

透平压缩机组的模糊 PID 控制与特性研究

文乐, 高林, 戴义平

(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 通过对典型透平压缩机组的分析,建立了汽轮机驱动压缩机组的动态数学模型,设计了机组的模糊比例-积分-微分(PID)控制器,研究了机组的动态响应特性. 研究表明:在系统扰动时,采用所提模糊 PID 控制器可以使控制量无动态超调,并且消除了稳态误差,从而加快了系统的响应速度. 在基于压缩机流量、压比和转速三者相互耦合而设计的控制器可以分别控制汽轮机压缩机转速和防喘振阀,使得压缩机工作点不进入喘振区域,压缩机压比在 40 s 内达到设定值,由此达到了改善控制效果和节约能源的目的,为变转速透平压缩机组控制系统的设计提供了理论基础.

关键词: 透平压缩机组;模糊 PID 控制;压比;喘振

中图分类号: TP273;TK474 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2011)07-0076-06

Study on Fuzzy PID Control of Turbine-Driven Centrifugal Compressor

WEN Le, GAO Lin, DAI Yiping

(Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The dynamic mathematical model of a turbine-driven centrifugal compressor was established. A fuzzy PID controller for the compressor was designed and the dynamic response characteristics of the compressor were examined. The results show that the fuzzy PID controller designed can reduce the overshoot of the system dynamic response compared with the conventional controllers and eliminate steady state errors quickly when disturbance occurs, leading to the greater system response speed. Considering the coupling of the compressor flow rate, pressure ratio, and speed, the controller can govern the turbine speed and opening of the anti-surge valve, respectively. Thus the operation point is never located in the surge area and the pressure ratio reaches the set value in 40 s. It seems that the controller developed can improve the control effect and save energy.

Keywords: turbine compressor set; fuzzy PID controller; pressure ratio; anti-surge

透平压缩机(离心或轴流压缩机)在冶金、石油化工、天然气输送等领域得到了广泛的应用,其大多由汽轮机和燃气轮机驱动. 包含原动机、透平压缩机、管网等部分的透平压缩机组,不仅需要调整工质的压力和流量,而且还要防止低负荷工况下压缩机发生喘振.

针对透平压缩机组的转速、流量和压比三者耦合的控制问题,需要开发研制动态稳定、响应快速和超调量均在合理范围内的控制策略.

合理的控制策略必须以准确的系统和对象的数学模型为基础. 文献[1-4]对发电用汽轮机组的模型进行了分析和研究,但该模型不适用于透平压缩机组动态特性的分析,因此建立适用于透平压缩机组控制特性研究的汽轮机数学模型是本文的重要内容之一.

根据不同目标,压缩机组具有不同的调节方法^[5],如进出口节流调节,进口气流旋绕调节,变转速调节等. 在这些调节方法中,节流和气流旋绕时人

为地增加了流动阻力且未改变压缩机工作状态,从而影响了压缩机的经济性. 因此,本文采用节能减排的变转速调节方法来研究透平压缩机组的变转速调节规律.

传统的比例-积分-微分(PID)控制虽然能够满足机组变转速调节的要求,但是在防喘振控制方面的表现仍不尽如人意. 文献[6]采用了非标准增量PID控制以防喘振,该控制尽管使系统在压缩机出口管道系统流量微小扰动下响应良好,但是对大扰动或异常情况下系统响应特性缺少考查. 文献[7-8]应用相似原理对压缩机工作区进行了划分,并采用了联合多级PI控制和非线性控制,以防喘振,但该控制策略较为复杂,对于不同机组对象,需要重新整定大量的控制参数,而且控制过程中系统输入的变化可能会跨越多个控制区间,从而使控制输出突变对系统形成一定的冲击. 因此,需要设计一种适用于大扰动情况且防喘振控制效果良好、控制输出对系统冲击小的控制策略.

