

基于调节阀流量特性曲线的前馈控制系统设计^①陈 晨^② 尚群立^③ 陈艳宇

(浙江工业大学信息工程学院 杭州 310023)

摘 要 当液位控制系统中加入流量扰动后,经典控制理论中的前馈控制是使前馈环节与闭环系统的传递函数之积为 1、使输出完全复现输入。由于控制系统内部各环节间存在非线性,以及对建模精度要求较高,在工程上难以实现。本文基于液位控制系统,提出利用实际工况参数,调节阀阀位、管路中流量与水箱液位来确定前馈补偿系数。其中调节阀阀位与管路中流量大小由调节阀的流量特性曲线所决定。在实际生产中,阀位与流量之间存在非线性关系,从而导致不同液位、不同干扰大小下的前馈补偿系数不一致,即在某工况下计算的前馈补偿系数并不能适用于其他工况。为此,本文进一步提出一种补偿阀位非线性的方法,改变阀的流量特性曲线,使阀位与流量呈线性关系。该方法使不同液位、不同干扰下的前馈补偿系数固定不变。通过仿真与实验验证了该方法的有效性。

关键词 前馈;非线性补偿;流量特性曲线;液位控制系统;干扰流量

0 引言

液位调节系统是一个典型的过程控制系统,广泛应用于各领域。其中对液位的控制是至关重要的。深入研究液位控制策略以及液位波动问题,能够为工业生产以及过程控制提供重要的理论指导。

在液位控制系统中,已知干扰大小与各环节的传递函数,通常使用前馈加反馈的控制策略能有效消除干扰对于液位的影响^[1-2]。针对单输入单输出线性系统,文献[3]提出用常规极点配置控制器来保证闭环系统的稳定性。文献[4]用高阶干扰观测器来补偿外部干扰对于闭环系统的影响。为了克服噪声与干扰,文献[5-8]使用上一时刻的干扰来估计当前时刻的干扰,并使用 Smith 预估计补偿与基于无轨迹卡尔曼滤波和快速预测控制相结合的控制器的设计方法来抗干扰。液位控制系统不仅仅可以使用传统的比例积分微分控制(proportion integration differentiation, PID),

还可以使用 PID 中的 3 个参数作为 3 个维度,采用目标函数自适应的惯性权重系数调整策略,对 PID 控制进行优化^[9];同样可以利用内模控制去控制液位,使调参简便,更有效地改善系统性能^[10]。针对延时过程,文献[11]通过预测函数控制(predictive functional control, PFC)优化 PI 控制器,使其性能优于 PI 控制器。针对非线性行为,文献[12]利用模型去捕获过程控制站的非线性行为,并通过调整控制器来适应系统动态变化。在液位控制系统中至关重要的控制元件是调节阀,文献[13,14]利用流体动力学(computational fluid dynamics, CFD)仿真软件去模拟阀芯形状对于流量特性曲线的影响。为了稳定调节阀出口流量,文献[15]利用调节阀的开度以补偿压降。

上述研究从零极点配置、预测控制、内模控制、先进 PID 控制等角度去分析前馈控制策略或者消除干扰的影响。调节阀的流量特性曲线是固有特征,反映在压差固定的情况下,阀位与流量的关系。但是由于调节阀安装在管路工艺系统中,与管路系统

① 国家自然科学基金(61174108)资助项目。

② 男,1995 年生,硕士生;研究方向:自动化检测技术;E-mail: 1309750409@qq.com。

③ 通信作者,E-mail: qlshang@zjut.edu.cn。

(收稿日期:2020-08-27)

中其他节流部件共同参与阻力分配,使阀的固有流量特性曲线发生畸变,故调节阀的流量特性选型要结合整个工艺流程与控制目标。文献[16]使用海底静力触探所采集的锥尖阻力和侧壁摩擦力作为前馈控制的输入量。而本文以实验研究为主,在大量实验中发现与总结规律,利用实际工况参数并从调节阀工作流量特性曲线的角度去解释和研究如何确定前馈补偿系数。阀位与流量间存在非线性,使所求前馈补偿器不具有通用性。针对调节阀阀位与流量呈非线性的现象,本文提出一种阀位补偿算法,使阀位与流量呈线性关系,前馈补偿系数更具有通用性。

1 前馈补偿系数的设计

1.1 经典前馈-反馈复合控制

经典反馈系统的本质是“基于偏差来消除偏差”,是一种“不及时”的控制,无论扰动发生在哪里,总要等被控量发生偏差后,调节器才开始调节,调节器的动作总要落后于扰动。前馈控制的特点是“基于扰动来消除扰动对被控量的影响”,又称为“扰动补偿”。扰动发生后,前馈控制“及时”动作,只适合于可测(扰动量可以通过测量变送器,在线地将其转换为前馈补偿器所能接受的信号)不可控的扰动,控制规律取决于被控对象的特性。前馈控制是使前馈环节与闭环系统的传递函数之积为1^[17-18],从而实现输出完全复现输入。前馈-反馈复合控制方框图如图1所示。

