

## PROJETO DE UM CONTROLADOR PROPORCIONAL-INTEGRAL PARA O SISTEMA DE CONTROLE DE QUALIDADE DO AR E DE UM NOVO SISTEMA DE CONTROLE HVAC

### SAMPLE PAPER TO BE USED AS MODEL TO FORMAT THE ARTICLES TO BE SUBMITTED TO THE INNOVATION, TECHNOLOGY AND MANAGEMENT JOURNAL

Pedro Henrique Amorim Valença<sup>1</sup>; Millene Caroline Albino de Oliveira<sup>1</sup>; Domingos Fabiano de Santana Souza<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Departamento de Engenharia Química - DEQ  
Universidade Federal do Rio Grande do Norte – UFRN – Natal/RN – Brasil  
[amorimpedro91@gmail.com](mailto:amorimpedro91@gmail.com)

<sup>1</sup>Departamento de Engenharia Química - DEQ  
Universidade Federal do Rio Grande do Norte – UFRN – Natal/RN – Brasil  
[millene.caroline@gmail.com](mailto:millene.caroline@gmail.com)

<sup>1</sup>Departamento de Engenharia Química - DEQ  
Universidade Federal do Rio Grande do Norte – UFRN – Natal/RN – Brasil  
[domingos@eq.ufrn.br](mailto:domingos@eq.ufrn.br)

#### Resumo

*Uma sala do Perlstein Hall, da Illinois Institute of Techonology, (Chicago, IL, USA) possui um sistema de aquecimento, ventilação e ar condicionado (em inglês – HVAC) equipado com um sensor de gás carbônico, cujo intuito é regular diretamente a qualidade do ar e assegurar que a sala esteja em condições aceitáveis. Este procedimento, porém, pode colocar uma carga extra no sistema HVAC e aumentar o consumo de energia. Desta forma, o objetivo principal do trabalho foi o desenvolvimento e a aplicação de uma estratégia de controle de temperatura e concentração de CO<sub>2</sub> para o sistema em questão, utilizando um controlador Proporcional-Integral (PI). Dados coletados em testes realizados na sala foram utilizados para a estimação dos parâmetros das funções de transferência e dos controladores. Inicialmente, os controladores foram testados separadamente e, em seguida, em conjunto. Pode-se observar que o controlador PI obteve bons resultados, apesar do overshoot e oscilações do sistema já observados pela literatura, conseguindo atingir o set point desejado de temperatura de 70°F e de concentração de CO<sub>2</sub> de 150 ppm.*

**Palavras-chave:** HVAC, Controle, controlador PI.

## Abstract

*A room of Perlstein Hall, Illinois Institute of Technology (Chicago, IL, USA) was equipped with a HVAC system with a carbon dioxide sensor, which aims to directly regulate air quality and ensure that the room has an acceptable condition. This procedure, however, can put an extra load on the HVAC system and increase energy consumption. Thus, the main objective was the development and application of a temperature control strategy and CO<sub>2</sub> concentration for the system in question, using a Proportional-Integral (PI) controller. Data collected on tests conducted in the room were used for the estimation of transfer functions and controller. Initially, the controller was tested separately and then together. It can be seen that the PI controller obtained good results, despite of the overshoot and oscillations already observed by the literature, achieving to reach the predetermined temperature set point of 70°F and CO<sub>2</sub> concentration set point of 150 ppm.*

**Key-words:** HVAC, Control, PI controller.

## 1. Introdução

O controle de sistemas de refrigeração representa um avanço na redução energética e uma melhoria na qualidade e conforto térmico em ambiente fechados. Parte dos modernos sistemas de refrigeração de ambientes possuem elementos de controle de temperatura e de qualidade do ar, no caso, controle da concentração de CO<sub>2</sub> no ambiente. O sistema é representado por resfriadores, unidade de tratamento do ar, torre de resfriamento e uma bomba de água, todos interligados por linhas e válvulas. Estes sistemas são denominados de HVAC (do inglês: Heating, Ventilating, and Air Conditioning) e, apesar de extremamente populares nas novas edificações, são profundamente dependentes da estratégia de controle devido à possibilidade de uma manipulação eficiente que envolva a redução da quantidade de energia.

A implementação clássica do sistema HVAC consiste de um controle ON/OFF ou um controlador PID (Proporcional Integral Derivativo) devido ao seu baixo custo. Contudo, para longos períodos de operação, estes controladores podem não ser eficientes (ARGÜELLO-SERRANO e VÉLEZ-REYES, 1999). Neste sentido, diferentes estratégias podem ser consideradas, a princípio para sobrepor o problema dos controladores utilizando a formulação de controle ótimo, ou para melhorar o ajuste dos parâmetros do PID com uma formulação de auto-ajuste. Kintner-Meyer e Emery (1995) implementaram uma estratégia para controle ótimo da unidade formulando-o como um problema de otimização dinâmica com função custo estipulada em um intervalo de 24 horas. A temperatura e a umidade do ar foram as variáveis de controle e o modelo, fundamentado na termodinâmica do processo de refrigeração, estava sujeito a restrições referentes às trocas de calor. Convém destacar que em problemas envolvendo o controle ótimo, a função de controle é a variável manipulada pelo otimizador e não possui uma representação formal do tipo PI ou PID (BRYSON JR., 1999). Bi *et al.* (2000) propuseram uma ferramenta para auto-ajuste do controlador PID