本文通过对典型透平压缩机组的分析,建立了包含汽轮机、压缩机及其管道系统分布参数的数学模型,根据系统动态特性设计了基于专家经验和模糊规则的模糊PID控制器,来实现机组的调节与运行控制,这样既保证系统输出流量和压比与系统扰动之间有良好的跟随性,又能使压缩机在接近喘振边界时尽快脱离喘振工况,而且控制过程平稳. 同时,对PID控制、模糊控制和模糊PID控制的控制特性进行了对比,结果表明,模糊PID控制优于其他两者.

1 透平压缩机组数学模型

透平压缩机组主要包括汽轮机、离心式压缩机、管道系统和防喘振阀,该系统模型如图1所示.

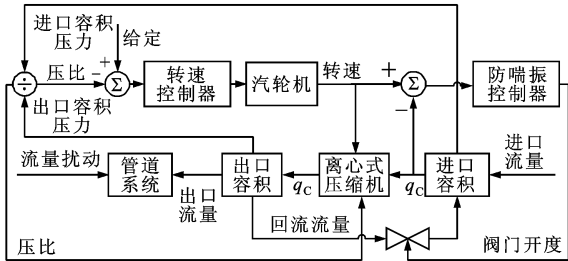


图 1 透平压缩机组系统模型

在图1中,整个透平压缩机系统可大致分为4部分:①汽轮机(包含转速控制器);②离心式压缩机(包含压缩机进、出口容积);③防喘振阀(包含防喘

振控制器);④管道系统. 为调节压缩机转速,可将由压缩机进出口容积计算获得的压比信号输入转速控制器. 压缩机流量信号和转速信号输入防喘振控制器,以进行防喘振控制. 在管道系统末端设置的流量扰动取决于工质流量的需求. 所有涉及到的数学模型均有其相关的微分方程式,通过微分方程式可以获得各模拟量之间的关系.

1.1 汽轮机数学模型

透平压缩机组转速控制器的输入信号是压比偏差信号,经过放大和校正的输出信号将改变进汽阀门的开度. 从动态过程来看,进汽阀门的开度越小,流入喷嘴室蒸汽容积的蒸汽量越小,喷嘴室内蒸汽压力降低,流入汽轮机的蒸汽流量渐少,汽轮机功率降低,汽轮机转速相应降低^[1]. 蒸汽容积和转子是整个过程中的两个蓄能环节.

喷嘴室蒸汽容积方程式为

$$T_{\rho} \frac{d\chi_{\rho}}{dt} + \chi_{\rho} = \chi_s \tag{1}$$

式中: T_{ρ} 是喷嘴室蒸汽容积时间常数; χ_{ρ} 是蒸汽压力变化的相对值; χ_s 是蒸汽阀门变化的相对值. 汽轮机、压缩机转子方程为

$$\frac{\pi J}{30} \frac{dn}{dt} = M_T - M_C \tag{2}$$

式中: J 是转子转动惯量; n 是转速; M_T 为汽轮机转子转矩; M_C 是压缩机转子转矩. 一般认为,汽轮机功率、转速和转矩三者之间的关系为

$$M_T = \frac{W}{n} \tag{3}$$

式中: W 为汽轮机功率. 压缩机转速和转矩的关系为

$$M_C = Kn^3 \tag{4}$$

式中: K 是与压缩机有关的常数. 利用上述关系式建立的汽轮机数学模型如图2所示.

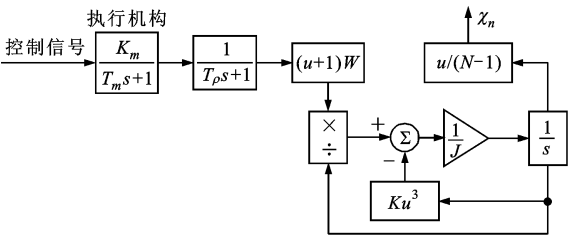


图 2 汽轮机数学模型

1.2 离心式压缩机数学模型

压缩机特性曲线可以描述压缩机流量、压比和转速之间的关系. 已知压比和转速,就可以在压缩机

特性曲线中利用三次样条插值方法求得压缩机流量。

压缩机进出口容积关系式为

$$\frac{V_1 P_{10}}{m R_g T_{10} q_{C0}} \frac{d\chi_{P_1}}{dt} = \frac{q_{in0}}{q_{C0}} \chi_{q_{in}} + \frac{q_{r0}}{q_{C0}} \chi_{q_r} - \chi_{q_c} \quad (5)$$