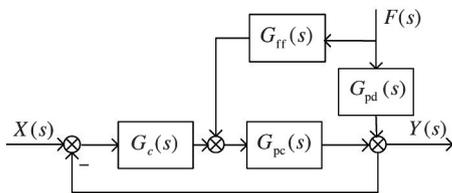


图1 前馈-反馈复合控制方框图

在 $F(s)$ 作用下,系统输出为

$$Y(s) = G_{pd}(s)F(s) + G_{ff}(s)G_{pc}(s)F(s) - G_c(s)G_{pc}(s)Y(s)$$

前馈补偿器的设计为

$$\frac{Y(s)}{F(s)} = \frac{G_{pd}(s) + G_{ff}(s)G_{pc}(s)}{1 + G_c(s)G_{pc}(s)} = 0$$

$$G_{ff}(s) = -G_{pd}(s)/G_{pc}(s) \quad (1)$$

前馈调节是减少被测量动态偏差的一种最有效的调节策略,但是在工业生产中前馈调节系统实际上是无法采用的,主要原因如下。

(1) 实际工业生产中,使被测量变化的原因(扰动)较多,对每一种扰动都需要一个独立的前馈调节,导致调节系统变得复杂。

(2) 对于某一个可测量的扰动,由于式(1)传递函数 $G_{pd}(s)$ 、 $G_{pc}(s)$ 求解困难,并且求解后精度不高,所要求的理想前馈控制器在物理上较难实现。在工业生产中,大量使用调节阀,调节阀虽能近似等效成一阶加惯性环节,但调节阀中存在定位器,定位器内同样存在闭环控制系统,并且具有特殊的控制算法以确保阀位能快速并准确达到设定值,故想得到精确的调节阀传递函数模型基本不可能。

(3) 传递函数 $G_{pd}(s)$ 和 $G_{pc}(s)$ 都存在较强的非线性, $G_{pd}(s)$ 和 $G_{pc}(s)$ 随着工况的不同而变化,即不同工况、不同干扰下的前馈补偿器存在差异,不具有通用性。

1.2 基于流量特性曲线设计前馈补偿系数

常见的单闭环液位控制系统如图2所示。调节阀用来控制管路中流量的大小,调节阀调节流量的能力是根据其流量特性曲线所决定的。阀的流量特性曲线定义为被控介质流过阀门的相对流量与阀门的相对开度间的关系。常见的流量特性曲线如图3所示。三条流量特性曲线能提供相同的最大流量。但选择不同的流量特性曲线会使控制效果产生差异。

由1.1节可知,传统的前馈-反馈控制策略应用于所有工况较为困难。针对该问题,本文提出一种根据实际工况参数与调节阀工作流量特性曲线来确定前馈补偿系数的方法。确定前馈静态补偿系数的原理如下,已知液位控制系统的开环实验数据,如阀位、流量、液位、阀前阀后压力等,根据各个物理量间的函数关系,便可近似获得已知所有工况下系统中的工艺参数。例如在某个液位,通过工艺参数间的函数关系,便能计算出液位稳定时的阀位 p_v 和管路中

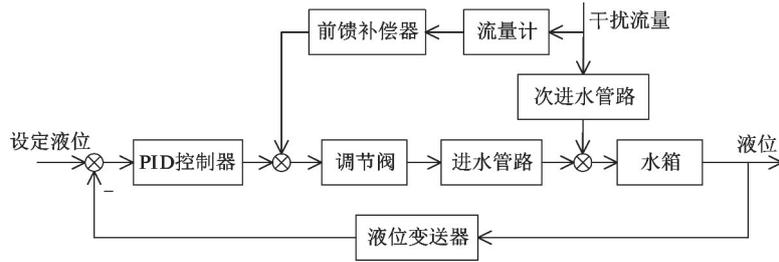


图2 液位控制系统

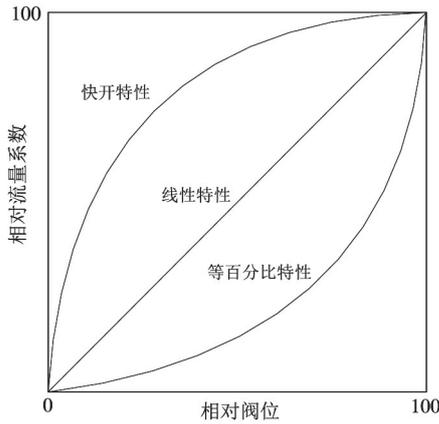


图3 常见的流量特性曲线^[19]

