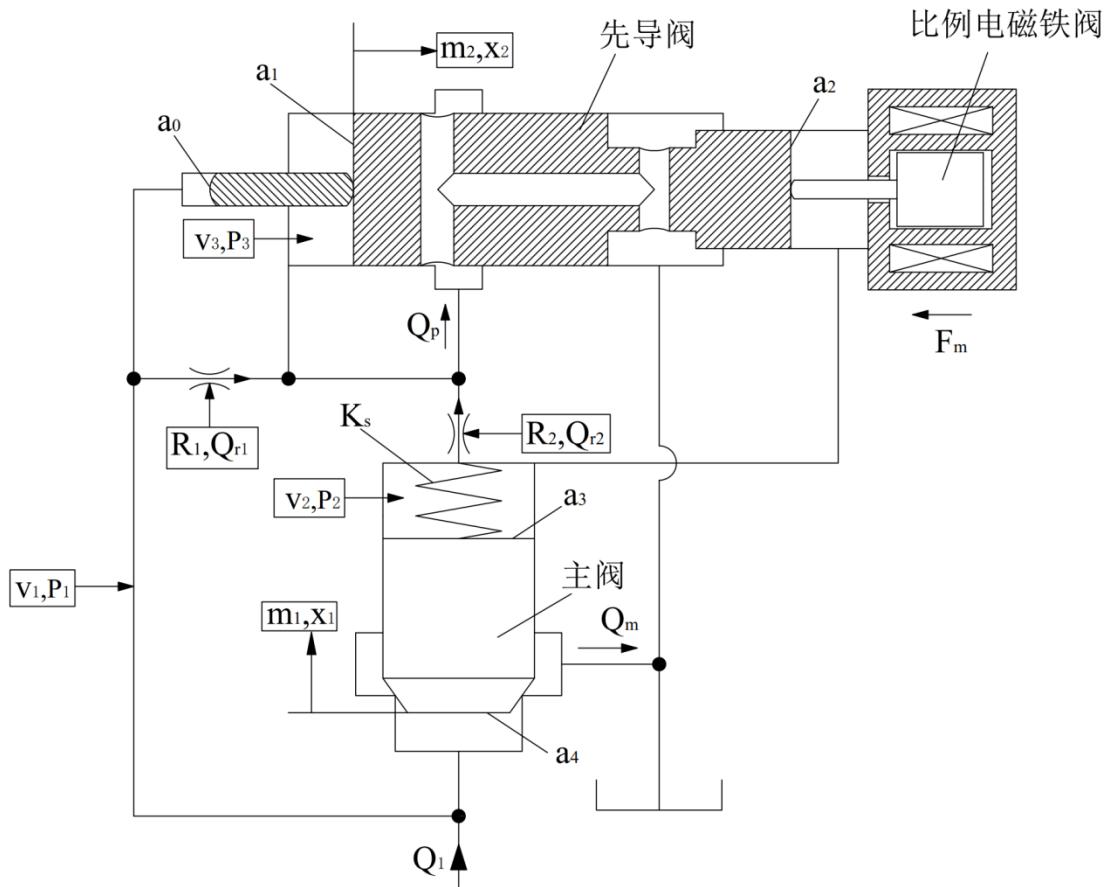
(2) 流量放大机理：

比例流量阀开度 x_p 增加，由于减压阀稳定压差，控制流量 q_2 增加，可变节流孔 R_1 开度增加，即阀芯上移，主流量 q_1 与总流量 Q 增加。

电液比例第一次大作业

关于如下图所示的直接反馈式比例溢流阀，回答如下问题：

- (1) 其先导控制油路是何种类型的液压半桥？先导液压半桥由图中哪几个元件构成？
- (2) 当溢流流量突然增加导致溢流压力上升时，通过扰动分析方法阐述其负反馈回路对溢流压力上升趋势的抑制机理；
- (3) 分析主阀芯及先导阀芯液动力对溢流压力的影响；
- (4) 建立直接反馈式比例溢流阀的动态数学模型；
- (5) 若该阀稳定裕度不足，通过调节那些结构参数可以提高其稳定？