considerando que o sistema comporta-se como um SISO (do inglês: Single Input and Single Output) ou como um MIMO (Multiple Input and Multiple Output). A ferramenta permite, inicialmente, a identificação do processo com base nos limites de operação da unidade. O modelo proposto para o processo é de primeira ordem com tempo morto, cujos parâmetros foram estimados utilizando mínimos quadrados linear. A ferramenta permitiu o controle de temperatura e pressão do ar de uma sala comercial.

As ações de controle apresentadas visavam principalmente a temperatura, pressão ou a umidade das salas e desprezavam o efeito da concentração de CO<sub>2</sub> no ambiente. Organizações regulamentadoras como a Organização Mundial de Saúde (OMS), Occupational Safety and Health Administration (OSHA, 2011) ou a ANVISA (BRASIL, 2009) estabelecem limites para a concentração de CO<sub>2</sub> em ambientes internos. Utilizando como exemplo de regulamentação a ANVISA, o valor máximo recomendável de CO<sub>2</sub> deve ser menor que 1000 ppm e neste caso, considerando que a taxa de ar renovada é de, no mínimo, 27 m<sup>3</sup>/hora/pessoa. Para ambientes com alta rotatividade, a taxa deve ser estipulada em 17 m<sup>3</sup>/hora/pessoa. Já para a OSHA (2011), o padrão de qualidade do ar em ambientes abertos pode variar entre 300 e 500 ppm. A consequência desta variação da taxa de recirculação de ar, em função do número de pessoas em um ambiente é uma diminuição na eficiência energética do processo. Congradac and Kulic (2009) implementaram uma estratégia para redução da concentração de CO<sub>2</sub> em ambiente internos contudo não visaram o controle do sistema HVAC, voltando o trabalho para a otimização.

A partir de informações de órgãos regulamentadores, pode-se perceber que existe uma relação entre o conforto e a qualidade do ar e o número de pessoas em um espaço interno e, neste caso, é sensato considerar como variáveis de controle a temperatura e a concentração de CO<sub>2</sub>. Esta relação é contemplada no presente trabalho, que tem como objetivo o desenvolvimento e a aplicação de estratégia de controle de temperatura e concentração de CO<sub>2</sub> em um sistema HVAC utilizado na em uma sala na Perlstein Hall, do Illinois Institute of Technology, (Chicago, IL, USA). Dados reais obtidos a partir de teste de perturbação degrau unitária foram utilizados para a estimação dos parâmetros das funções de transferência (identificação de processos) e ajuste dos controladores que foram realizados separadamente e acoplados.

Neste trabalho, foi estudada a performance de um controlador PI, primitivo quando comparado aos anteriormente citados, porém eficiente em atender o *set point* estabelecido na simulação para o parâmetro a ser estudado. No entanto, devido à sua simplicidade, a implementação do controlador PI pode aumentar o número de oscilações do sistema até que se atinja o *set point* desejado.

## 2. Revisão bibliográfica

O HVAC (da sigla em inglês Heating, Ventilation, Air Conditioning) é um sistema de ventilação, condicionamento e aquecimento de ar. Se implementado juntamente com algoritmos específicos, o sistema HVAC é conhecido por poupar bastante energia.

Conforme explicado por Soyguder, Karakose e Alli (2009) e Goyal, Ingley e Barooah (2013), a implementação de estratégias de controle para sistemas HVAC se torna bastante importante pois levará a minimização do consumo de energia. Além disso, a simulação e modelagem de sistemas HVAC leva também à redução de custos de design dos processos de aquecimento, ventilação e condicionamento de ar. Soyguder e Alli (2006) estudaram a implementação de um controlador PID para um sistema HVAC tendo duas zonas de operação distintas e simultâneas. Como resultado, eles otimizaram os parâmetros  $k_p$ ,  $k_i$  e  $k_d$ , que representam as constantes de ganho proporcional, integral e derivativa dos controladores, respectivamente, para minimizar o erro do sistema. No entanto, o erro no estado estacionário não foi totalmente eliminado.

Além disso, Wemhoff (2011), em seu trabalho intitulado “Calibração dos coeficientes PID de um equipamento HVAC para conservação de energia”, chegou também à conclusão de que a calibração dos coeficientes proporcional e integral de ganho do controlador PID levaria à otimização na maneira com que o sistema atingiria o *set point* desejado. Outro aspecto relevante deste artigo foi a observação do autor de que a habilidade do controlador de atingir o *set point* de temperatura desejado teria influência desprezível da calibração da constante de ganho derivativa do mesmo.