的流量 Q 。加入扰动流量 R 后,为了保持液位稳定,管路中所需要提供的流量应减小至 $Q - R$, 并通过流量与阀位的函数关系求取此时的阀位 $pv1$ 。若没有前馈补偿器,那么液位反馈控制系统会调节阀位,使阀位从 pv 调节至 $pv1$ 。调节需要一定的时间,故在调节过程中液位会发生波动。加入前馈补偿器,在扰动加入后,使阀位直接调整为 $pv1$, 让液位系统保持稳定。

前馈系数确定步骤如下。

(1)根据液位控制系统的开环实验数据获取液位信号 h 与管路中的流量信号 Q , 获得两者间函数关系 $f(x):Q = f(h)$ 。

(2)根据开环数据获取管路中流量信号 Q 与阀位信号 pv , 获得两者间函数关系 $g(x):pv = g(Q)$ 。

(3)当设定液位为 $h1$ 时,根据函数 $f(x)$, 可得该液位 $h1$ 下,管路中的流量信号 $Q1$ 。

(4)已知流量信号 $Q1$, 根据函数 $g(x)$, 可得该流量下的调节阀开度信号 $pv1$ 。

(5)加入大小为 R 的干扰流量,管路中所需流量 $Q2$ 为 $Q1 - R$, 得到新的流量值 $Q2$, 再次放入函数 $g(x)$ 中,得流量 $Q2$ 下的阀位 $pv2$ 。

(6)前馈补偿系数为 $(pv1 - pv2) /$ 扰动流量大小。

1.3 阀位补偿函数设计

实验工况的改变会引起对象非线性参数的变化。在液位控制系统中,非线性参数通常存在于调节阀开度与管路流量、水箱液位与管路流量之中,即 $f(x)$ 与 $g(x)$ 都存在非线性。 $g(x)$ 的非线性会导致前馈补偿系数的不通用,对于不同的液位、不同大小的扰动,所对应的前馈补偿系数存在差异。液位控制系统中加入阀位补偿函数如图4所示。 pv' 为加入补偿阀位函数后调节阀的“虚假阀位”。未加入阀位补偿函数前 $g(x):pv = g(Q)$, 阀位与流量间存在非线性;加入阀位补偿函数后 $g(x)':pv' = k \cdot Q$, 其中 k 为调节阀全开时管路最大流量的倒数,“虚

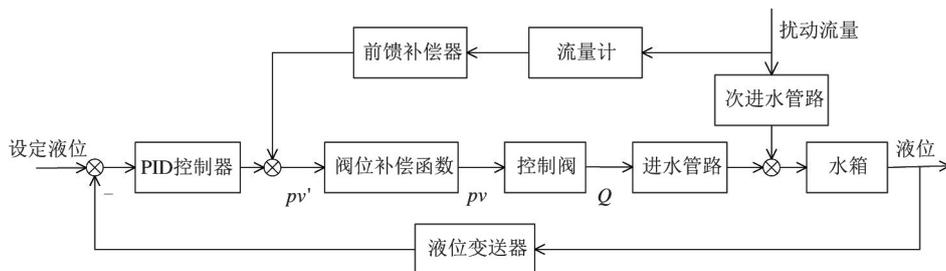


图4 液位控制系统(带阀位补偿)

假阀位”与流量间呈线性关系。对于同一个流量 Q ，在未加入阀位补偿函数前，阀位为 pv ，加入阀位补偿函数后，阀位变换为 pv' ，并等效更改调节阀的流量特性曲线。只要已知干扰流量大小，对于不同工况下所对应的前馈补偿系数是定值。前馈补偿器的大小为干扰流量大小除以阀全开时最大流量。

2 基于 Matlab 的仿真平台

2.1 硬件平台

本节对前文中所提出的液位控制系统的前馈补偿系数的确定与阀位补偿算法在液位控制实验台架上进行验证。实验装置包括主给水泵、干扰水泵、调节阀、阀前与阀后压力表、阀门定位器、阀位变送器、流量计、水箱、出水球阀以及相互连接的管道。本次数据采集设备为美国国家仪器仪表公司研发的 cRIO-9030 采集机箱、信号输出板卡为 NI9265、信号输入板卡为 NI9203、继电器输出板卡为 NI9482。采集过程的电压-电流信号，采样频率为 50 Hz。液位控制系统如图 2 所示，液位台架系统结构简化如图 5 所示。

