

# PROJETO DE UM SISTEMA DE CONTROLE DE TEMPERATURA PARA CHUVEIROS AQUECIDOS POR QUEIMA DE GÁS

**Henrique Eityo Yara**

henriqueyara@yahoo.com.br

**Resumo:** O objetivo deste trabalho é projetar um sistema de controle de temperatura para chuveiros aquecidos por queima de gás instalados em banheiros de apartamentos e residências que tem distribuição encanada. O usuário deverá selecionar a temperatura desejada da água, e o controle ajustará esta temperatura variando a vazão da água fria. Para atingir o conforto do usuário, o controle, que será desenvolvido através da modelagem e simulação do sistema dinâmico, deverá fornecer uma resposta rápida ao sistema. O trabalho será desenvolvido passando pelo levantamento de dados bibliográficos, modelagem e simulação do sistema dinâmico, das análises dos resultados e dos custos; além da comparação com outros sistemas de aquecimento mais tradicionais, tais como aquecedor a gás convencional e chuveiro elétrico.

**Palavras chave:** chuveiro, aquecimento, controle, eficiência energética.

## 1. Introdução

O aquecimento de água no setor residencial é uma questão importante para a qualidade de vida da população. A água quente no Brasil é usada principalmente nos banhos, e na maior parte das vezes obtida por meio de um chuveiro elétrico que causa um aumento significativo da demanda de energia elétrica nos horários de pico.

O presente trabalho tratará do controle da temperatura de um chuveiro aquecido por queima de gás, onde o usuário escolhe a temperatura do banho. O controle fará o ajuste automático da temperatura, evitando o desperdício de água que se teria com o tempo que o usuário gasta ajustando manualmente as vazões de água quente e fria.

O projeto do controle possui três motivações principais: conforto, economia de energia e diminuição da demanda de energia elétrica nos horários de pico. O conforto do usuário é proporcionado pelo ajuste automático da temperatura e pelo fato do banho com água proveniente do aquecedor a gás ser mais prazeroso, devido principalmente a maior vazão de água. A economia de energia e de água é obtida pelo fato do controle agir rapidamente, evitando o tempo que seria gasto no ajuste manual de temperatura. Finalmente, a diminuição da demanda de energia elétrica poderá ocorrer com a troca de chuveiros elétricos por aquecedores de água a gás.

## 2. Sistemas de aquecimento

Nesta seção serão feitas a descrição e a modelagem dos sistemas de aquecimento elétrico e por queima de gás, assim como a de seus componentes. No processo de desenvolvimento das equações que governam o sistema, as principais referências utilizadas foram Garcia (2005) para a estruturação dos problemas e Incropera e DeWitt (2003) para obtenção das equações de balanço de energia. O objetivo do estudo do sistema de aquecimento elétrico é comparar parâmetros tais como inércia, custo e gasto de energia com o aquecedor a gás.

### 2.1. Sistema de aquecimento elétrico

O sistema de aquecimento elétrico é constituído pelo chuveiro, tubulações e uma válvula que controla a vazão de água. Uma potência constante é fornecida pela resistência elétrica no chuveiro, e a temperatura desejada é obtida controlando-se a vazão de água. A equação que governa o sistema de aquecimento elétrico é dada por:

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\dot{m}_a c_{p,a} (T_e - T_s) + P_{el}}{\rho_a V c_{p,a}} \quad (1)$$

A Eq. (1) descreve o comportamento dinâmico do sistema de aquecimento elétrico, onde  $\dot{m}_a$  é a vazão mássica de água que atravessa o chuveiro [ $kg/s$ ];  $T_s$  é a temperatura com a qual a água sai do chuveiro [ $^{\circ}C$ ];  $T_e$  é a temperatura com a qual a água entra no chuveiro [ $^{\circ}C$ ];  $c_{p,a}$  é o calor específico da água [ $kJ/kgK$ ];  $P_{el}$  é a potência dissipada na resistência do chuveiro [ $kW$ ];  $\rho_a$  é a densidade da água [ $kg/m^3$ ]; e  $V$  é volume de água no interior do chuveiro [ $m^3$ ]. As propriedades da água foram consideradas constantes e foram retiradas de uma tabela de propriedades termodinâmicas (Incropera e DeWitt, 2003) e valem  $c_{p,a} = 4,178 kJ/kgK$  e  $\rho_a = 996 kg/m^3$ . O volume do chuveiro foi estimado pelas dimensões do compartimento que abriga a resistência elétrica e vale  $0,0002 m^3$ ; a potência típica de um chuveiro elétrico é de  $5500 W$  e a temperatura de entrada da água é de  $20^{\circ}C$ . Assim, a equação do sistema fica:

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = 132,7 \dot{m}_a - 2,63 \dot{m}_a T_s + 3,463 \quad (2)$$

## 2.2. Sistema de aquecimento a gás

O sistema de aquecimento por queima de gás é um pouco mais complexo que o elétrico por possuir mais componentes e ter uma exigência maior no quesito de segurança. O sistema é mostrado na Fig. (1) e compõe-se pelo aquecedor, tubulação, da ducha e válvulas que controlam as vazões de gás combustível, de água fria e de água quente. O gás combustível pode ser tanto gás natural (GN) encanada fornecida por alguma concessionária de distribuição de gás ou gás liquefeito de petróleo (GLP) proveniente de botijões.

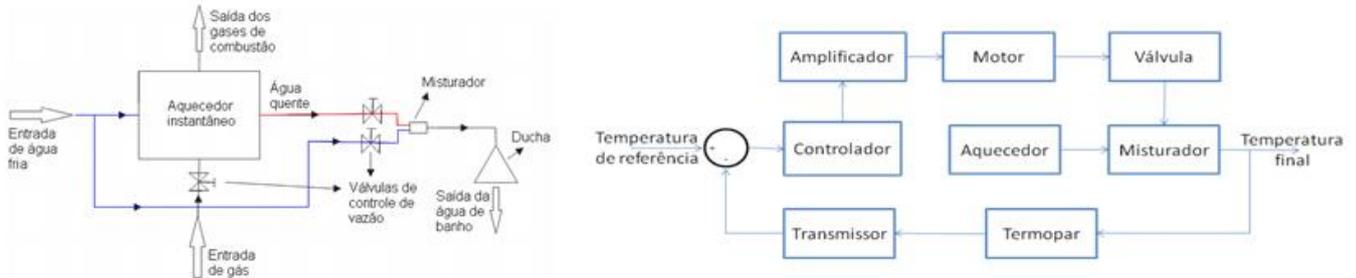


Figura 1. Esquema da instalação do sistema de aquecimento a gás.

A diferença entre o sistema convencional de aquecimento a gás e o sistema controlado que será elaborada neste trabalho é basicamente a forma de atuação nas válvulas de controle. No primeiro caso, o ajuste é feito manualmente pelo próprio usuário, enquanto que no segundo, o ajuste será feito automaticamente por meio de atuadores. A seguir serão detalhados os componentes mais importantes do sistema.

### 2.2.1. Aquecedor de passagem

Na Fig. (2) é mostrado o esquema de um aquecedor instantâneo. Os gases de combustão vindos do queimador passam por uma região aletada onde ocorrerá a maior parte da troca de calor. Haverá troca de calor entre os gases de combustão e a água também na chapa externa, porém em uma intensidade menor.

Foi utilizado um aquecedor comercial para o levantamento de alguns parâmetros desse tipo de aquecedor que estão listados abaixo (Lorenzetti, 2009):

- Nome: aquecedor instantâneo de água a gás
- Marca, modelo: Lorenzetti, L8.
- Potência nominal nas condições padrão<sup>1</sup>: 13,2 kW (GN) e 12,4 kW (GLP)
- Rendimento sobre o poder calorífico superior (PCS): 85,2% (GN) e 83,6% (GLP)
- Elevação da temperatura da água em 20°C: 8,0 l/min (GN) e 7,5 l/min (GLP)
- Vazão máxima de água: 8,0 l/min (GN e GLP)

Consumo de gás nas condições padrão: 1,19 m<sup>3</sup>/h (GN) e 0,90 m<sup>3</sup>/h (GLP)

Este aquecedor foi escolhido por ser apropriado para alimentar um único chuveiro, além de ser o que oferece menor potência, indo de encontro com a proposta de melhor eficiência energética. Neste aquecedor, os tubos de alimentação da água e do gás, assim como o tubo da água quente tem diâmetro de meia polegada. Além disso, a ignição é feita por uma faísca causada pela descarga elétrica de uma pilha. Alguns aquecedores mais modernos possuem um controle eletrônico que regula a temperatura na saída do aquecedor. Entretanto, a temperatura da água que chega na hora de banho pode ser menor que a indicada devido a perdas de calor na tubulação. Além disso, essa perda de calor pode variar entre diferentes dias, dependendo da temperatura ambiente.