Soyguder, Karakose e Alli (2009) também revisaram a performance de um sistema de controle “Fuzzy Logic Control (FLC)” de sistemas HVAC. Eles concluíram que, apesar da melhor performance obtida pelo FLC no controle da temperatura do sistema quando comparado com um controlador PID, a necessidade de se possuir operadores experts na área para o controlador (construído a partir das heurísticas do processo em estudo) limitava a implementação desse sistema. Adicionalmente, estudos combinando controladores PID e FLC foram realizados, porém os seus resultados não farão parte do escopo dessa revisão literária.

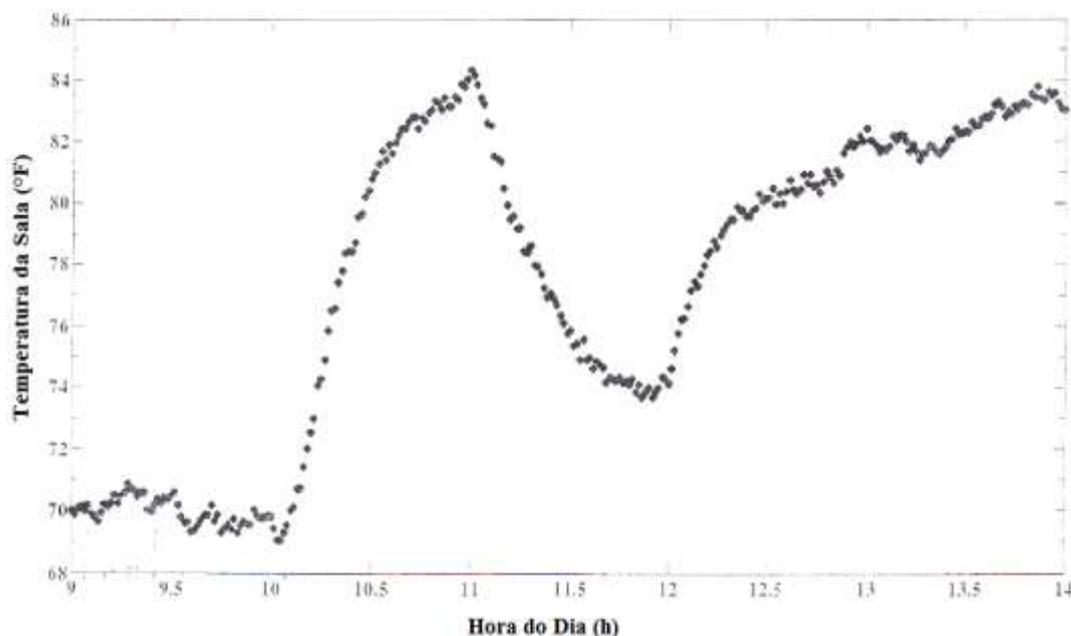
Já Goyal, Ingley e Barooah (2013) estudaram a implementação de controladores MOBS, MOBO e POBO (das siglas em inglês Measured Occupancy Based Setback, Measured Occupancy Based Optimum e Predicted Occupancy Based Optimal, respectivamente), os quais levam em consideração algoritmos que dependem do número total de pessoas em um local, parâmetro este que gerará sinais para controlar fluxo e temperatura do ar fornecido para o ambiente em estudo. Os autores chegaram à conclusão de que o controlador que possuiu a melhor performance foi o MOBS,

porém a robustez dos controladores e a dificuldade de se adivinhar a ocupação do ambiente em questão são fatores negativos da implementação de tais controladores.

### 3. Detalhamento do problema

O sistema de climatização HVAC existente na sala recebe carga adicional cada vez que um fluxo constante de ar fresco é renovado. Alguns testes foram realizados e os dados foram coletados a fim de projetar um novo controlador para a qualidade do ar da sala, bem como para sua temperatura. Às 8 horas da manhã, o sistema de controle HVAC existente é desativado e colocado em modo manual. Às 10 horas, 25 alunos são levados para a sala. Durante este período, o sistema de refrigeração consome 2 kW de potência e o sistema de renovação de ar não é acionado. Às 11 horas, o consumo de energia do sistema de arrefecimento aumenta para 4 kW (metade do seu máximo permitido), mas a entrada de ar fresco permaneceu desligada. Às 12 horas, a potência destinada para o ventilador de ar fresco aumenta de 0 até 0,25 kW (um sexto do seu máximo permitido) e a alimentação do sistema de arrefecimento manteve-se em 4 kW. Às 2 da tarde, o teste foi finalizado. Os dados experimentais referentes à temperatura da sala obtidos após os testes estão representados na Figura 1.