$$\frac{V_2 P_{20}}{m R_g T_{20} q_{C0}} \frac{d\chi_{P_2}}{dt} = \chi_{q_c} - \frac{q_{out0}}{q_{C0}} \chi_{q_{out}} - \frac{q_{r0}}{q_{C0}} \chi_{q_r} \quad (6)$$

$$K_{in} = \frac{V_1 P_{10}}{m R_g T_{10} q_{C0}} \quad (7)$$

$$K_{out} = \frac{V_2 P_{20}}{m R_g T_{20} q_{C0}} \quad (8)$$

式中: V_1 和 V_2 分别为压缩机进、出口容积; P_{10} 和 P_{20} 分别为工作在平衡点时压缩机进、出口容积压力; T_{10} 和 T_{20} 分别为工作在平衡点时压缩机进、出口容积中的温度; χ_{P_1} 和 χ_{P_2} 分别为压缩机进、出口容积压力变化的相对值; q_{C0} 、 q_{in0} 、 q_{r0} 和 q_{out0} 分别为当压缩机工作在平衡点时, 如图 1 所示的压缩机的流量、进口流量、回流流量和出口流量; χ_{q_c} 、 $\chi_{q_{in}}$ 、 χ_{q_r} 和 $\chi_{q_{out}}$ 分别为压缩机的流量、进口流量、回流流量和出口流量的变化量的相对值; m 为多变指数; R_g 为气体常数。压缩机进、出口容积中的温度和压力的关系式为

$$\frac{T_{20}}{T_{10}} = \left(\frac{P_{20}}{P_{10}} \right)^{(m-1)/m} \quad (9)$$

压缩机的压比 ϵ 取决于压缩机进、出口容积的压力, 其关系为

$$\chi_\epsilon = \frac{\chi_{P_2} + 1}{\chi_{P_1} + 1} - 1 \quad (10)$$

式中: χ_ϵ 是压比变化的相对值。由上述关系式得到的压缩机数学模型如图 3 所示。

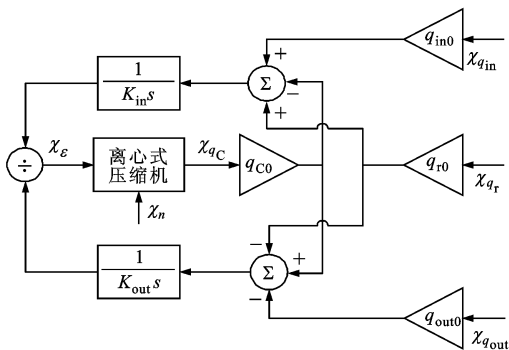


图3 压缩机数学模型

1.3 管道系统数学模型

管道系统数学模型采用分布参数模型。假设将压缩机出口管道划分为若干段(微元), 相邻微元 a 、 b 的示意图如图 4 所示。



图4 管道微元示意图

根据连续方程, 可以将图 4 中的参数表示为如下关系, 即

$$T \frac{d\chi_{P_a}}{dt} = \chi_{q_a} - \chi_{q_b} \quad (11)$$

$$\chi_{q_b} = \left[\frac{(\chi_{P_a} + 1)P_{a0} - (\chi_{P_b} + 1)P_{b0}}{P_{a0} - P_{b0}} \right]^{1/2} - 1 \quad (12)$$

式中: T 为管道微元时间常数; χ_{P_a} 和 χ_{P_b} 分别为管道微元 a 和 b 的压力变化的相对值; χ_{q_a} 和 χ_{q_b} 分别为管道微元 a 和 b 的流量变化的相对值; P_{a0} 和 P_{b0} 分别为工作在平衡点时压缩机管道微元 a 和 b 的压力。根据以上关系式, 第 i 个管道微元的数学模型如图 5 所示, 其中空心圈表示式(12)的计算方法。为了说明参数在管道微元中的传递关系, 用 $i-1$ 、 i 和 $i+1$ 来替换 a 和 b , $i-1$ 表示第 i 个管道微元的前一个管道微元, $i+1$ 表示第 i 个管道微元的后一个管道微元。由此, 管道可以分割为任意数量的管道微元, 将它们连结起来, 便可获得更为精确的整个管道系统分布参数的数学模型。