(1) B型半桥。输入阻尼为固定阻尼孔 R_1 , 输出阻尼为固定阻尼孔 R_2 和先导阀芯构成的可变阻尼。

(2) P_1 增大, 作用在 a_0 上推动先导阀向右移动, 导致 P_3 压力升高, P_2 压力升高, 主阀向上移动, 开度增大, 溢流压力 P_1 下降。

(3) 液动力影响

① 主阀芯: 液动力使锥阀有关闭的趋势, 导致平衡时溢流压力增大, 溢流压力的稳态偏差升高;

② 先导阀芯: 液动力使滑阀有关闭趋势, 导致 P_3 稳态压力升高, P_2 稳态压力升高, 因此也会增大平衡时溢流压力, 溢流压力的稳态偏差升高。

(4) 动态数学模型

$$\text{主阀平衡方程: } p_1 a_4 = p_2 a_3 + m_1 \ddot{x}_1 + K_s(x_1 - x_{10})$$

$$\text{先导阀平衡方程: } p_1 a_0 + p_3(a_1 - a_0) = p_2 a_2 + F_m + m_2 \ddot{x}_2$$

$$\text{阻尼流量方程: } B_1 \sqrt{p_1 - p_3} = Q_{r1}, B_2 \sqrt{p_2 - p_3} = Q_{r2}$$

$$\text{节点流量: } Q_1 = Q_m + Q_{r1} + \dot{x}_2 a_0, Q_{r1} + Q_{r2} = Q_p + \dot{x}_2(a_1 - a_2), \dot{x}_1 a_3 + \dot{x}_2 a_2 = Q_{r2}$$

(5) 增大 K_s , 增大固定阻尼孔 R_1 、 R_2 的流量系数或阀口通流面积

题目：有如图所示阀控缸电液位置伺服系统，已知负载质量 $m = 1000\text{kg}$ ，干摩擦力 $F_f = 2000\text{N}$ ，负载最大行程 $x_{pmax} = 0.5\text{m}$ ，最大速度 $t_{max} = 10 \times 10^{-2}\text{m/s}$ ，最大加速度 $a_{max} = 2.2\text{m/s}^2$ 。最大输入信号电压 $u_r = 5\text{V}$ ，能源压力 $p_s = 63 \times 10^5\text{Pa}$ ，油液体积弹性模量 $\beta_e = 1.4 \times 10^9\text{Pa}$ 。所选用的电液伺服阀的固有频率 $\omega_{sv} = 600\text{rad/s}$ ，阻尼比 $\xi_{sv} = 0.5$ ，阀的流量增益 $K_{sv} = 4.44 \times 10^{-3}\text{m}^3/\text{s} \cdot \text{A}$ ，流量-压力系数 $K_{ce} = 4 \times 10^{-12}\text{m}^3/\text{s} \cdot \text{Pa}$ 。反馈增益为 $K_t = 10\text{v/m}$ 。试求：

- (1) 当幅值裕量 $K_g = 10\text{dB}$ 时的开环增益 K_v ，伺服放大器增益 K_a ，开环穿越频率 ω_c ，相位裕量 γ 。
- (2) 干摩擦力 F_f 引起的静态误差 e_f 。

计算时忽略负载的粘性阻尼和液压缸的泄漏。取总压缩容积 $V_t = 1.4A_p x_{max}$ 。

- (3) 如果希望上题中的静态误差 e_f 下降为原来值的 $1/4$ ，采用滞后校正，校正元件参数 α 及 ω_{rc} 应为多少？相位裕量 γ 有多少？伺服放大器增益如何调整？

