

PID 控制原理简析

西安工程大学 王耀辉* 强天伟

摘 要 介绍了PID 控制方法中的一些基本内容, PID 控制原理、PID 在工程应用中各参数的整定方法, 以及计算机是如何实现模拟量的连续控制。

关键词 PID 控制; PID 控制原理; PID 参数整定

The Analysis to PID Control Principles

Wang Yaohui and Qiang Tianwei

Abstract The fundamental content of PID control method, such as PID control principles, the method determining parameters in PID applications to projects and how to realize computerized continuous control of simulated quantities, was explained.

Keywords PID control; PID control principle; PID parameter determination

0 引言

随着工业生产的发展, 于 20 世纪 30 年代, 美国开始使用 PID 调节器, 它比直接作用式调节器具有更好的控制效果, 因而很快得到了工业界的认可。至今大部分的闭环反馈控制回路仍采用 PID 控制, 它包括测量、比较和执行三个基本要素。对被控量进行测量, 测量的结果与设定值相比较, 通过它们之间的偏差来调节系统的响应。控制过程中的关键是如何在做出正确测量与比较后去调节控制系统, 也就是采用何种控制算法, 这是设计一个控制系统最关键的部分, 系统的性能好坏很大程度上由控制算法来决定。从控制算法的研究开始到现在, 一般都是采用 PID 控制, PID 控制作为一种经典的控制方法, 几乎遍及了整个工业自动化领域, 就算在理论和技术飞速发展的今天, 仍然到处可见 PID 控制的影子, 而且占据了相当大的一部分, 同时对于现在发展起来的许多高级控制方式也有一部分是以 PID 控制为基础的^[1-2]。

PID 控制算法是模拟控制系统中最基本与常用的一种控制方法, 即按照偏差信号的比例 P、积分 I、微分 D 进行控制的算法, 简称 PID 控制, 又

称 PID 调节。在实际工程中, 以其结构简单、参数易于整定、操作方便、稳定性好而成为目前应用最广泛的控制算法。特别是在工业过程控制中, 由于控制对象的精确数学模型难以建立, 系统的参数经常发生变化, 运用控制理论分析综合要费很大代价, 却不能得到预期的效果, 往往采用 PID 控制。根据经验进行现场在线整定, 以便得到满意的效果。PID 控制, 实际中也有 PI 和 PD 控制。随着计算机特别是微机技术的发展, PID 控制算法已能用微机简单实现。由于软件系统的灵活性, PID 算法可以得到修正而更加完善^[3]。

1 PID 控制系统结构及原理

在模拟控制系统中, 其系统原理框图如图 1 所示, 系统由模拟 PID 控制器、执行器及被控对象组成。

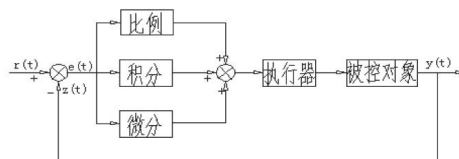


图 1 模拟 PID 控制系统原理框图

PID 控制器是一种线性控制器, 它根据给定值 $r(t)$ 与实际输出值 $y(t)$ 构成控制偏差, 即:

$$e(t) = r(t) - y(t)$$

PID 的控制规律为:

* 王耀辉, 男, 1989 年 9 月生, 在读硕士研究生
710048 西安工程大学环境与化学工程学院 255 号信箱
15829094970
E-mail: 895515108@qq.com
收稿日期: 2012-12-19

$$u(k) = K_p \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_D \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (1)$$

式中： $u(k)$ 为控制器的输出信号； $e(t)$ 为控制器输入偏差信号； K_p 为控制器的比例系数，又称比例增益； T_i 为控制器的积分时间常数； T_D 为控制器的微分时间常数； $r(t)$ 、 $z(t)$ 为控制器的给定值、测量值。

PID 控制器是一种比例、积分、微分三部分并联的控制器，PID 控制的各部分作用如下^[4-6]：

(1) 比例部分

比例控制是一种最简单的控制方式，比例作用其实是一种线性放大（或缩小）作用，其输出量与输入偏差成正比关系。偏差一旦产生，控制器随即产生控制作用，以减小偏差，起到快速响应的作用，但不能完全消除偏差。比例作用的强弱可以用 K_p 来衡量，又称为增益，即调节器的输出相对变化量与输入相对变化量之比。比例控制加大增益时，可以使系统动作灵敏，速度加快，但是增益偏大，振荡次数会增加，调节时间也加长，过大的增益会引起振荡，而过小的增益则会使调节过程变的太慢，因此在控制过程中，确定适宜的增益值是非常重要的。当仅有比例控制时系统输出存在稳态误差。