Figura 1 – Dados de temperatura da sala após degrau unitário



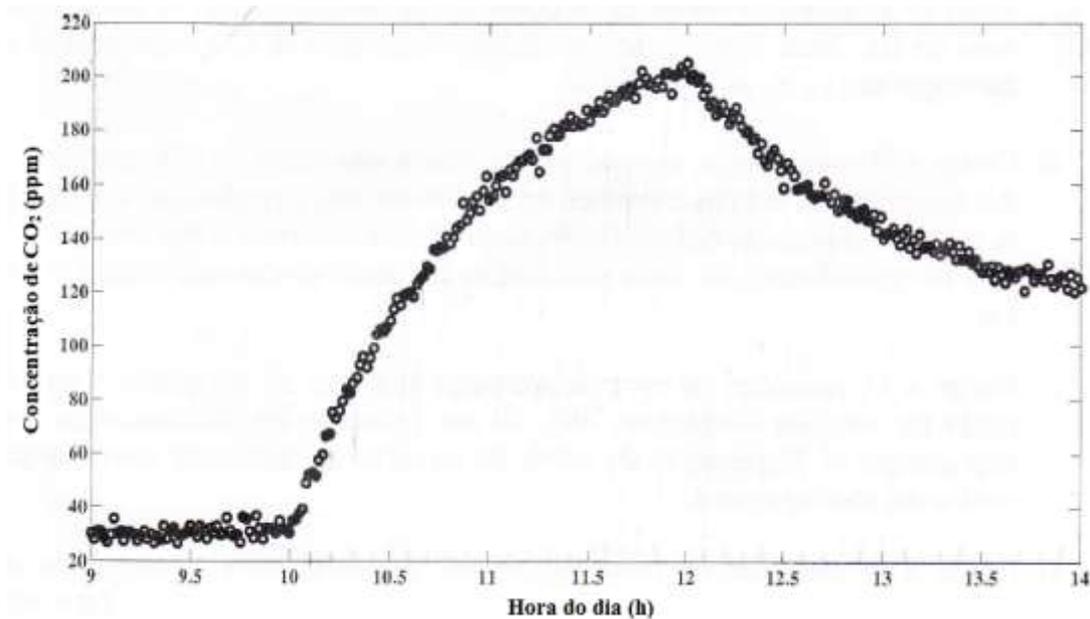
Fonte: Autoria própria (2014)

Alguns aspectos importantes identificados durante os experimentos e que afetam diretamente a temperatura da sala foram:

- (i) O número de pessoas na sala;
- (ii) A capacidade de resfriamento;
- (iii) A potência de recirculação.

Quanto à concentração de CO<sub>2</sub>, representada na Figura 2, apenas o número de pessoas na sala e a potência de recirculação exercem influência na resposta.

Figura 2 – Dados da concentração de CO<sub>2</sub> após degrau unitário.



Fonte: Autoria própria (2014)

#### 4. Modelagem matemática

De início, considerou-se que o sistema HVAC tem um modelo de primeira ordem e segunda ordem com tempo morto (BI *et al.*, 2000). Em seguida, foram realizadas as estimações de todas as funções de transferência com auxílio da ferramenta System Identification do Matlab®. As Equações 1 a 3 representam as funções de transferência para número de pessoas, refrigerador e ventilador, respectivamente, em relação à temperatura da sala.

$$G_{pessoa,temp} = \frac{25 \cdot \exp(-0.19881 \cdot s)}{(0.48056 \cdot s + 1)} \quad (1)$$

$$G_{refrigerador,temp} = \frac{-2 \cdot \exp(0.3 \cdot s)}{(0.022389 \cdot s + 1)} \quad (2)$$

$$G_{vent,temp} = \frac{0.25 \cdot \exp(0.3 \cdot s)}{(0.42366 \cdot s + 1) \cdot (0.0010106 \cdot s + 1)} \quad (3)$$

onde  $G_{pessoas,temp}$  é a função de transferência para número de pessoas em relação a temperatura;  $G_{refrigerador,temp}$ , a função de transferência para o refrigerador em relação a temperatura;  $G_{vent,temp}$ , a função de transferência para a ventilação em relação a temperatura.

As Equações 4 a 5 representam as funções de transferência para número de pessoas e potência do soprador em relação à concentração de  $CO_2$ , respectivamente.

$$G_{pessoa,CO_2} = \frac{25 \cdot \exp(5.0108 \times 10^{-13} \cdot s)}{(0.21246 \cdot s + 1)} \quad (4)$$

$$G_{vent,CO_2} = \frac{-0.25 \cdot \exp(0.3 \cdot s)}{(0.084434 \cdot s + 1)} \quad (5)$$

onde  $G_{pessoa,CO_2}$  é a função de transferência para número de pessoas em relação a concentração de  $CO_2$ ;  $G_{vent,CO_2}$ , a função de transferência para a ventilação em relação a concentração de  $CO_2$ .

O refrigerador não afeta a concentração de  $CO_2$ , logo sua função de transferência não foi considerada.