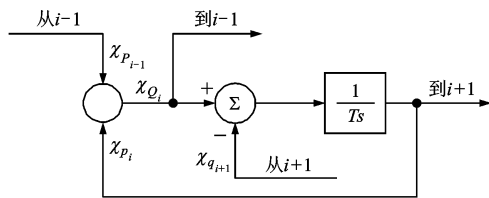


图5 管道微元数学模型

1.4 防喘振阀数学模型

压缩机回流流量取决于防喘振阀的开度, 阀门开度增大, 压缩机流量增大, 从而使压缩机工作点远离喘振线。防喘振阀的开度和回流流量的关系为

$$\chi_{q_r} = (\chi_s + 1) \left[\frac{(\chi_{P_1} + 1)P_{10} - (\chi_{P_2} + 1)P_{20}}{P_{10} - P_{20}} \right]^{1/2} - 1 \quad (13)$$

式中: χ_s 为防喘振阀的开度变化的相对值。

2 控制策略

一般来说, 离心式压缩机的压力控制器设置在压缩机出口管道上, 通过测量随工况改变的压力变

化来维持稳定的压力. 压力信号由传感器送到汽轮机调节器,以调节转速. 防喘振控制系统仅控制一个参数,回流流量是输入到防喘振控制器的唯一参数,由防喘振控制的输出信号来控制防喘振阀的开度. 当管道流量小于或等于最小流量时,防喘振阀打开,其将一部分工质送回到压缩机入口容积或者排空管道. 尽管防喘振阀的开启能够完成防喘振的任务,但是仍然存在亟待解决的问题. 最小流量是一个常数值,其并未考虑到不同转速下最小流量的变化. 随着压缩机转速减小,喘振流量限降低,如果最小流量值仍然是由最大转速计算获得的定常值,那么转速的减小会形成不必要的回流,从而造成能源浪费. 为解决该问题,需设计可变极限流量的防喘振控制系统,它不仅可以提高防喘振的可靠性和安全性,而且可以减少能量的浪费.

近年来,PID 控制是应用最为广泛的基本控制方式,其原理简单,适应性强,鲁棒性强,模型如图 6 所示.

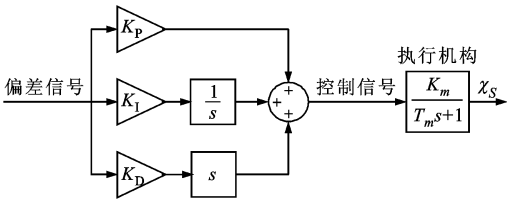


图 6 PID 控制器模型

当控制对象复杂,即非线性、延迟性和耦合性增强时,控制性能指标要求更高,系统特性便难以精确掌握,传统的 PID 控制器也不再适用^[9]. 本文研究的透平压缩机组需对喘振现象严格控制,需对压比、流量的动态变化及时反应,所以应采用模糊控制来解决上述控制对象中的难题. 模糊控制是基于控制对象的数学模型,根据基本特性和操作经验,运用条件语句和逻辑推理来获得执行器动作,其模型如图 7 所示.

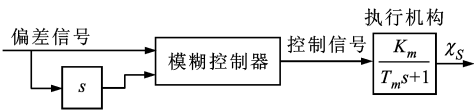


图 7 模糊控制器模型

与 PID 控制器相比,模糊控制对于复杂系统具有更好的适应性和鲁棒性,但不具积分功能,所以稳态控制精度较差,在平衡点附近尤其如此. 模糊控制在推理过程中采用系数加权平均法,当权值不同时,

由模糊控制表获得的控制输出信号有所不同,若权值选取得当,在某条控制规则下的静差可以很小,但不能保证静差在其他控制规则下仍然在允许的范围内. 控制过程即使在宏观上超调量很小,对于不同的模糊推理算法,相邻的控制结果也可能出现不同程度的跳跃. 为了取长补短,本文将模糊控制器与 PID 控制器进行了有机结合,如图 8 所示,这种模糊 PID 控制器可以兼有 PID 控制和模糊控制的优点.