(2) 积分部分

积分控制用于消除偏差。控制器的输出变化量与输入偏差的积分成正比关系，积分控制作用输出信号的大小不仅取决于输入偏差信号的大小，还取决于偏差所存在时间的长短。只要系统存在偏差，积分控制作用就不断地积累，调节器的输出就会变化，调节机构就要动作，直至消除偏差，因为只有当 $e(t)=0$ 时，它的积分才会为一个常数，控制作用才是一个不会变的常数，在积分控制作用的最后稳定期，系统的偏差必定为零。由此可知，积分控制能够消除系统的稳态误差，提高控制系统的控制精度，但其不能单独使用，因它的输出变化不能较快地跟随偏差的变化而变化，会出现迟缓的控制，总是落后于偏差的变化，作用缓慢，波动较大，不易稳定，因此积分控制必须结合其他的控制一起使用，才能有效的消除系统的稳态误差。

积分作用的强弱取决于 T_i ，当 T_i 较大时，则积分作用较弱，这时，系统的过渡过程不易产生振荡，但是消除偏差所需的时间较长。当 T_i 较小时，则积分作用较强，这时系统过渡过程中有可能产生振荡，但消除偏差所需的时间较短。

(3) 微分部分

依据偏差变化速度来动作的，其输出与偏差微分（即误差的变化率）成正比，能敏感出误差的变化趋势，用来克服被控变量的容量滞后，具有超前调节的作用。某些控制过程的时间常数较大，控制变量的改变需要经过很长的时间才能反映到被控变量上，其原因是由于系统存在有较大惯性组件（环节）或有滞后组件，具有抑制误差的作用，其变化总是落后于误差的变化，解决的办法是使抑制误差的作用的变化“超前”，即在误差接近零时，抑制误差的作用就应该是零。而“微分项”就能够提前使抑制误差的控制作用等于零，从而避免了被控量的严重超调。所以对有较大惯性或滞后的被控对象特别适用。

微分部分的作用强弱由微分时间 T_D 决定。 T_D 越大，则它抑制 $e(t)$ 变化的作用越强， T_D 越小，它反抗 $e(t)$ 变化的作用越弱。当微分时间偏大时超调量较大，需要较长的调节时间；而在偏小时超调量也较大且调节时间也较长，因此要想取得比较满意的过渡过程则需要一个合适的微分时间系数。

由于计算机是采样控制，它只能根据采样时刻点 kT 的偏差值来计算控制量。因此在计算机控制系统中，必须对式（1）进行离散化处理。现在以采样时刻点 kT （ $k=0, 1, 2, \dots, n$ ）代替连续时间 t ，以和式代替积分，以增量代替微分则可做如下近似变换：

$$\begin{cases} t \approx kT, k = 0, 1, 2, \dots, n \\ \int_0^t e(t) dt \approx \sum_{k=0}^n e(kT) = T \sum_{k=0}^n e(k) \\ \frac{de(t)}{dt} \approx \frac{e(kT) - e[(k-1)T]}{\Delta t} = \frac{e(k) - e(k-1)}{T} \end{cases} \quad (2)$$

将式（2）代入式（1），则可得离散的 PID 表达式：

$$u(k) = K_p \left[e(k) + \frac{T}{T_i} \sum_{k=0}^n e(k) + T_D \frac{e(k) - e(k-1)}{T} \right] \quad (3)$$

式中： T 为采样周期，必须使 T 足够小，满足香农采样定理的要求，方能保证系统有一定的精度； k 为采样序号， $k = 0, 1, 2, \dots, n$ ； $e(k)$ 为第 k 次采样时刻输入的偏差值， $e(k) = r(k) - y(k)$ ； $e(k-1)$ 为第 $k-1$ 次采样时刻输入的偏差值， $e(k-1) = r(k-1) - y(k-1)$ ； $u(k)$ 为第 k 次采样时刻计算机的输出值。