## 5. Resultados e discussão

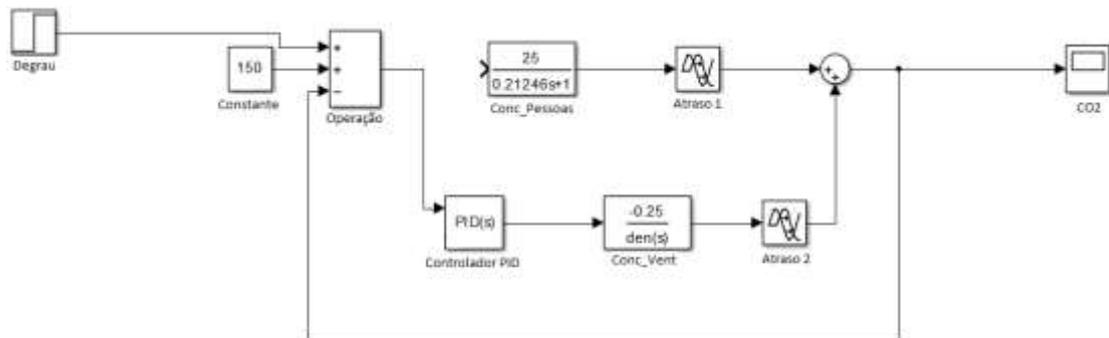
Algumas considerações devem ser feitas antes de se projetar o controlador. Uma vez que a norma OSHA não estabelece um limite para a concentração de  $CO_2$  em ambientes fechados, o ponto de ajuste escolhido foi de 150 ppm, tendo em vista a obtenção de um ar ultra puro. Para validar a capacidade do controlador foram realizadas simulações com mudanças graduais de 50 pessoas na sala e em seguida, foi realizado um degrau unitário na concentração de  $CO_2$ , conforme Figura 5. Os resultados obtidos serviram para a estimação dos parâmetros do controlador representado pela Equação 6.

$$K_{CO_2} = -1.05209 - 8.03097 \cdot \frac{1}{s} \quad (6)$$

Sendo  $K_{CO_2}$ , controlador para concentração de  $CO_2$

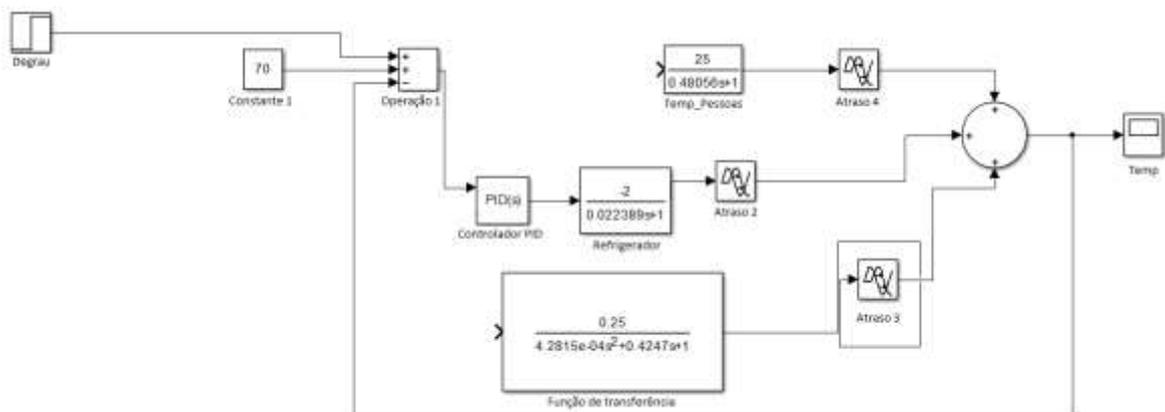
Os diagramas de blocos utilizados para gerar as respostas dos controladores de concentração de  $CO_2$ , temperatura podem ser observados, respectivamente, nas Figuras 3, 4.

Figura 3 – Diagrama de blocos do sistema de controle de concentração de  $CO_2$ .



Fonte: Autoria própria (2014)

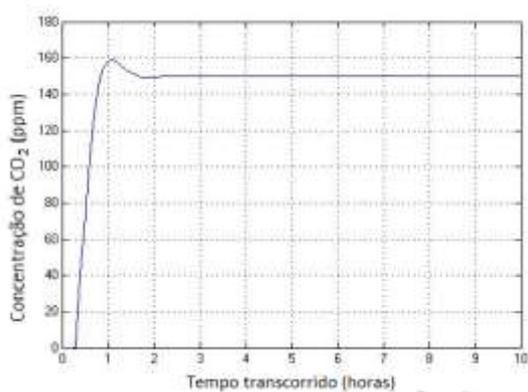
Figura 4 – Diagrama de blocos do sistema de controle de temperatura.



Fonte: Autoria própria (2014)

Os resultados da Figura 5 mostram que a concentração de  $CO_2$  apresentou um *overshoot* não superior a 160 ppm com relação ao número de horas transcorridas, com consequente estabilização em 150 ppm.