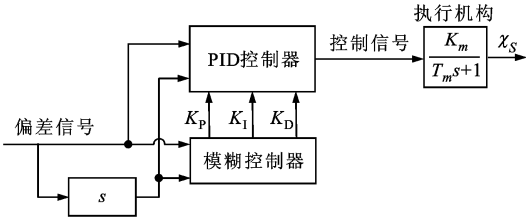


图 8 模糊 PID 控制器模型

图 8 中,模糊控制器接收扰动信号,再通过模糊化、推理和再清晰化过程,实时地更新 PID 控制器的比例、积分和微分系数. 模糊 PID 控制器的参数根据瞬时的扰动量及其变化率而不断发生变化,它可以满足 PID 参数在扰动初始阶段、扰动过程、扰动结束阶段的不同要求,因此模糊 PID 性能优于个别扰动下整定参数的分段多级 PID 控制器.

为了阐明模糊 PID 控制器的优越性,本文采用了 3 组控制策略在同一情况下进行对比. 3 组控制策略分别为:①转速控制器和防喘振控制器均为 PID 控制器;②转速控制器为 PID 控制器,防喘振控制器为模糊控制器;③转速控制器为 PID 控制器,防喘振控制器为模糊 PID 控制器.

下面用 PID 控制、模糊控制、模糊 PID 控制依次表示上述 3 种情况.

3 参数设置与结果分析

汽轮机的参数选取应该与压缩机参数匹配. 压缩机特性曲线如图 9 所示. 为了阻止喘振发生,压缩机工作点向左偏移且超过了安全线,此时应打开回流阀以增加回流量,使工作点尽快右移回到安全线. 喘振安全线的流量为同压比下的喘振流量的 1.1 倍,设置流量裕度可提高喘振控制的安全性. 平衡点参数 $\epsilon=3.29$,压缩机流量 $q_c=2\,939\text{ m}^3/\text{h}$. 图 9 中的与 3 个转速对应的 3 条曲线为压缩机的工作曲线.

本文对比了 3 类防喘振控制器(原系统 PID 控制器、模糊控制器和模糊 PID 控制器)的控制效果.

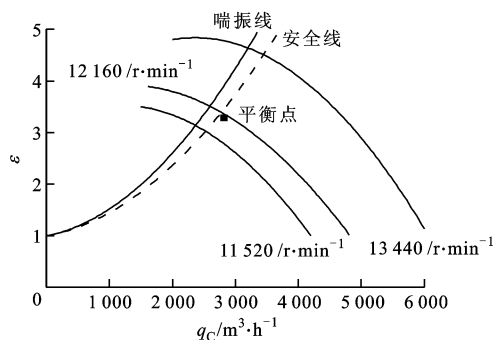
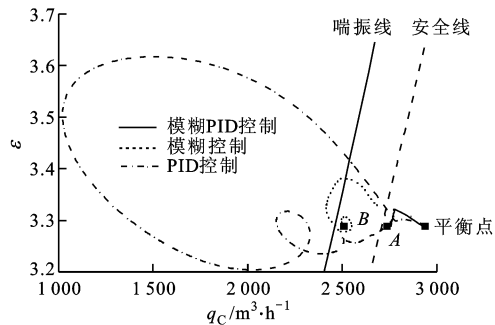


图9 离心式压缩机特性曲线

对于实际中的透平压缩机组的控制系统,其PID参数是根据工作点在额定工况点(平衡点)下,通过扰动调试出最佳控制效果设定的,它在扰动变化不大时,控制效果良好。模糊控制器的控制表参数是根据压缩机特性、控制输入参数以及参考其他压缩机模糊控制表^[10-12]而设定的,扰动使喘振发生的可能性越小,控制效果越好,当然静态误差是模糊控制无法回避的问题。模糊PID控制器的控制表参数是根据扰动自动调整输出信号,使控制效果在不同情况均表现良好。