因为式（3）的输出值 $u(k)$ 与调节阀的开度位置一一对应，所以将该式通常称为位置型 PID 控制算式。

位置型 PID 控制算法在计算 $u(k)$ 时,不但需要 $e(k)$ 和 $e(k-1)$, 而且还需对历次的 $e(k)$ 进行累加。这样,计算机工作量大,并且为保存 $e(k)$ 还需要占用许多内存单元;同时,计算机输出的 $u(k)$ 对应的是执行器的实际位置,若计算机突发故障,导致 $u(k)$ 的大幅变化,会相应地引起执行器位置的大幅变化,易造成严重的生产事故,这种情况是生产工艺不允许的。因此产生了增量型 PID 控制算法 $u(k)$ 。

基于递推原理,由式(3)可得:

$$u(k-1) = K_p[e(k-1) + \frac{T}{T_i} \sum_{k=0}^{n-1} e(k-1) + T_D \frac{e(k-1) - e(k-2)}{T}] \quad (4)$$

用式(3)减去式(4)可得:

$$u(k) = K_p[e(k) - e(k-1)] + K_i e(k) + K_D [e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)] = Ae(k) + Be(k-1) + Ce(k-2) \quad (5)$$

式中: K_i 为积分系数, $K_i = K_p T / T_i$; K_D 为微分系数, $K_D = K_p T_D / T$; $A = K_p + K_i + K_D$, $B = -(K_p + 2K_D)$, $C = K_D$ 。

式(5)称为增量型 PID 控制算式。

采用增量型算法时,根据系统前后三次测量所得的偏差 $e(k)$ 、 $e(k-1)$ 、 $e(k-2)$, 就可以确定系统的输出,计算机的输出 $\Delta u(k)$ 对应的是本次执行机构位置的增量,通过 $u(k) = u(k-1) + \Delta u(k)$ 可以计算出阀门实际位置的控制量。增量型 PID 和位置型 PID 控制是两种经常采用的数字 PID 控制算法,他们各具优点,在选择采用何种数字 PID 控制方式时应具体问题具体分析,应根据系统的实际情况来选择不同的控制方式,在中央空调系统中对水阀的控制一般采用的是位置型 PID 控制算法。

2 PID参数的整定^[4-7]

一个控制系统实际安装完成后,系统各个环节以及被控对象各通道的特性就不能再改变了,而唯一能改变的就是调节器的参数,即调节器的比例系数 K_p 、积分时间 T_i 和微分时间 T_D 。通过改变这三个参数的大小就可以改变整个系统的性能,获得较好的过渡过程和控制质量。调节器参数整定的目的就是按照已定的控制系统,求取控制系统质量最好的调节器参数。

控制器参数的整定方法归纳起来可分为两大类,理论计算整定法与工程整定法。理论计算整定法主要是依据系统的数学模型,经过理论计算确定控制器参数。从原理上讲,理论计算整定法比工程整定法更能实现控制器参数的“最佳整定”,但无论

是用解析法还是实验测定法求取的过程数学模型都只能近似反映过程的动态特性,因而理论计算所得的整定参数值可靠性不高,不能直接应用,还必须通过工程实际进行调整和修改。工程整定法主要依赖工程经验,直接在控制系统的试验中进行,使用者不需要知道过程完整的数学模型以及具备理论计算所必须的控制理论知识,因而简便、实用、易于掌握,在工程实际中被广泛采用。但是这并不意味着理论计算整定法就没有价值了。恰恰相反,通过理论计算,有助于人们深入理解问题的实质,减少整定工作中的盲目性,较快地整定到最佳状态,尤其在较复杂的过程控制系统中,理论计算是不可缺少的。

常用的工程整定法有下面几种:

1) 临界比例法

临界比例法是目前应用较广的一种整定参数的方法。其特点是在闭环的控制系统中进行整定,而不需要进行过程特性的实验。

具体整定步骤如下:

(1) 把积分时间置于最大值 ($T_i = 8$), 微分时间置零 ($T_D = 0$), 比例度 \ddot{a} 置较大数值,把闭环投入运行,然后将 \ddot{a} 比例度由大逐渐减小,得到图2所示的临界振荡过程。这时候的比例度叫做临界比例度 \ddot{a}_k , 振荡的两个波峰之间的时间即为临界振荡周期 T_K 。

(2) 根据 \ddot{a}_k 和 T_K 的值。运用温度调节系统经验公式: $\ddot{a} = 1.6 \ddot{a}_k$, $T_i = 0.5 T_K$, $T_D = 0.25 T_i$ 。