A equação que descreve o comportamento dinâmico do aquecedor de passagem é dado por:

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\dot{m}_q c_{p,a} (T_e - T_s) + \dot{q}_a}{\rho_a V_a c_{p,a}} \quad (3)$$

Na Eq. (3),  $\dot{m}_q$  é a vazão mássica de água que atravessa o aquecedor [kg/s];  $T_s$  é a temperatura com a qual a água sai do aquecedor [°C];  $T_e$  é a temperatura com a qual a água entra no aquecedor [°C];  $\dot{q}_a$  é a taxa de calor transferida para a água pelos gases de combustão [°C] e  $V_a$  é o volume de água no interior do aquecedor [m<sup>3</sup>]. A taxa de calor transferida para a água é fixada manualmente por meio de uma válvula que regula a vazão do gás queimado no aquecedor instantâneo. Para dimensionar a quantidade de gás necessária para o aquecimento, considera-se o calor necessário para aumentar a temperatura de um fluxo de água em 20°C<sup>2</sup>. O valor da vazão mássica de água quente deve ser tal que a soma desta com a vazão mássica de água fria deve ser próxima do valor da vazão confortável para banho e é desejável que a temperatura da água quente esteja apenas um pouco acima da temperatura confortável para que se

<sup>1</sup> Condições padrão segundo fabricante: temperatura ambiente de 15 °C e pressão de 101,33 kPa.

<sup>2</sup> Considera-se que a temperatura da água quente desejada seja de 40°C e temperatura ambiente de 20°C.

tenha economia de energia. A vazão e a temperatura confortáveis de banho são respectivamente  $0,105 \text{ kg/m}^3$  e  $34^\circ\text{C}$  (estes valores são discutidos posteriormente). Assim, considera-se que 70% da vazão total de água é aquecida, e 30% da água é proveniente diretamente da rede. A vazão de água quente é  $\dot{m}_e = 0,0735 \text{ kg/s}$ , as propriedades da água são  $c_{p,a} = 4,178 \text{ kJ/kg}$ ,  $\rho_a = 996 \text{ kg/m}^3$ . O valor dos parâmetros está resumido na Tab. (1)

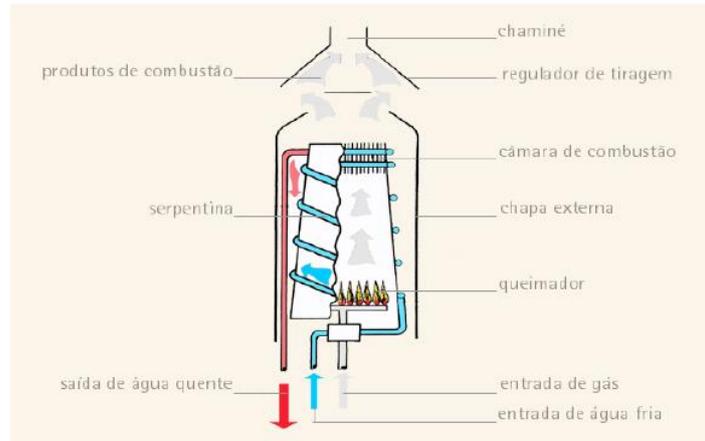


Figura 2. Aquecedor instantâneo. Fonte: Chaguri, J. J., 2001 apud Chaguri, J. J. J., 2009

Tabela 1. Vazão e temperatura das águas quente e fria.