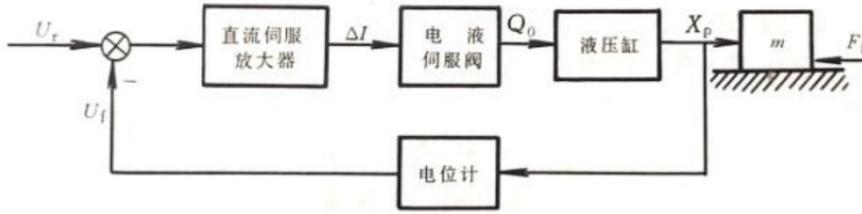


图 1 液压缸电液位置伺服系统

已知条件：

负载质量 $m = 1000\text{kg}$ ；干摩擦力 $F_f = 2000\text{N}$ ，负载最大行程 $x_{pmax} = 0.5\text{m}$ ，最大速度 $t_{max} = 10 \times 10^{-2}\text{m/s}$ ，最大加速度 $a_{max} = 2.2\text{m/s}^2$ ；最大输入信号电压 $u_r = 5\text{V}$ ；能源压力 $p_s = 63 \times 10^5\text{Pa}$ ；油液体积弹性模量 $\beta_e = 1.4 \times 10^9\text{Pa}$ ；电液伺服阀的固有频率 $\omega_{sv} = 600\text{rad/s}$ ，阻尼比 $\xi_{sv} = 0.5$ ，阀的流量增益 $K_{sv} = 4.44 \times 10^{-3}\text{m}^3/\text{s} \cdot \text{A}$ ，流量-压力系数 $K_{ce} = 4 \times 10^{-12}\text{m}^3/\text{s} \cdot \text{Pa}$ ；反馈增益为 $K_t = 10\text{v/m}$

(1)

在电液位置控制系统中，有 $p_L \leq \frac{2}{3}p_s$ 的限制 (P139)，取

$$p_L = \frac{2}{3}p_s = 4.2\text{MPa}$$

负载平衡方程 (P42), $m_t = m = 1000\text{kg}$

$$A_p p_L = m_t a_{max} + F_f$$

得到液压缸活塞有效面积 $A_p = 10^{-3}\text{m}^2$

由题给条件，总压缩容积取

$$V_t = 1.4A_p x_{pmax} = 7 \times 10^{-4}\text{m}^3$$

液压固有频率 (P44)

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_e A_p^2}{V_t m_t}} = 40\sqrt{5}\text{rad/s}$$

液压阻尼比 (P44)

$$\zeta_h = \frac{K_{ce}}{A_p} \sqrt{\frac{\beta_e m_t}{V_t}} + \frac{B_p}{4A_p} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e m_t}} = 0.1789$$

系统开环传递函数 (P115)

$$G(s)H(s) = \frac{K_v G_{sv}(s)}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right)} = \frac{K_v}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_{sv}^2} + \frac{2\zeta_{sv}}{\omega_{sv}} s + 1 \right)}$$

$$G(s)H(s) = \frac{K_v}{j\omega_x \left(-\frac{\omega_x^2}{8000} + \frac{0.1789}{20\sqrt{5}} j\omega_x + 1 \right) \left(-\frac{\omega_x^2}{360000} + \frac{1}{600} j\omega_x + 1 \right)}$$

由 $\angle G(j\omega_x)H(j\omega_x) = -180^\circ$ (虚部为 0, 实部为负) 得到 $\omega_x = 87.10 rad/s$

幅值裕量

$$K_g = -20 \lg |G(j\omega_x)H(j\omega_x)|$$

得到 $K_v = 9.60 s^{-1}$

流量增益 $K_q = \frac{\partial q_L}{\partial x_v}$, 流量-压力系数 $K_c = -\frac{\partial q_L}{\partial p_L}$, 压力增益 $K_p = \frac{\partial p_L}{\partial x_v}$, $K_p = \frac{K_q}{K_c}$ (P13)

开环放大系数 $K_v = \frac{K_q K_f}{A_p} = \frac{K_p K_c K_f}{A_p}$ (P68)

$$K_v = \frac{K_a K_{sv} K_t}{A_p}$$

得到 $K_a = 0.216 A/m$

由 $-20 \lg |G(j\omega_c)H(j\omega_c)| = 0$ 得到 $\omega_c = 9.708 rad/s$

相位裕量

$$\gamma = 180^\circ + \angle G(j\omega_c)H(j\omega_c) = 86.82^\circ$$

(2)

静摩擦力引起的死区电流为 (P123)

$$\Delta I = \frac{K_{ce}}{K_{sv} A_p} F_f = 1.80 \times 10^{-3} A$$

总静态误差为

$$e_f = \Delta x_p = \frac{\Delta I}{K_a} = 8.34 \times 10^{-3} m$$

(3)