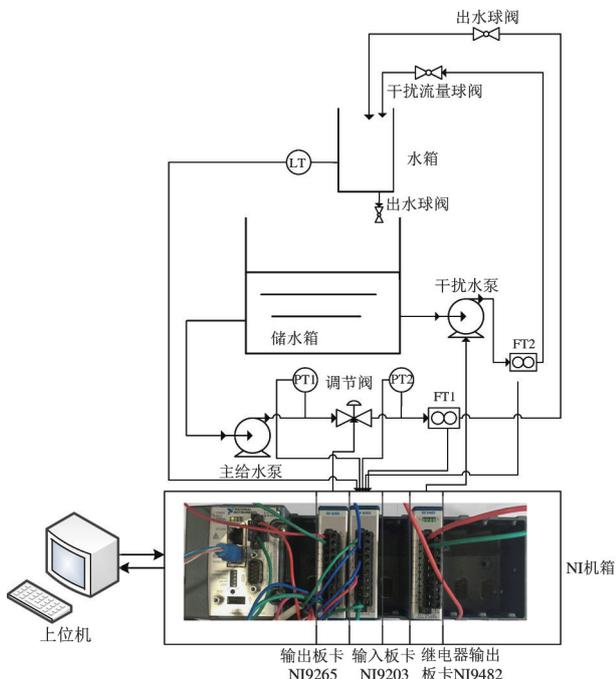


图 5 台架结构图

2.2 开环实验数据获取

为了获取各个液位(工况)稳定时的工艺参数，

以便进行建模与设计前馈补偿器和阀位补偿函数，进行了开环实验。

实验步骤为：直接给阀位控制信号 0 ~ 100%，待液位稳定后，记录管路中的流量 Q (m^3/h)，水箱中的液位 h (cm)，阀前压力 p_1 (kPa)，阀后压力 p_2 (kPa)。实验数据见表 1。

表 1 开环实验数据

阀位/%	液位/cm	流量/(m^3/h)	p_1 /kPa	p_2 /kPa
2.201	1.936	0.206	55.220	14.036
4.211	6.282	0.332	53.267	20.929
6.161	8.740	0.378	52.449	24.217
8.178	10.520	0.405	51.888	25.838
10.180	11.876	0.426	51.557	27.617
12.177	13.149	0.445	51.272	29.262
14.182	14.486	0.462	51.101	30.894
16.178	15.774	0.477	50.735	32.348
18.212	16.931	0.491	50.485	33.790
20.190	17.653	0.502	50.379	34.688
30.131	22.045	0.546	49.642	40.149
40.127	24.118	0.568	49.156	42.688
50.105	25.414	0.581	48.846	44.323
60.113	26.289	0.589	48.650	45.365
70.119	26.649	0.593	48.526	45.797
80.090	26.911	0.596	48.660	46.214
90.069	27.047	0.598	48.574	46.268
100.164	27.015	0.599	48.564	46.350

根据开环实验数据求得管路和水箱的近似传递函数^[20]，当液位为 6 cm 时近似传递函数为 $1.4156/76.03s + 1$ ，液位为 12 cm 时近似传递函数为 $0.91526/98.30s + 1$ ，液位为 18 cm 时近似传递函数为 $0.732/121.16s + 1$ ，液位为 24 cm 时近似传递函数为 $0.47672/135.59s + 1$ 。即在不同的液位(工况)下，传递函数的增益与时间常数都存在非线性，不利于传统前馈-反馈系统中前馈补偿系数的确定。

2.3 台架建模

液位控制系统存在较强的非线性，故不采用物理建模的方式，使用工艺参数得到实验台架的仿真模型。

设定液位与实际液位进行差值计算后，送入增量式 PID 控制器中。由于阀的物理特性，阀最大限

度只能全开,故对 PID 输出的阀位控制信号进行限幅,输出 0 ~ 100% 的阀位控制信号提供给调节阀的执行机构,执行机构将阀位控制信号转换成真实的阀位。阀前压力 p_1 与阀后压力 p_2 都与管路中的流量 Q 有关。由表 1 可知, $p_1 = -12.16Q^2 - 8.278Q + 57.64$; $p_2 = 111Q^2 - 4.682Q + 10.14$ 。根据流量

公式 $Q = 0.1 \cdot K_v(x) \cdot \sqrt{p_1 - p_2}$ 计算出此时管路中的流量,也就是水箱的入水口流量。出水口是一个固定开度的球阀,出水口流量大小与水箱液位有关。入水口流量与出水口流量相减后进行积分,进而得到水箱液位,完成模型的建立。Simulink 仿真如图 6 所示。