	Vazão ( $\text{kg/m}^3$ )	Temperatura ( $^\circ\text{C}$ )
Água quente	0,0735	40
Água fria	0,0315	20
Total	0,105	-
Média	-	34

Operando em regime permanente, o lado esquerdo da Eq. (3) correspondente ao termo transiente é nulo, e a Eq. (3) fica:

$$\dot{q}_a = \dot{m}_e c_{p,a} (T_s - T_e) \quad (4)$$

Substituindo valores numéricos na Eq. (4) é possível calcular o calor necessário nas condições nominais de operação. O valor obtido foi de  $6,14 \text{ kW}$ . Substituindo valores numéricos para a Eq. (3), e considerando que o volume<sup>3</sup> do aquecedor é de  $V = 0,000247 \text{ m}^3$ , tem-se:

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = 0,2988(T_e - T_s) + 5,9737 \quad (5)$$

### 2.2.2. Perda de calor na tubulação

A tubulação que importa neste caso é a que transporta água quente, pois, é nela que ocorrem as perdas de calor. Uma prática comum quando um sistema de aquecimento a gás é instalado em uma residência é manter a tubulação destinada à água fria e instalar tubulações feitas de Polietileno Reticulado (PEX) com alma de alumínio. Este material, segundo Nakamura (2007), possui grande flexibilidade o que dispensa maior parte de conexões pois ela se adapta às mudanças de direção durante a instalação; suporta temperaturas de até  $95^\circ\text{C}$ ; facilita transporte e montagem por ser leve; tem durabilidade de no mínimo 50 anos e condutibilidade térmica de  $0,43 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ . O esquema do tubo pode ser visto na Fig. (3a).

Uma possibilidade de instalação adotada é posicionar a tubulação externamente a parede, sem a necessidade de quebrá-las, economizando tempo de instalação e diminuindo o custo. A tubulação compatível com o aquecedor é aquele com os seguintes valores para o diâmetro externo e espessura de parede:  $D_e = 16 \text{ mm}$  e  $e_t = 2 \text{ mm}$ .

A grande vantagem do PEX é a sua baixa condutibilidade térmica se comparado ao cobre<sup>4</sup> que geralmente é utilizado em sistemas de alimentação de água quente.

<sup>3</sup> O volume foi estimado do modelo comercial descrito na seção 2.2.1., medindo-se o comprimento e diâmetro do tubo que troca calor com os gases de combustão.

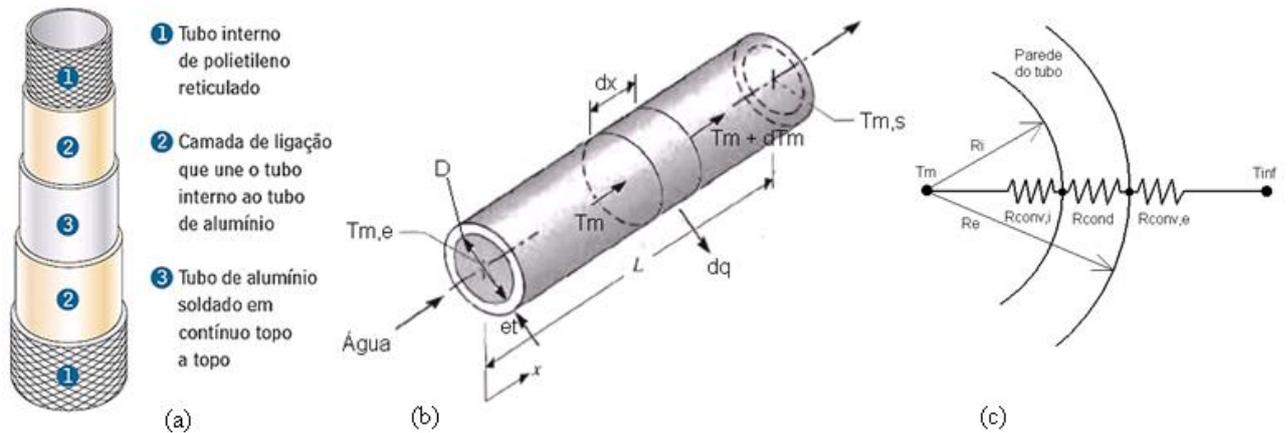


Figura 3. (a) Tubo de PEX com alma de alumínio. Fonte: Nakamura, 2007. (b) Modelo físico da tubulação. Fonte: adaptado de Incropera e DeWitt (2003). (c) Resistências térmicas

A perda de calor na tubulação deve à convecção natural na parte externa do tubo, considerando o caso em que a tubulação foi instalada externamente a parede. O esquema físico do processo pode ser visto na Fig. (3b).