滞后校正网络的传递函数 (P125)

$$G_c(s) = \frac{\frac{s}{\omega_{rc}} + 1}{\frac{\alpha s}{\omega_{rc}} + 1}$$

由 $\frac{e'_f}{e_f} = \frac{K_a}{K'_a} = \frac{1}{4}$ 得到 $K'_a = 0.864 A/m$, $K'_v = 38.40 s^{-1}$

原系统变为

$$G(s)H(s)' = \frac{\frac{s}{\omega_{rc}} + 1}{\frac{\alpha s}{\omega_{rc}} + 1} \frac{K'_v}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_{sv}^2} + \frac{2\zeta_{sv}}{\omega_{sv}} s + 1 \right)}$$

取 $\alpha = 4$, $\omega_{rc} = 1 rad/s$

此时 $\omega_c = 9.757 rad/s$

相位裕量

$$\gamma = 180^\circ + \angle G(j\omega_c)H(j\omega_c) = 82.42^\circ$$

伺服放大器增益为 $K'_a = 0.864 A/m$

1 列表对比双边滑阀、四边滑阀在理想开口、正开口情况下的流量增益、流量-压力系数、压力增益。

参数	双边滑阀（理想开口）	双边滑阀（正开口）	四边滑阀（理想开口）	四边滑阀（正开口）
流量增益 K_q	x (等于理想四边滑阀)	$2x$ (等于正开口四边滑阀)	x	$2x$ (为理想四边滑阀的两倍)
流量-压力系数 K_c	x/z (理论上趋于 0)	$2x/z_1$	$x/2z$ (理论上趋于 0)	x/z_1
压力增益 K_p	z (为理想四边滑阀的一半，理论上趋于无穷)	z_1 (为正开口四边滑阀的一半)	$2z$ (理论上趋于无穷)	$2z_1$

P19 正开口四边滑阀的 K_{q0} 值是理想零开口四边滑阀的两倍，这是因为负载流量同时受两个节流窗口的控制，而且它们是差动变化的。

正开口四边滑阀无因次压力-流量特性曲线的线性度比零开口四边滑阀要好得多。在正开口区域以外，其压力-流量特性和零开口阀是一样的。

P21 零开口双边滑阀的零位系数与零开口四边滑阀相比， K_{q0} 相同， K_{p0} 为后者的一半；对于正开口滑阀也是如此

$$K_q = \frac{\partial q_L}{\partial x_v}, K_c = -\frac{\partial q_L}{\partial p_L}, K_p = \frac{\partial p_L}{\partial x_v}, K_p = \frac{K_q}{K_c}$$