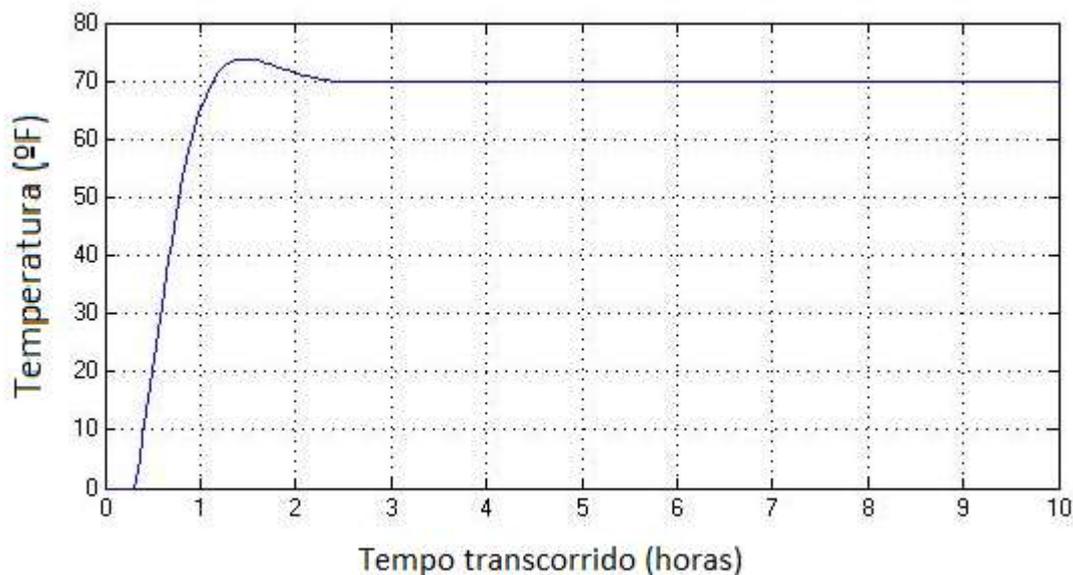
Figura 5 – Resposta do degrau unitário na concentração de CO<sub>2</sub>.



Fonte: Autoria própria (2014)

Algumas considerações também foram realizadas antes de projetar o controlador de temperatura. O ponto de ajuste ou *set point* para a temperatura ambiente foi especificado em 70°F. Para testar este controlador, foram realizadas simulações com mudanças graduais de 50 pessoas na sala. De maneira similar ao realizado para o ajuste do controlador para a concentração de CO<sub>2</sub>, um teste com degrau unitário na temperatura, como visto na Figura 6, permitiu o ajuste do controlador de temperatura.

Figura 6 – Resposta do degrau unitário na temperatura da sala.



Fonte: Autoria própria (2014)

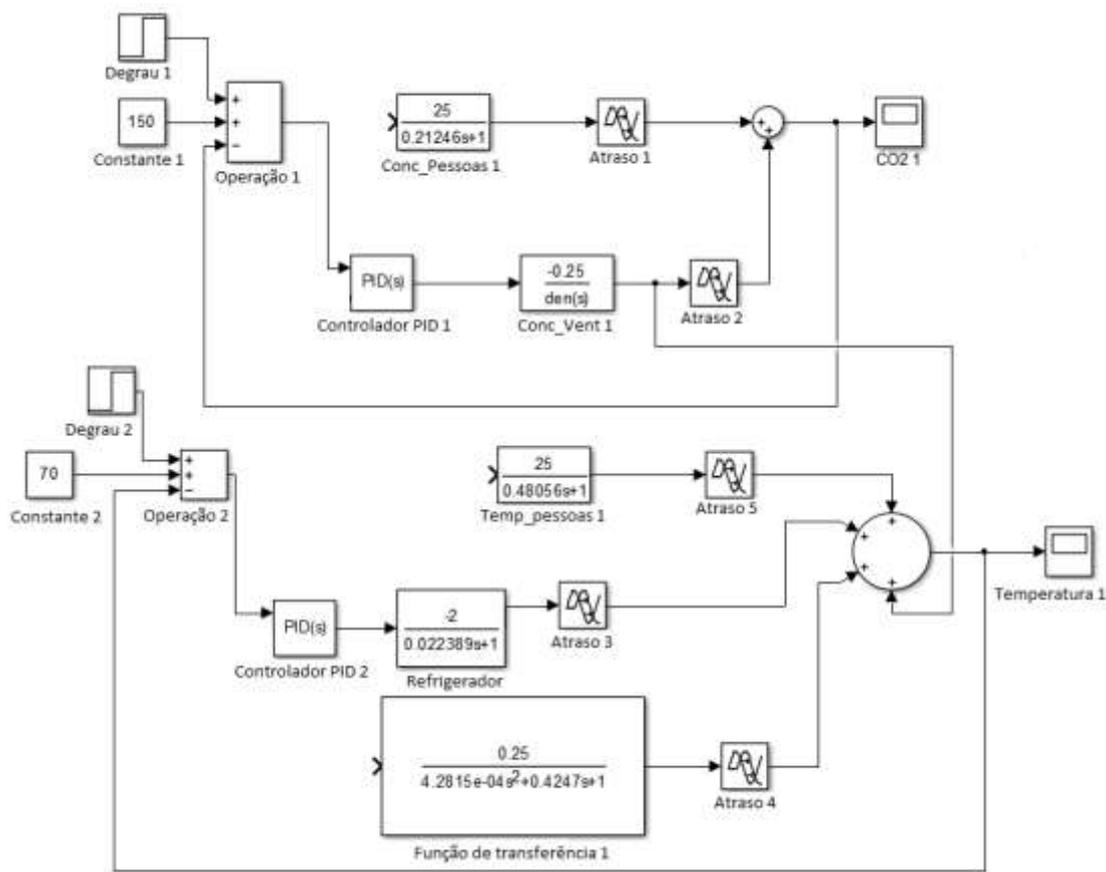
Pode-se notar um *overshoot* no início da resposta, contudo este automaticamente retorna para o valor de *set point* de 70°F. A Equação 7 é o resultado após ajuste do controlador, com um comportamento puramente integral para a temperatura.

$$K_T = 0.80753 \cdot \frac{1}{s} \quad (7)$$

Sendo  $K_T$ , controlador para a temperatura da sala.