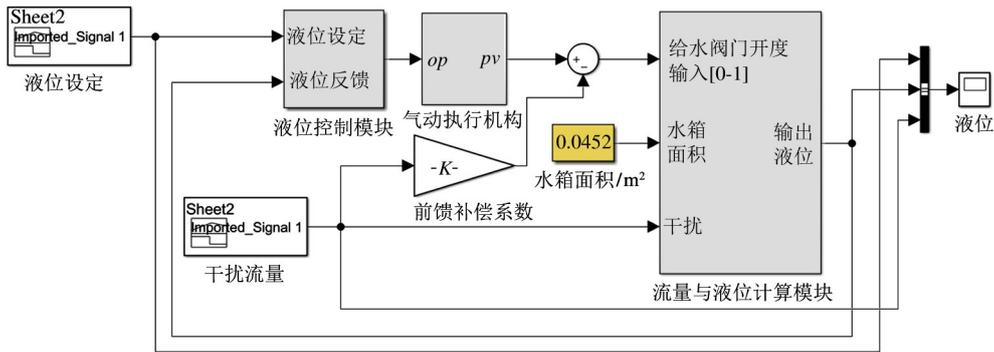


图 6 液位台架 Simulink 模型

3 仿真验证及分析

3.1 仿真实验 1

根据表 1 开环实验数据,得 $f(x)$, 如图 7 所示。
根据表 1 开环实验数据,得 $g(x)$, 如图 8 所示。

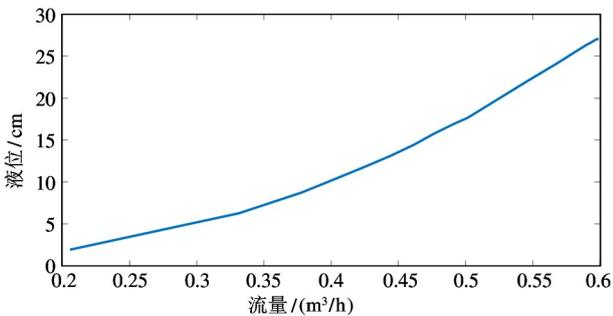


图 7 流量与液位

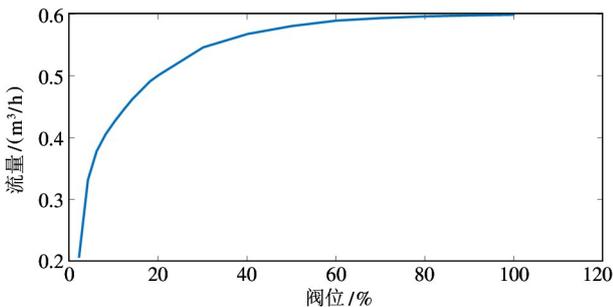


图 8 阀位与流量

在阀位与流量非线性的前提下,确定前馈补偿系数。液位设定信号为 12 cm 与 19.5 cm,每个液位持续 1000 s,干扰在 600 s 加入、1000 s 消失及 1600 s 加入、2000 s 消失。干扰大小设定为 0.085 m³/h。

当液位稳定在 12 cm 时,根据 $f(x)$ 与 $g(x)$ 可得管路中的流量为 0.428 m³/h,此时的阀位为 10.3%。当干扰为 0.085 m³/h 时,管路中还应提供 0.343 m³/h 的流量,此时的阀位为 5%,阀位差为 5.3%。前馈补偿系数为 0.053/0.085。

当液位稳定在 19.5 cm 时,根据 $f(x)$ 与 $g(x)$ 可得管路中的流量为 0.522 m³/h,此时的阀位为 20%,当干扰为 0.085 m³/h 时,管路中还应提供 0.437 m³/h 的流量,此时的阀位为 10%,阀位差为 10%。前馈补偿系数为 0.1/0.085。

仿真实验 1 中,对于不同的液位使用相同的前馈补偿系数 0.1/0.085,仿真实验 1 结果如图 9 所示。

仿真实验 1 结论为:从图 9 可知,液位为 19.5 cm 时,加入干扰流量后,液位没有随着扰动的加入而产生波动,前馈补偿效果良好。液位为 12 cm 时,加入扰动流量后,液位发生波动,确定的前馈补偿系数为 0.053/0.085,而不是 0.1/0.085。前馈补偿系数过

大, 阀位减少过多, 管路中流量减少, 导致液位先下降, 经过调节后达到稳定。由于开度与流量存在非线性, 在某个工况下确定的前馈补偿系数并不能适用于所有的液位。

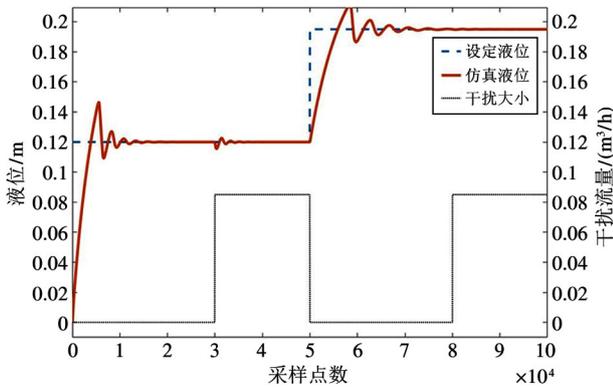


图9 仿真实验1 液位与干扰

3.2 仿真实验2

根据表1 开环实验数据, 并通过流量公式 $Q = 0.1 \cdot K_v(x) \cdot \sqrt{\Delta P}$ (Q 为管路中的流量, $K_v(x)$ 是流量特性曲线, x 是阀门开度, ΔP 是阀前后压差) 计算该阀的流量特性曲线。结果见表2。从表1 开环实验数据中得到管路中的最大流量为 $0.599 \text{ m}^3/\text{h}$ 。“虚假阀位” pv' 与流量 Q 呈线性关系, 故 $Q = 0.599pv'$ 。根据表1 可得原台架 pv 与流量见图10 中虚线所示, “虚假阀位” pv' 与流量见图10 中实线所示。