(3) 根据上述计算结果设置调节器的参数,观察系统的响应,若曲线不符合要求,再适当调整参数值。

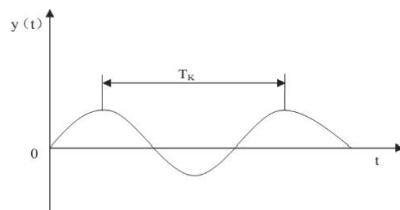


图2 等幅振荡过程

2) 衰减曲线法

衰减曲线法是在总结临界比例法的基础上提出来的,临界比例法是要系统等幅振荡,还要多次试凑,而用衰减曲线法较简单,一般又有两种方法: 4:1 衰减曲线法和 10:1 衰减曲线法,下面介绍 4:1 衰减曲线法:

(1) 在闭合系统中,把积分时间置于最大值

($T_I=8$), 微分时间置零 ($T_D=0$), 比例度 \ddot{a} 置较大数值, 反复做定值扰动试验, 并逐渐减少比例度, 直至记录曲线出现 4:1 的衰减为止, 如图 3 所示。这时的比例度称为 4:1 衰减比例度 \ddot{a}_s , 两个相邻波峰间的距离称为 4:1 衰减周期。

(2) 根据 \ddot{a}_s 和 T_s 值按下列公式计算出各个参数 \ddot{a} 、 T_I 、 T_D 的数值。

$$\ddot{a}=0.8\ddot{a}_s, T_I=0.3 T_s, T_D=0.1 T_s$$

(3) 根据上述计算结果设置调节器的参数值, 观察系统的响应过程。如果不够理想, 再适当调整整定参数值, 直到控制质量符合要求为止。对大多数控制系统, 4:1 衰减过程是最佳整定。

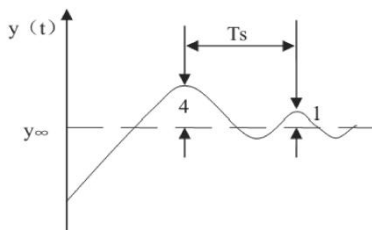


图 3 4:1 衰减曲线

3) 经验试凑法

(1) 根据不同调节系统的特点, 先把 P、I、D 各参数放在基本合适的经验数值上, 这些数值是由大量实践经验总结得来的 (按 4:1 衰减)。

(2) 根据操作经验, 看曲线的形状, 在调节系统中逐步反复试凑, 一直得到满意数据。

3 结语

在工业过程控制中, 95% 以上的控制回路都采用 PID 控制结构^[8]。在实际中 PID 控制器因为结构简单、易于理解和实现而得到广泛应用, 而且许多高级控制都是以 PID 控制为基础的。所以通过以上对 PID 的介绍, 使读者对 PID 有一个简单明了的认识, 希望对读者有所裨益。

参考文献

- [1] 曹刚. PID 控制器参数整定方法及其应用研究 (硕士学位论文) [D]. 浙江大学, 2004
- [2] 黄烜. 楼宇中央空调自控系统的研究 (硕士学位论文) [D]. 湖北工业大学, 2009
- [3] 李玉云. 建筑设备自动化 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2006
- [4] 彭爱华. 中央空调智能控制节能系统的研究与应用 (硕士学位论文) [D]. 南昌大学, 2007
- [5] 鲁劲松. 中央空调自控系统的设计与研究 (硕士学位论文) [D]. 河北工业, 2007
- [6] 唐娟. 中央空调系统运行及其控制的动态仿真 (硕士学位论文) [D]. 华北电力大学, 2009
- [7] 朱海峰. PID 控制器参数自整定方法研究 (硕士学位论文) [D]. 中山大学, 2005
- [8] Astron, K.J. and Hagglund, T. PID Controllers: Theory, Design, and Tuning [J]. Instrument Society of America, 1995

尊敬的广大读者:

我是文章《对于 1m 管式间接蒸发冷却器冷却效果测试与分析》作者。文章发表于《洁净与空调技术》2013 年第二期, 在文中由于失误将公式写错, 在此向广大读者致以深深的歉意。文中管式间接蒸发冷却段的湿球效率公式更改为:

$$\eta_s = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{s2}} \times 100\%$$

其中: T_1 为管式间接蒸发冷却段一次空气入口干球温度, ; T_{s2} 为管式间接蒸发冷却段二次空气入口干球温度对应的湿球温度, ; T_2 为管式间接蒸发冷却段一次空气出口干球温度, 。