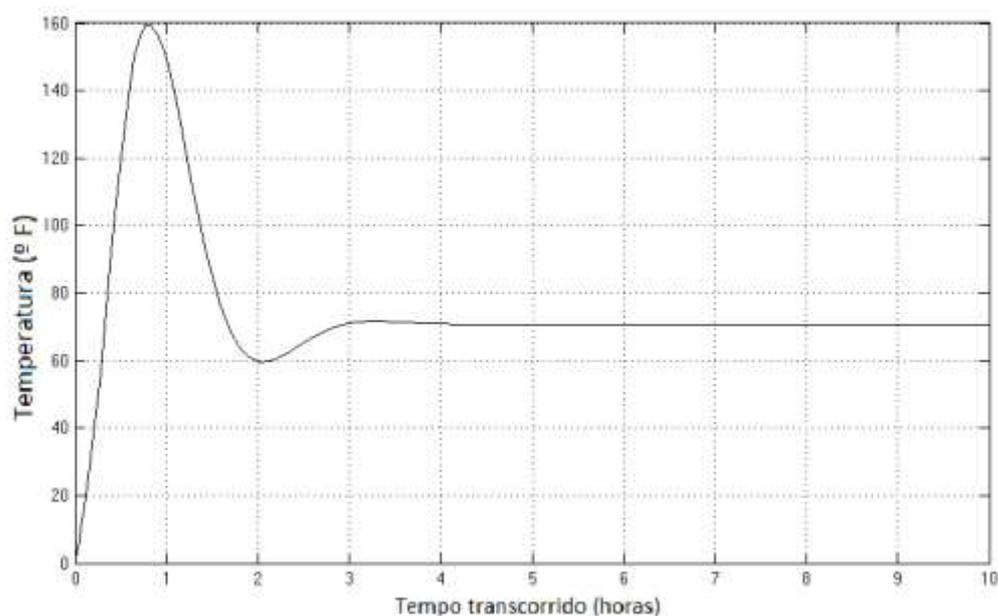
Em seguida, os sistemas foram acoplados para que o comportamento dos controladores pudesse ser verificado, conforme diagrama de bloco representado na Figura 7. A junção foi feita através da conexão entre o sinal de saída da função de transferência de concentração (sendo essa a perturbação do controlador de temperatura) e o ponto de soma que precede o sinal de saída de temperatura. Após a junção, a resposta do controlador de temperatura mudou consideravelmente, conforme Figura 8.

Figura 7 – Diagrama de blocos dos dois sistemas agrupados.



Fonte: Autoria própria (2014)

Figura 8 – Resposta do controlador de temperatura do sistema acoplado.

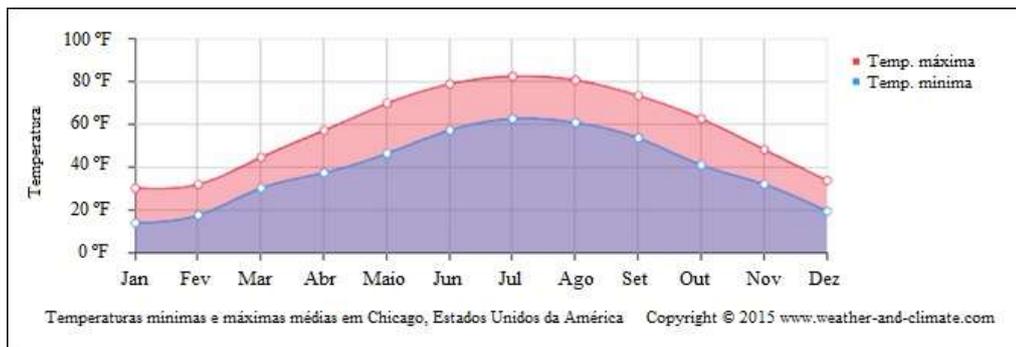


Fonte: Autoria própria (2014)

A nova resposta do controlador de temperatura passou a apresentar um *overshoot*, que atingiu o valor de 159,6°F com duração de 1,4 horas. O problema apresentado pode ter sido causado pela diferença entre a ordem de grandeza das unidades das variáveis em estudo. Espera-se que, devido a uma resposta lenta do controlador, a temperatura da sala não atinja o valor estimado do *overshoot* caso o sistema seja utilizado em uma situação real. No entanto, não se sabe o valor real da temperatura que será atingida. É importante salientar que as funções de transferência utilizadas nos loops não acoplados não foram alteradas após a união dos dois sistemas.