加入阀位补偿器后, 阀位补偿器加原台架的流量特性曲线等效成新的流量特性曲线。新的流量特性曲线为 pv' 与 K_v , 如图11 所示, 虚线为原流量特性曲线, 实线为新流量特性曲线。具体数据见表2。

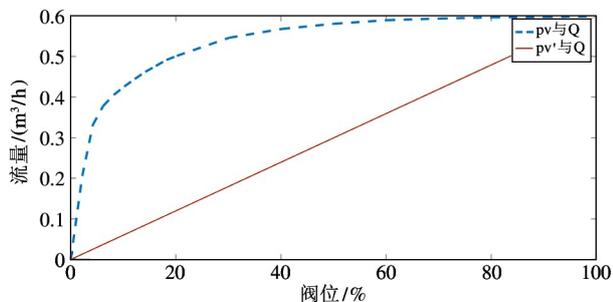


图10 阀位与流量

表2 阀位与流量参数值

$pv / \%$	K_v	$Q / (\text{m}^3/\text{h})$	$pv' / \%$
0.000	0.000	0.000	0.000
2.201	0.321	0.206	34.337
4.211	0.583	0.332	55.349
6.161	0.711	0.378	63.086
8.178	0.794	0.405	67.667
10.180	0.871	0.426	71.108
12.177	0.948	0.445	74.210
14.182	1.028	0.462	77.146
16.178	1.111	0.477	79.559
18.212	1.203	0.491	82.034
20.190	1.266	0.502	83.729
30.131	1.773	0.546	91.172
40.127	2.233	0.568	94.792
50.105	2.730	0.581	96.930
60.113	3.252	0.589	98.398
70.119	3.592	0.593	99.078
80.090	3.813	0.596	99.546
90.069	3.937	0.598	99.795
100.000	4.026	0.599	100.000

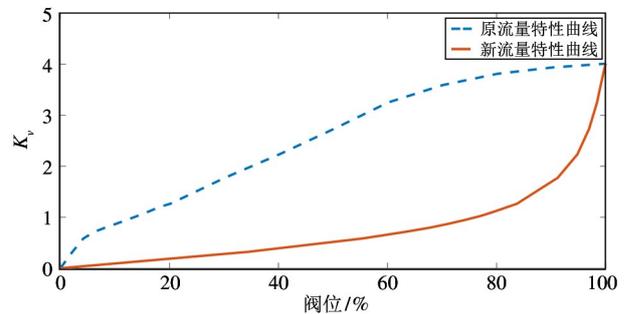


图11 流量特性曲线

阀位与流量的补偿曲线的设计为: 加入阀位补偿曲线后, pv' 与流量呈线性。液位设定为 10 cm 与 15 cm , 每个液位持续 2000 s , 干扰流量是可以测量的随机值。前馈补偿系数为扰动流量大小除以调节阀全开时流量。仿真实验2 结果如图12 所示。其中点划线是干扰流量大小, 虚线是液位设定信号, 实线是仿真液位信号。

