

自适应控制器在贮箱增压系统中的应用

郭宁敏

(西安航天动力试验技术研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 针对小推力姿控发动机试验, 采用了一种基于自适应控制的先进 PID 控制器, 用于贮箱增压系统的入口压力调节。介绍了自适应 PID 控制器的设计途径、算法结构。该算法经过模拟系统试验, 可达到系统要求的快速响应和稳定性指标。

关键词: 姿控发动机; 贮箱增压系统; 自适应控制

中图分类号: V434

文献标识码: A

文章编号: (2009) 01-0059-04

Application of adaptive controller in tank pressurization system

Guo Ningmin

(Xi'an Aerospace Propulsion Test Technique Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: An advanced PID control concept based on adaptive control for low thrust attitude control engine was put forward. The controller is used on the pressure regulating of tank pressurization system. The design method and arithmetic configuration were introduced in this paper. The experiments of the simulative system showed that the arithmetic can meet the requirement of fast response and stabilization of the system.

Key words: attitude control engine; tank pressurization system; adaptive control system

0 引言

液体火箭发动机试验中, 入口压力控制是典型的非线性、大时滞控制系统, 采用传统的 PID

控制将产生超调和振荡现象, 动态性能较差, 控制精度难以令人满意。自适应 PID 控制器吸收了自适应控制与常规 PID 控制器的优点。首先, 有自动辨识被控过程参数、自动整定控制器参数、适应被控过程参数的变化等优点; 其次, 它又具

收稿日期: 2008-07-23; 修回日期: 2008-11-04。

作者简介: 郭宁敏 (1978—), 女, 工程师, 研究领域为液体火箭发动机试验测控技术。

有常规 PID 控制器结构简单、鲁棒性好、可靠性高的优点。采用一种改进的自适应 PID 控制器,综合其优点,克服实际应用的不足,组成一种分程控制自适应 PID 控制器,在系统状态变化的过程中自动调节 PID 参数,让控制过程时刻处于最优或次优状态。为了实现控制目的,利用阶跃响应曲线辨识模型参数与人工智能相结合,完成 PID 参数的初始值设定,根据测量误差改变调节器步长的方法实现 PID 控制器参数的自动整定。

1 贮箱自动增压控制系统原理

贮箱增压的过程主要有两种情况,一种情况是贮箱增压系统按照设定值提前进行预增压过程,在增压过程中要保证无超调地达到压力设定值。另一种情况是随着推进剂消耗引起贮箱压力下降后的补压过程,即增压系统跟踪贮箱压力的变化并且调节压力平衡。文中对两种调节过程进行了分析,以第二种情况为主建立起通用的计算机自动调节系统。调节系统结构如图 1 所示。

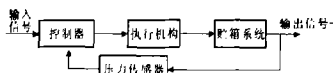


图1 贮箱增压控制系统结构框图

Fig.1 Diagram of tank pressurization control system

贮箱增压系统一般为单输入、单输出系统,即输入信号为标准参考输入,输出信号为贮箱的压力(贮箱中气垫的压力)。把误差信号(标准输入信号与反馈信号之差)加到控制器上,以减小或消除系统误差,使系统的输出量趋于期望值。整个系统采用闭环负反馈控制,主要包括控制器、执行机构(控制器和调节阀)、检测元件等环节,其核心部分为控制器。

2 自适应 PID 控制器的设计

2.1 确定模拟增压系统模型参数初值的方法

2.1.1 获取被控对象的模型

贮箱增压系统各部分模型的参数不易确定,所以根据系统的阶跃响应曲线对增压过程进行定

性分析。求取系统阶跃响应时,调节阀没有进行调节动作,处于打开状态,单纯的测取系统特性。阶跃响应曲线如图 2 所示。

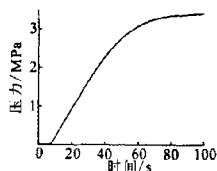


图2 模拟系统阶跃响应曲线

Fig.2 Step response curve of simulation system

由图 2 可见系统阶跃响应曲线为飞升曲线,所以模拟系统可以用一阶惯性加纯滞后环节系统来描述,系统的传递函数如下:

$$G(s) = K \frac{e^{-\tau s}}{Ts + 1} \quad (1)$$

式中, K 为对象的静态增益; T 为时间常数, τ 为纯滞后时间, s 为频域参数。

求取对象近似模型参数的方法,使用比较适合计算机系统的 Cohn-Coon 公式。

Cohn-Coon 公式如下

$$K = \frac{\Delta C}{\Delta M} \quad (2)$$

$$T = 1.5(t_{0.632} - t_{0.28}) \quad (3)$$

$$\tau = 1.5 \left(t_{0.28} - \frac{1}{3} t_{0.632} \right) \quad (4)$$

公式中的参数定义如下图所示,为经验值。

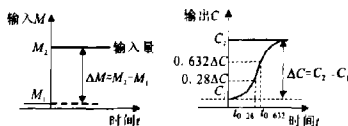


图3 Cohn-Coon 公式求取参数的曲线示意图

Fig.3 Schematic curve for obtaining parameters with Cohn-Coon formula

2.1.2 确定 PID 控制器的初始参数

要提高控制系统的调节速度,应尽可能的使辨识算法简单,因此应用 Ziegler-Nichols 整定公式计算 PID 控制器的参数。利用这种方法可以方便地得到 PID 参数中的比例系数 K_p 、积分时间常数 T_i 和微分时间常数 T_d 的初始值。