Outra ressalva importante se refere ao fato de que o algoritmo preparado levou em consideração somente as funções de ventilação (renovação do ar) e condicionamento de ar do HVAC, ignorando a função de aquecimento do aparelho, de tal modo que o aumento de temperatura observado na Figura 8 se torna bastante improvável em uma situação real. Com base na Termodinâmica, um condicionador de ar não seria capaz de aquecer um sistema até a temperatura de 160 °F quando submetido a condições em que a temperatura externa não ultrapassa 100 °F, condição esta que representa a cidade de Chicago, de acordo com a Figura 9 abaixo.

Figura 9 – Temperaturas médias ao longo do ano em Chicago.



Fonte: Traduzido da página World Weather & Climate Information<sup>1</sup>.

## 6. Conclusões

A análise dos resultados obtidos indica que tanto o controlador de temperatura quanto o de concentração de CO<sub>2</sub> projetados foram capazes de manter as variáveis estudadas nos níveis desejados.

A presença de *overshoot* nos dois primeiros casos não se apresenta como um problema, pois a concentração de CO<sub>2</sub> não ultrapassou o nível limite, e a temperatura máxima atingida superou o *set point* estabelecido em apenas 5 °F . Todavia, o resultado dos controladores acoplados revelou um *overshoot* que atingiu um valor indesejado de aproximadamente 160°F. No entanto, para que a Primeira Lei da Termodinâmica seja respeitada, a partir da observação das condições de temperatura ambiente em Chicago, é possível concluir que a situação real não atingiria o *overshoot* obtido.

Por fim, duas observações se fazem importantes. A primeira se refere à possibilidade de que uma recalibração dos parâmetros dos controladores e das funções de transferência após a combinação dos sistemas para controle da temperatura e da concentração de CO<sub>2</sub> poderia evitar oscilações de temperatura durante o processo para se atingir o *set point*.

A outra observação contempla a sugestão de implementação de controladores mais robustos, tais como FLC, MOBS, MOBO e POBO, citados na revisão bibliográfica, para uma melhor avaliação comparativa de performance em relação ao controlador PI estudado.

## 7. Referências

ARGÜELLO-SERRANO, B.;VÉLEZ-REYES, M. Nonlinear Control of a Heating, Ventilating, and Air Conditioning System with Thermal Load Estimation. **IEEE Trans. on Control Systems Technology**, v. 7, n° 1, p. 56-63, 1999.

BI, Q.; CAI, W-J.; WANG, Q-G.; HANG, C-C; LEE, E-L.; SUN, Y.; LIU, K-D.; ZHANG, Y.; ZOU, B. Advanced controller auto-tuning and its application in HVAC systems. **Control Engineering and Practice**, v. 8, p. 633-644. 2000.

BRASIL. ANVISA. Agência Nacional de Vigilância Sanitária. Disponível em: <<http://portal.anvisa.gov.br/wps/portal/anvisa/home>>. Acesso em: 12 de abril de 2014.

BRYSON JR., A. E. **Dynamic Optimization**, California, Addison-Wesley Logman Inc., 1999.

CONGRADAC, V.; KULIC, F. HVAC system optimization with CO<sub>2</sub> concentration control using genetic algorithms. **Energy and Buildings**, v. 41, p. 571-577. 2009.

KINTNER-MEYER, M.; EMERY, A. F. Optimal control of an HVAC system using cold storage and building thermal capacitance. **Energy and Buildings**, v. 23, p. 19-31. 1995.

GOYAL, Siddharth; INGLEBY, Herbert A.; BAROOAH, Prabir. Occupancy-based zone-climate control for energy-efficient buildings: Complexity vs. performance. *Applied Energy*. Gainesville, p. 209-221. jun. 2013.

OMS. Organização Mundial de Saúde. Disponível em: <<http://www.who.int/portuguese/publications/pt/>>. Acesso em 12 de abril de 2014.

OSHA. **Occupational Safety And Health Administration. Indoor Air Quality in Commercial and Institutional Buildings**. 4. ed., Washington D.C: OSHA, 2011.

OSHA. Occupational Safety and Health Administration. Disponível em: <<https://www.osha.gov/>>. Acesso em 12 de abril de 2014.

SOYGUDER, Servet; KARAKOSE, Mehmet; ALLI, Hasan. Design and simulation of self-tuning PID-type fuzzy adaptive control for an expert HVAC system. *Expert Systems With Applications*. Elazig, p. 4566-4573. abr. 2009.

SOYGUDER, Servet; ALLI, Hasan. Simulation and Modelling of HVAC system having two zones with different properties. TOK2006 Conference, Vol. 1, p. 346-352, sl., 2006

WEMHOFF, A. P.. Calibration of HVAC equipment PID coefficients for energy conservation. *Energy And Buildings*. Villanova, p. 60-66. 10 out. 2011.

Recebido: 24/05/2014

Aprovado: 20/08/2015