仿真实验2 结论为: 从图12 可知, 加入阀位补偿曲线与前馈补偿器后, 对应不同液位、不同大小的扰动, 液位均能保持稳定。

4 现场实验及分析

4.1 现场实验 1

现场实验 1 实验条件为:没有加入阀位补偿函数,阀位与流量呈非线性关系。

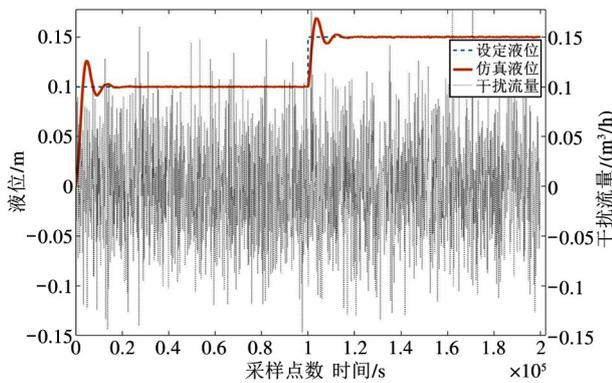


图 12 仿真实验 2 液位与干扰

现场实验 1 的液位、干扰流量及前馈补偿系数的设定同仿真实验 1。现场实验 1 结果如图 13 所示。其中实线为实验液位,点划线为干扰流量。

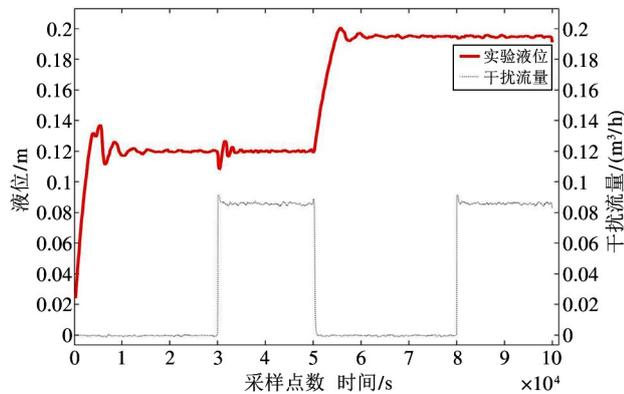


图 13 现场实验 1 液位与干扰

从图中可知,实验液位趋势与仿真实验 1 相同,实验现象和结论与仿真实验 1 相同。

4.2 现场实验 2

现场实验 2 实验条件为:加入阀位补偿函数,阀位与流量呈线性关系。由于实验条件的限制,只能手动调节扰动流量大小。

现场实验 2-A: 液位设定为 15.5 cm 与 22 cm,每个液位持续 1500 s,干扰在 1000 s 加入、1500 s 消失及 2500 s 加入、3000 s 消失。前馈补偿系数为干

扰流量大小除以阀门全开的流量 ($R/0.599$)。现场实验 2-A 结果如图 14 所示。

现场实验 2-B: 液位设定为 22 cm,液位持续 1200 s,干扰在 600 s 加入、1200 s 消失,并且干扰大小发生改变。前馈补偿系数为干扰流量大小除以阀门全开的流量 ($R/0.599$)。现场实验 2-B 结果如图 15 所示。

图 14 与图 15 中,虚线代表没有前馈补偿器有阀位补偿器的实验液位信号,实线代表加入阀位补偿与前馈补偿器的实验液位信号,点划线代表扰动流量大小。

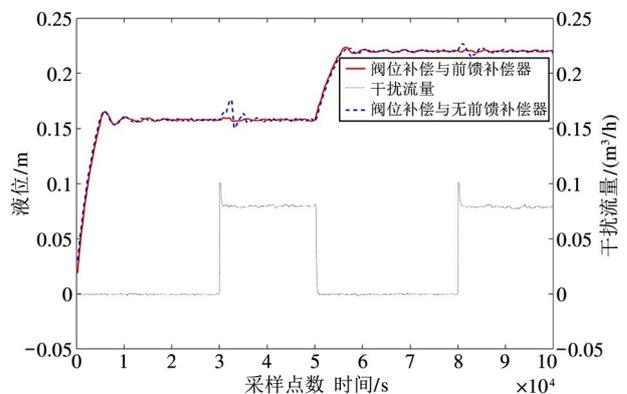


图 14 现场实验 2-A

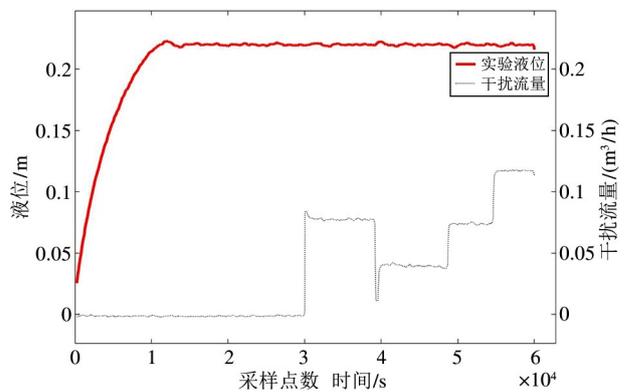


图 15 现场实验 2-B

现场实验 2 结论:从图 14 和图 15 可知,加入阀位补偿曲线后,使用同一个前馈补偿系数,在不同的液位,液位不随着扰动的加入而发生波动。与现场实验 1 不同。并且对于同一个液位,干扰流量的大小发生改变,液位也没有发生波动。实验结论和现象与仿真实验 2 相同。

5 结论

本文研究了基于调节阀流量特性曲线的前馈控制系统,利用实际工况参数与调节阀流量特性曲线来确定前馈补偿系数,而不是通过零极点配置、预测控制、内模控制及先进PID控制等角度去分析前馈或者消除干扰的影响。并且通过大量的实验与仿真验证其有效性。由于阀位与流量间存在非线性,导致所求前馈补偿系数不具有通用性。进而提出阀位补偿算法,等效更改调节阀的流量特性曲线使阀位与流量呈线性。在所有工况下,前馈补偿系数为干扰流量大小除以阀全开时流量。阀位补偿曲线的作用不应仅局限于使调节阀阀位与流量呈线性关系,而应根据实际控制效果的需求,通过软件改变调节阀的流量特性曲线,而不是通过更换阀芯或者套筒的形式。研究结果对于实际生活生产具有一定的参考价值。