$$\left. \begin{aligned} K_p &= \frac{1.2T}{K\tau} \\ T_i &= 2\tau \\ T_d &= 0.5\tau \end{aligned} \right\} \quad (5) \quad \left. \begin{aligned} X(t) &= f_1(e(k)) \\ Y(t) &= f_2(e(k)) \\ Z(t) &= f_3(e(k)) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

2.2 自适应 PID 复合控制器的设计

常规 PID 调节器经离散化处理后的动态方程可表示为 (增量法)

$$\Delta u(k) = Ae(k) - Be(k-1) + Ce(k-2) \quad (6)$$

式中, $e(k)$ 、 $e(k-1)$ 、 $e(k-2)$ 分别为第 k 次、 $k-1$ 次、 $k-2$ 次的采样值与给定值的偏差, $\Delta u(k)$ 为本次输出控制量的增加量。

$$\left. \begin{aligned} A &= K_p \left(1 + \frac{T}{T_i} + \frac{T_d}{T} \right) \\ B &= K_p \left(1 + 2\frac{T_d}{T} \right) \\ C &= K_p \frac{T_d}{T} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

式中, T 为控制周期, 由上式可知只要确定了 K_p 、 T_i 、 T_d 及 T , 则 (7) 式中的 A 、 B 及 C 就是常数。在模拟的贮箱增压系统中, 取采样周期为 1~2s 控制效果较好。如果将上述各参数代入式 (6), 即可实现常规的 PID 控制。但在实际运行过程中, 由于系统各种参数并不是恒定不变的, 因此, 为了使系统始终运行在最佳状态, 运行过程中必须实时调整 K_p 、 T_i 、 T_d 参数。从式 (7) 可以看出, A 、 B 及 C 由 K_p 、 T_i 、 T_d 决定, 所以也可影响当前输出值, 因此实时调整 A 、 B 及 C 参数, 也能使系统达到最优。设

$$\left. \begin{aligned} A &= A_0 + X(t) \\ B &= B_0 + Y(t) \\ C &= C_0 + Z(t) \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

将上式代入 (6) 式得

$$\Delta u(k) = A_0 e(k) - B_0 e(k-1) + C_0 e(k-2) + X(t)e(k) - Y(t)e(k-1) + Z(t)e(k-2) \quad (9)$$

式中, A_0 、 B_0 及 C_0 为控制器的初始值, 由参数 K_p 、 T_i 、 T_d 的初值及 T 决定。

设 $X(t)$ 、 $Y(t)$ 、 $Z(t)$ 均为与误差有关的函数, 即

在实际控制过程中只要根据系统的误差实时地调整参数 $X(t)$ 、 $Y(t)$ 、 $Z(t)$ 的值, 就能够使控制过程达到最优。

2.3 分程控制自适应 PID 控制器的设计

公式 (10) 给出了自适应 PID 调节器的控制算法。在实际的贮箱增压控制系统程序中, 为了编程方便以及加速 PID 在线整定速度, 采用给调整参数附加变步长参量的处理方法。

首先, 需要将采样值与给定值的误差分成若干个区间, 在不同的误差区间使用不同的步长, 而且误差绝对值越大步长也越大。设控制器的调整参数为 $g(t)$, 则误差分程处理的通式为

$$g(t) + \frac{\alpha k}{2^n} = g(t) \quad (11)$$

式中, α 为绝对值为 1 的系数。K 为参数整定的步长。误差 n 为误差变化的分程区间数, 但误差区间不一定要平均分配, 根据实际情况选取, 误差大的区间可以取大, 误差小则区间取小。当误差绝对值处于定标误差之内时, 系统已经稳定, 此时的参数应该保持; 当误差最大时, 调整的步长也最大。接着将采样值与设定值进行比较, 确定误差变化量所在的区间, 按照不同的区间采用步长不同的计算公式。

2.4 贮箱增压系统分程自整定 PID 控制器的途径

设 Δp 为系统的压力误差量, 则主要分为 Δp 的绝对值大于 1 和小于 1 两种状态。

当 $|\Delta p| \geq 1.0$ 时, 取 $X(t)=k$, $Y(t)=k$, $Z(t)=k$, 由于误差较大可以按照比例算法进行控制。

当 $|\Delta p|$ 进入设定的区段后, 按式 (10) 加入自校正 PID 运算程序, 令 $X(t)$ 、 $Y(t)$ 、 $Z(t)$ 的初值为 0。程序的步骤为:

(1) 首先将 $X(t)$ 、 $Y(t)$ 固定, 调整 $Z(t)$

由于贮箱系统的容积特性比较明显, 因此滞后时间较大, 所以 PID 控制器参数的调整周期应比采样周期大一些。具体的整定时间间隔应根据系统的滞后时间决定。在第一次调 $Z(t)$

时, 取 $\alpha=1$, $Z(t)+\frac{\alpha k}{2^n}=Z(t)$ (n 为 $|\Delta p|$ 所在的区段), 然后进行 PID 运算。在以后每次调整 $Z(t)$ 时, 则首先应计算 $|e_{n-1}|-|e_n|$, 若差值小于 0, 说明所加步长的方向错误, 此时, 取 $\alpha=-1$, 重新计算。若差值大于 0, 说明所加步长方向正确, $\frac{\alpha k}{2^n}$ 仍取前次调整时的值进行计算。这个过程一直进行到 $|e_{n-1}|-|e_n|$ 又一次小于 0, 则转入调整下一个参数, 即固定 $X(t)$ 、 $Z(t)$, 调整 $Y(t)$ 。

(2) 视 $X(t)$ 、 $Z(t)$ 为常量, $Y(t)$ 为变量

调整 $Y(t)$ 的过程与调整 $Z(t)$ 的过程基本类似, 仍然是先取 $\alpha=1$, 计算 $Y(t)+\frac{\alpha k}{2^n}=Y(t)$, 从第二次调整 $Y(t)$ 开始, 就必须计算 $|e_{n-1}|-|e_n|$, 以判断所加步长的方向是否正确。如果正确就继续, 否则取 $\alpha=-1$ 。由式 (9) 和式 (11) 计算反馈控制量的增量, 直到 $|e_{n-1}|-|e_n|$ 第二次小于 0, 然后再固定 $Y(t)$ 、 $Z(t)$ 调整 $X(t)$ 。

(3) 视 $Y(t)$ 、 $Z(t)$ 为常量, $X(t)$ 为变量

这一过程同调整前两个参数的方法类似。当第三个参数调整过程完成后重新回到过程 (1), 完成一个调整周期。上述过程循环进行, 直到 $|e_n|$ 小于定标误差。一旦系统误差大于定标误差便开始调整, 这样, 系统将一直工作于最优状态。系统达到定标误差后, 将调整后的 PID 参数存盘, 下一次运行时, 系统会很快稳定在最优状态。

3 调试结果及分析

本系统在设计时仅针对 2.0~5.0MPa 的姿控发动机贮箱系统的增压功能, 且该贮箱自动增压系统在介质流量小于 100g/s 的条件下进行单向调节, 不具备减压调节功能, 卸压依靠卸压电磁阀或手动放气阀进行。由于试验状态和调试结果很多, 这里只给出主要的跟踪压力调节的调试结果。贮箱压力设定初始值为 2.0MPa, 通过增压过程压力已经稳定到设定值, 加负载使推进剂流量消耗为 55g/s, 并且使贮箱压力的设定值变为 3.0MPa。控制系统的调节曲线如图 4 所示。压力

曲线在增压阶段因为高压气体的分子运动比较剧烈, 发生膨胀使压力超调, 等待一段时间后, 温度下降压力降低, 此时加负载, 控制系统仍能够比较准确的跟踪压力值。

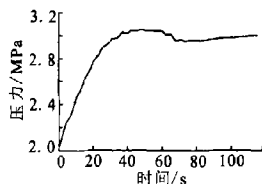


图 4 贮箱压力变化跟踪曲线

Fig.4 Tank pressure curve vs time

通过不同压力设定值和对应的流量, 调节系统的压力跟踪相对误差在 $\pm 1\%$ 设定值以内。可以看到控制系统能够满足贮箱系统要求的稳态指标, 但动态效果不明显。

4 结束语

所研制的控制器根据误差信号进行分区并且选择不同的调节步长, 减少了参数整定的工作量, 使控制器时刻处于最优或次优状态, 而且调节阀的选择直接影响调试结果。在大流量负载试验系统中, 建议使用带电-气阀门定位器的气动调节阀。在实际工程中多点压力的调节可以采用高性能、可编程的分布式控制模块组成, 通过总线通讯方式由上位机进行控制。

参考文献:

- [1] 吴士昌, 吴忠强. 自适应控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [2] 刘金琨. 先进 PID 控制及其 MATLAB 仿真[M]. 北京: 电子工业出版社, 2003.
- [3] 赵万明. 流量转速参数信号调理技术[J]. 火箭推进, 2008, 34(2): 49-54.
- [4] 薛定宇, 陈阳泉. 基于 MATLAB/Simulink 的系统仿真技术与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003.
- [5] 李剑, 谷俊杰. PID 参数整定方法进展[J]. 电力科学与工程, 2001 (3): 11-13.

(编辑: 陈红霞)