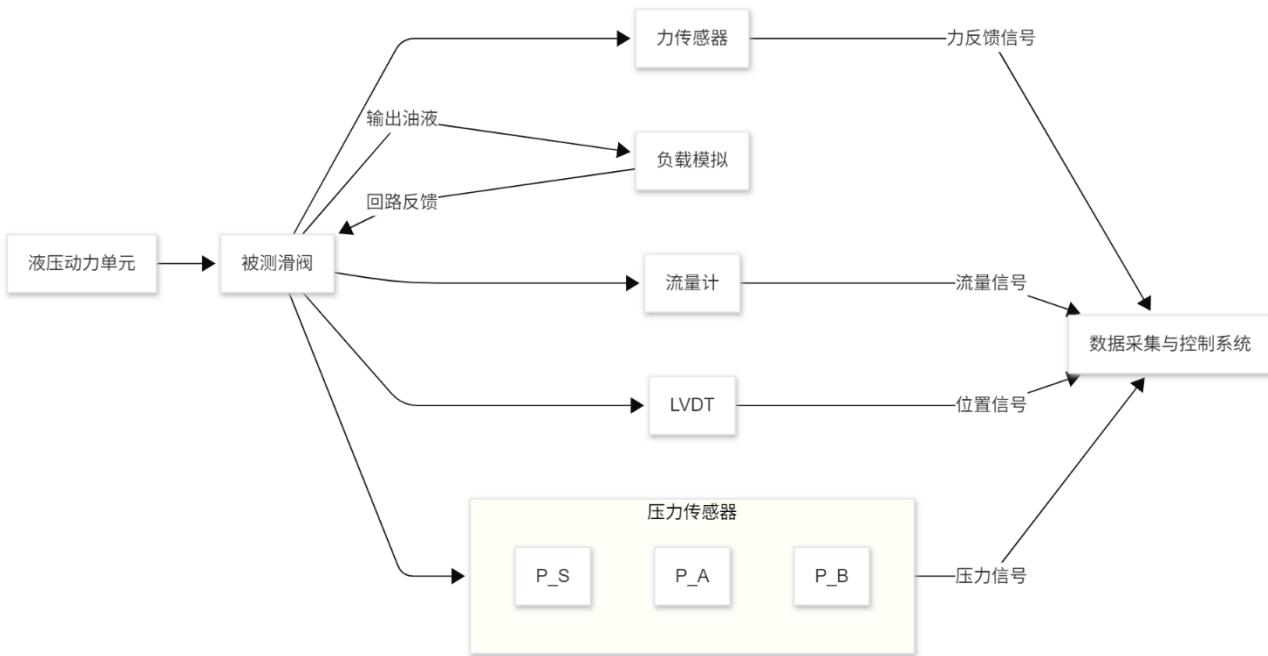
2 设计四边滑阀稳态液动力、瞬态液动力的测量方法，给出合适的测试原理图

和传感器类型。

2.1 稳态液动力测量方法

2.1.1 测试原理与装置

原理：固定阀芯位移，调节稳定流量和压力，直接测量轴向液动力。



装置: 液压动力单元（泵、溢流阀、滤器），阀芯定位机构（伺服电机/液压缸）

传感器: 力传感器（拉压式，测量总轴向力），LVDT 位移传感器（阀芯位置），压力传感器（P、A、B、T 口压力），流量计（主油路流量），数据采集系统（同步记录力、位移、压力、流量）

2.1.2 关键测量步骤

系统校准: 干运行（无油液）标定机械摩擦力 $F_{tare}(x_v)$

设定工况: 调节供油压力 P_S 和负载压力 P_A, P_B

阀芯定位: 驱动阀芯至目标位移 x_v 并保持稳定。

数据采集: 记录稳态力 F_{total} 、压力、流量。

计算液动力:

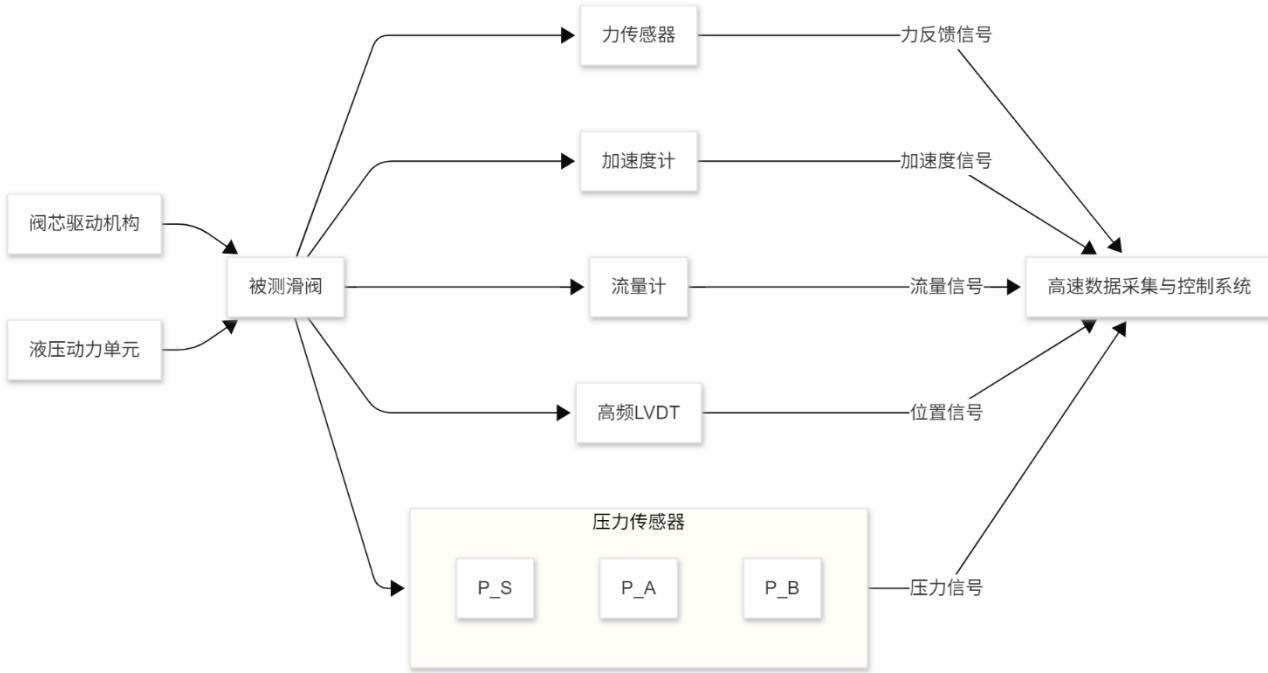
$$F_{steady} = F_{total} - F_{tare}(x_v)$$