参考文献

- [1] 李春林, 卢道华, 曹志远, 等. 主动补偿平台单通道控制系统研究[J]. 机床与液压, 2018, 46(11): 194-198
- [2] 陈来九. 热工过程自动调节原理和应用[M]. 北京: 水利电力出版社, 1982: 340-350
- [3] 王东委, 富月. 基于高阶干扰观测器的极点配置控制器及应用[J]. 控制理论与应用, 2020, 37(8): 11
- [4] Zhu B Y, Li B, Wang Z, et al. Application of cascade PID plus feedforward in automatic denitration control[J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2019, 1237(3): 032015
- [5] 孙京浩, 薛瑞, 袁吴月. 非线性预测控制在三容水箱液位控制系统中的应用[J]. 南京理工大学学报, 2018, 42(4): 339-444
- [6] Pawlowski A, Rodríguez C, Guzmán J L, et al. Predictive feedforward compensator for dead-time processes[J]. *IFAC PapersOnLine*, 2017, 50(1): 1239-1244
- [7] 杨天皓, 李健, 贾瑶, 等. 虚拟未建模动态补偿驱动的双率自适应控制[J]. 自动化学报, 2018, 44(2): 299-310
- [8] 张腾飞, 方星, 刘飞, 等. 基于改进 Smith 预估补偿的制冷系统抗干扰控制[J]. 控制工程, 2020, 27(7): 1204-1209
- [9] 宋栓军, 陈凯凯, 张华威. 基于 APSO 算法的双容水箱 PID 参数优化仿真[J]. 计算机仿真, 2018, 35(8): 261-265
- [10] 张英, 朱宏超, 王丽超. 三容实验系统内模控制研究[J]. 控制工程, 2016, 23(1): 59-63
- [11] Zhang R D, Wu S, Gao F R. Improved PI controller based on predictive functional control for liquid level regulation in a coke fractionation tower [J]. *Journal of Process Control*, 2014, 24(3): 125-132
- [12] Ahmad S, Ali S, Tabasha R. The design and implementation of a fuzzy gain-scheduled PID controller for the Festo MPS PA compact workstation liquid level control[J]. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 2020, 23(2): 307-315
- [13] Lisowski E, Filo G. CFD analysis of the characteristics of a proportional flow control valve with an innovative opening shape [J]. *Energy Conversion and Management*, 2016, 123: 15-28
- [14] Qian J Y, Hou C W, Mu J, et al. Valve core shapes analysis on flux through control valves in nuclear power plants[J]. *Nuclear Engineering and Technology*, 2020, 52(10): 2173-2182
- [15] Huang J H, Wang X N, Wang H, et al. Development of a flow control valve with digital flow compensator[J]. *Flow Measurement and Instrumentation*, 2019, 66: 157-169
- [16] 陈奇, 徐行, 吴衡, 等. 海底静力触探贯入速度的前馈补偿控制[J]. 高技术通讯, 2010, 20(12): 1297-1302
- [17] 胡寿松. 自动控制原理[M]. 北京: 科学出版社, 2013: 254-265
- [18] 祝强. 双容水箱液位系统非线性控制方法研究[D]. 吉林化工学院信息与控制工程学院, 2020: 12-13
- [19] 何衍庆, 杨洁. 控制阀工程设计与应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2005: 9-10
- [20] 胡姣. 双容水箱系统的辨识与滑块变结构控制[D]. 西安: 西安理工大学自动化与信息工程学院, 2017: 16-18

Design of feedforward control system based on flow characteristic curve of control valve

Chen Chen, Shang Qunli, Chen Yanyu

(School of Information Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310023)

Abstract

When the flow disturbance is added to the liquid level control system, the feedforward control in the classical control theory is to make the product of the feedforward link and the transfer function of the closed-loop system be 1, so that the output can fully reproduce the input. Because of the nonlinearity in the control system and the high requirement of modeling accuracy, it is difficult to realize the feedforward control in engineering. Based on the liquid level control system, this paper proposes to determine the feed-forward compensation coefficient by using actual working condition parameters, regulating valve position, flow rate in pipeline and liquid level of water tank. The control valve position and the flow in the pipeline are determined by the flow characteristic curve of the control valve. In actual production, there is a non-linear relationship between valve position and flow rate, which leads to the inconsistency of feed-forward compensation coefficient under different liquid level and different interference. That is, the feedforward compensation coefficient calculated under certain working conditions cannot be applied to other working conditions. Therefore, this paper further proposes a method to compensate the nonlinearity of the valve position, changing the flow characteristic curve of the valve, and make the relationship between the valve position and flow be linear. This method makes the feedforward compensation coefficient fixed under different liquid level and different interference. The effectiveness of the method is verified by simulation and experiment.

Key words: feedforward, nonlinear compensation, flow characteristic curve, liquid level control system, interference flow