对于透平压缩机组,应该关注压比和流量扰动下机组的响应特性和控制器的控制效果,尤其是在扰动使喘振即将发生时的情况。压比扰动是设定的,流量扰动取决于管道系统末端阀门的开度。

为更好地考察系统的动态响应特性,用 χ_q 表示管道末端相对流量的变化量,模拟是在保持压比不变,同时考虑了流量扰动相对较大的极端假定情况,即假设管道末端流量阶跃变化为上一时刻的 $1/5$ 。转速控制器PID是实际系统原本设定的,即扰动在平衡点附近发生时控制效果良好,其在50 s内系统控制器响应如图10所示。

图10 流量扰动下压缩机工作点变化($\chi_q = -0.8$)

由图10可以看出:管道出口流量突然减少,管道内压力增大、流量减小,压缩机出口容积压力增大,而压缩机入口容积压力未变,从而导致压比持续

增大,压缩机工作点向大压比方向上移;压缩机流量因管网流量的减小而减小,使得压缩机工作点向小流量方向移动。可见,2种运动趋势共同作用,使工作点向左上方移动,最后越过安全线,甚至越过喘振线,使压缩机发生喘振。控制器通过比较实时流量和同时刻压缩机转速下安全线上的流量来控制防喘振阀的开度。当平衡点向左越过安全线时,防喘振阀打开,回流流量增加,出口容积压力下降,从而压比减小,工作点向下移动,同时压缩机流量随回流流量的增加而增加,工作点向右移动。工作点在控制器作用下向右下方移动,直至回到安全线上。扰动的作用在先,控制器的作用在后,扰动使得工作点向左上方移动,控制器使得工作点停止向左上方运动,转而向右下方移动。尽管模糊PID控制和PID控制均可使得工作点(A点)落到安全区域,但是由于PID控制参数不随系统而变,因此大扰动发生时控制器输出未能使阀门开度跟随扰动及时变化,从而导致压缩机流量过小而发生更为严重的喘振情况。模糊控制不会导致压缩机流量过小,但是由于其存在静差,所以稳态工作点(B点)无法落入安全区域。相比而言,模糊PID控制器控制回流流量的超调量近乎为0,并且不存在静态误差,所以控制效果良好。

为了考察压缩机工作在更恶劣环境下的动态响应特性,在上述流量扰动基础上增加压比扰动。本文设定的压比为4,其大于平衡点的压比。根据图10所示,为了方便观察防喘振控制器的控制效果,适当改变转速控制器PID参数,可改善转速动态特性,其50 s内的系统响应如图11所示。

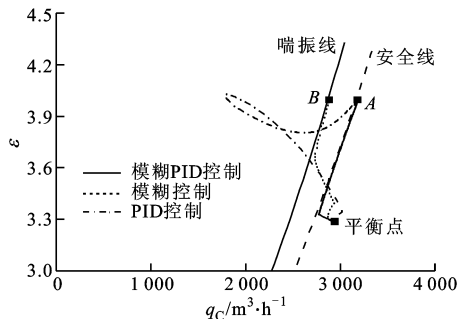
图11 流量和压比阶跃扰动下压缩机工作点的变化
($\chi_q = -0.8, \epsilon = 4$)

图11的响应结果是图10叠加压比扰动下的系统响应。从图11可以看出,当设定的压比大于平衡点的压比时,汽轮机转速增大,若压缩机流量不变,则工作点向上移动且越过安全线。此时,防喘振阀打开,使回流流量增大,从而压缩机流量增大,工作点

向右移动至安全线上. 由图 11 还可以看出,改进后的转速控制参数显著缩短了喘振发生的时间,降低了喘振的严重程度,提高了未发生喘振时的控制效果. 在防喘振控制过程中,PID 控制使压缩机流量过小,模糊控制存在静差,而模糊 PID 控制使压缩机工作点以最佳控制路径运行到设定值上,效果优于其他两者.