多工况重复: 改变 x_v, P_S 、负载，获取数据

2.2 瞬态液动力学测量方法

2.2.1 测试原理与装置

原理: 阀芯动态运动时，分离惯性力、摩擦力和液动力。



装置（需高频响组件）：高速阀芯驱动机构（伺服电机/液压伺服）

传感器：压电式力传感器（高频动态力），加速度计（阀芯加速度 $a(t)$ ），高频 LVDT（位移 $x_v(t)$ ），压电压力传感器（动态压力），高速数据采集系统（采样率 \geq kHz）

2.2.2 关键测量步骤

动态校准：干运行标定惯性力 $F_{inertia} = m_{total} \cdot a(t)$ 和摩擦力模型。

初始工况设定：设定 P_S 和负载压力。

阀芯动态驱动：按阶跃/正弦轨迹运动阀芯。

同步高速采集：记录力 $F_{measured}(t)$ 、位移 $x_v(t)$ 、加速度 $a(t)$ 、压力。

数据处理：

液动力分量计算：

$$F_{flow}(t) = F_{measured}(t) - F_{inertia}(t) - F_{friction}(t)$$

瞬态液动力：

$$F_{transient}(t) = F_{flow}(t) - F_{steady}(x_v(t), Q(t), \Delta P(t))$$

1. 力反馈两级电液伺服阀，其额定流量为 $15L/min$ ，额定压力 $210 \times 10^5 Pa$ ，额定电流为 $10mA$ ，功率滑阀全周开口，阀芯直径 $d = 0.5 \times 10^{-2} m$ ，喷嘴中心至弹簧管旋转中心距离 $r = 0.87 \times 10^{-2} m$ ，反馈杆小球中心至喷嘴中心距离 $b = 1.33 \times 10^{-2} m$ ，反馈杆刚度 $K_f = 2.8 \times 10^3 N/m$ 。求力矩马达力矩系数 K_t 。计算时取 $C_d = 0.62$, $\rho = 870 kg/m^3$ 。

已知条件：

力反馈两级电液伺服阀

额定流量 $q_{0m} = 15L/min$

额定压力 $p_s = 210 \times 10^5 Pa$

额定电流 $\Delta I_m = 10mA$

功率滑阀全周开口

阀芯直径 $d_r = 0.5 \times 10^{-2} m$

喷嘴中心至弹簧管旋转中心距离 $r = 0.87 \times 10^{-2} m$

反馈杆小球中心至喷嘴中心距离 $b = 1.33 \times 10^{-2} m$

反馈杆刚度 $K_f = 2.8 \times 10^3 N/m$

计算时取 $C_d = 0.62$, $\rho = 870 kg/m^3$

求力矩马达力矩系数 K_t

相关公式：

$$W = \pi d_r \quad (\text{全周开口})$$

$$q_{0m} = C_d W x_{vm} \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}$$

$$x_{vm} = \frac{K_t}{(r + b) K_f} \Delta I_m$$

整理得到：

$$K_t = \frac{q_{0m}(r + b)K_f}{C_d \pi d_r \Delta I_m \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}} = 1.018 N \cdot m/A$$