由上述扰动引起的回流流量、转速、压缩机流量、压比的动态响应特性如图 12 所示. 从图 12 可以看出,当压比、流量扰动发生时,控制器接收到扰动信号,同时立即打开防喘振阀,使回流流量增加,压缩机流量由此增加. 为了达到设定压比,汽轮机转速提速,由此增大压比,同时受流量扰动影响也会促使压比增大. 控制过程中的压缩机工况点未进入喘振区域,40 s 后系统各参数稳定,以适应新的工况.

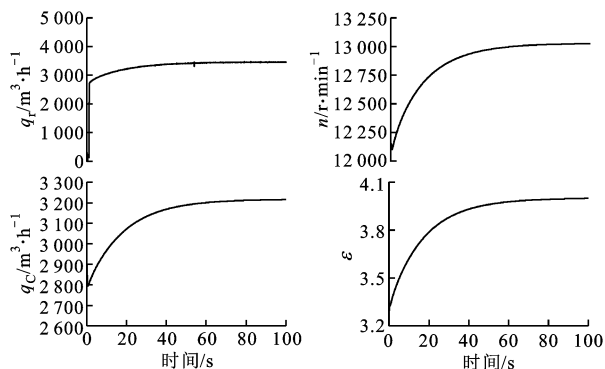


图 12 模糊 PID 控制下系统动态响应

($\chi_q = -0.8, \epsilon = 4$)

4 结 论

通过建立变转速透平压缩机组的数学模型,设计了满足机组不同工况运行要求的控制系统,对系统的动态特性进行了仿真分析,结论如下.

(1) 通过对典型透平压缩机组的分析,建立了系统各部分的数学模型.

(2) 设计模糊 PID 控制器,利用了模糊控制和 PID 控制的优点,显著减小了控制系统的静态误差和超调量.

(3) 在大扰动下的仿真中,模糊 PID 控制器可使得压缩机工作点不进入喘振区域,并使压缩机压

比在 40 s 内达到设定值. 模糊 PID 控制器的控制对象无超调,并且没有静态误差,符合控制预期.

参考文献:

- [1] 倪维斗,徐向东,李政,等. 热动力系统建模与控制的若干问题 [M]. 北京: 科学出版社, 1996: 45-55.
- [2] 郭钰锋,徐志强,于达人. 汽轮机调节原理 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2010: 77-81.
- [3] 唐胜利. 热动力系统仿真环境的研究与开发 [D]. 重庆: 重庆大学动力工程学院, 2004.
- [4] DONNE M S, PIKE A W, SAVRY R. Application of modern methods in power plant simulation and control [J]. Computing & Control Engineering Journal, 2001, 12(2): 75-84.
- [5] 王志清. 透平压缩机调节运行与振动 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1996: 33-99.
- [6] 黄钟岳,王晓放,白月维. 汽机驱动离心压缩机防喘振数字控制系统数值研究 [J]. 大连理工大学学报, 2000, 40(6): 710-714.
HUANG Zhongyue, WANG Xiaofang, BAI Yuewei. Numerical research of surge digital direct control system for centrifugal compressor driven by turbine [J]. Journal of Dalian University of Technology, 2000, 40(6): 710-714.
- [7] 王磊. 透平压缩机控制系统的设计与实现 [D]. 大连: 大连理工大学, 2005.
- [8] 王鲁杰. 透平-压缩机综合控制系统设计研究 [D]. 大连: 大连理工大学, 2007.
- [9] PASSINO K M, YURKOVICH S. Fuzzy control [M]. Ohio, USA: The Ohio State University, 1997.
- [10] 张荣江. 压缩机防喘振模糊控制研究 [D]. 大庆: 大庆石油学院, 2007.
- [11] 徐惠敏. 基于模糊控制的离心式压缩机防喘振控制系统研究 [D]. 杭州: 浙江工业大学, 2006.
- [12] 冯冬青,张希平,费敏锐. 一种基于 MATLAB 的模糊控制器综合优化设计方法 [J]. 系统仿真学报, 2004, 16(4): 849-852.
FENG Dongqing, ZHANG Xiping, FEI Ruimin. Optimization design integrative method of fuzzy controller based on MATLAB [J]. Journal of System Simulation, 2004: 16(4): 849-852.

(编辑 苗凌)