A água entra na tubulação com uma temperatura média (ou temperatura de mistura) de entrada  $T_{m,e}$  e sai dela com uma temperatura de mistura  $T_{m,s}$ . O diâmetro interno da tubulação é  $D$  e a espessura da parede é  $e_t$ . A perda de calor por convecção natural é  $dq$ . O balanço de energia no volume de controle infinitesimal da Fig. (3b) e a perda de calor por convecção são dadas respectivamente por:

$$\dot{m}_t c_{p,a} T_m - dq - \dot{m}_t c_{p,a} (T_m + dT_m) = 0 \quad (6)$$

$$dq = U_i dA_i (T_m - T_\infty) = U_i \pi D dx (T_m - T_\infty) \quad (7)$$

Onde  $U_i$  é o coeficiente global de troca de calor para a superfície interna do tubo;  $dA_i$  é a área infinitesimal da superfície interna do tubo e  $T_\infty$  é a temperatura ao longe do tubo, ou seja, temperatura ambiente. Rearranjando e manipulando as Eqs (6) e (7), tem-se:

$$\frac{dT_m}{dx} = - \frac{U_i \pi D}{\dot{m}_t c_{p,a}} (T_m - T_\infty) \quad (8)$$

O coeficiente global de troca de calor é uma associação das resistências térmicas de convecção da água no tubo, da resistência térmica de condução do próprio tubo e da resistência térmica de convecção natural do ar com a superfície externa do tubo. O modelo físico pode ser visto na Fig. (3c)

O coeficiente global de troca de calor para o lado interno da tubulação é dado por:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{D}{2k} \ln\left(\frac{D + e_t}{D}\right) + \frac{D}{D + 2e_t} \frac{1}{h_e}} \quad (9)$$

Assim, deve-se calcular os coeficientes de transferência de calor por convecção. A vazão mássica de água aquecida é de  $\dot{m}_T = 0,0735 \text{ kg/m}^3$ , e propriedades da água avaliadas a  $40^\circ\text{C}$  fornecem  $\mu = 695 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$ . O diâmetro interno do tubo definido é de 12 mm. Assim, o número de Reynolds calculado para estas condições fornece  $Re_D = 11221$ . Para este número de Reynolds, pode-se considerar que o escoamento é turbulento e, considerando admitindo-se escoamento completamente desenvolvido, a correlação apropriada para o caso é a de Dittus-Boelter (Incropera e DeWitt, 2003). Nestas condições, o coeficiente de convecção do lado interno do tubo é dado por:

$$h_i = \frac{k_a 0,023 Re_D^{4/5} Pr^{0,3}}{D} \quad (10)$$

Para temperatura de  $40^\circ\text{C}$ :  $Pr = 4,62$  e  $k_a = 0,628 \text{ W/m.K}$ . Assim, o coeficiente de convecção obtido foi de  $h_i = 4235 \text{ W/m}^2\text{K}$ . O valor obtido para o coeficiente de convecção da parte interna do tubo foi muito grande, indicando que esse valor deverá ter pouco impacto no coeficiente global de troca de calor. No caso da parte externa do tubo, a troca de calor ocorre por convecção natural. A correlação apropriada para o cálculo do coeficiente de convecção é:

<sup>4</sup> Um valor típico para a condutibilidade térmica do cobre comercial (90% Cu, 10% Al) é  $k_{\text{cobre}} = 52 \text{ W/mK}$  (Incropera e DeWitt, 2003)

$$Nu_D = \frac{h_e D_e}{k_{ar}} = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (11)$$

Na Eq. (11)  $Ra_D$  é o número de Rayleigh, dado por:

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu\alpha} \quad (12)$$

Na Eq. (12),  $k_{ar}$  é a condutividade térmica do ar;  $g$  é a aceleração da gravidade;  $\beta$  é o coeficiente de expansão volumétrica do ar;  $T_s$  é a temperatura na superfície externa do tubo;  $\nu$  é a viscosidade do ar e  $\alpha$  é a difusividade térmica. Para o ar a uma temperatura de 300K, os valores das propriedades são:  $\beta = 1/300K^{-1}$ ,  $\nu = 15,89 \times 10^{-6} m^2/s$ ,  $\alpha = 22,5 \times 10^{-6} m^2/s$ ,  $k = 26,3 \times 10^{-3} W/m.K$ ,  $Pr = 0,707$ . Considerando a temperatura da superfície  $T_s = 40^\circ C$  e o diâmetro externo do tubo de 16mm e substituindo estes valores na Eq. (12) tem-se  $Ra_D = 4870$ . Substituindo este valor na Eq. (11), o coeficiente de convecção do lado externo do tubo calculado foi de  $h_e = 6,07 W/m^2K$ . Substituindo os valores de  $h_i$  e  $h_e$  na Eq. (9) o coeficiente global de transferência de calor pode ser então calculado. O valor obtido foi de  $U_i = 7,83 W/m^2K$ .

Retomando a Eq. (8), nota-se que a única variável dependente da posição axial  $x$  é a temperatura  $T_m$ . Assim, pode-se integrar a Eq. (8) de  $x=0$  a  $x=L$ . Para isso, define-se uma nova variável dada por  $\Delta T = T_m - T_\infty$ .

Como  $d(\Delta T)/dx = T_m$ , Eq. (8) fica:

$$\frac{d(\Delta T)}{dx} = -\frac{U_i \pi D}{\dot{m}_t c_{p,a}} (\Delta T) \quad (13)$$

Desenvolvendo-se a Eq. (13), tem-se:

$$\int_{\Delta T_e}^{\Delta T_s} \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -\frac{U_i \pi D}{\dot{m}_t c_{p,a}} \int_0^L dx \quad (14)$$

Resulta em:

$$\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} = \frac{T_{m,s} - T_\infty}{T_{m,e} - T_\infty} = \exp\left(-\frac{U_i \pi D L}{\dot{m}_t c_{p,a}}\right) \quad (15)$$

Com isso, é possível calcular a temperatura da água na saída do tubo conhecendo-se a temperatura da água na entrada e a temperatura ambiente usando a Eq. (15). Uma prática comum adotada nos sistemas de aquecimento é instalar o aquecedor descrito na seção 2.2.1. na parede externa de uma residência, o mais próximo possível do banheiro. Considera-se o caso de um banheiro no segundo andar de uma casa, com o aquecedor instalado em um local de fácil acesso sem a necessidade de usar escadas (no primeiro andar da casa). Estima-se que o comprimento da tubulação seja de 3 metros. Assim, substituindo valores numéricos na Eq. (15) tem-se

$$T_{m,s} = 0,9971(T_{m,e} - T_\infty) + T_\infty \quad (16)$$

Para a temperatura de entrada de  $40^\circ C$  e temperatura ambiente de  $20^\circ C$ , a temperatura de saída calculada usando a Eq. (16) é de  $39,9^\circ C$ , sendo a diferença de temperatura de  $0,1^\circ C$ . Essa diferença de temperatura dificilmente é detectada por um termopar, por exemplo, que tem precisão típica de  $0,5^\circ C$ . Conclui-se que a perda de calor na tubulação é desprezível. Note que foi adotada a instalação em que ocorre maior perda de calor pela tubulação, com ela externa a parede. Se fosse adotada a instalação da tubulação interna a parede, a perda de calor seria menor, pois o cimento é um bom isolante térmico, com condutividade térmica de  $0,72 W/m.^{\circ}C$  (Incropera e DeWitt, 2003), bem próximo da condutividade do PEX.

### 2.2.3. Válvulas de Controle

As válvulas de controle são os elementos mais importantes para fazer o controle do sistema. Optou-se em fazer o controle de temperatura mantendo a vazão de água quente constante e variando-se apenas a vazão de água fria do sistema. O controle da válvula é realizado pelo movimento vertical de uma haste provocado por um atuador. A válvula deve ser selecionada de modo a atender os requisitos operacionais como, por exemplo, faixa de vazão controlável.

A equação que define a vazão que atravessa a válvula (Garcia, 2005) é dada por:

$$Q_v = C_v \sqrt{\frac{\Delta P_v}{G}} \quad (17)$$

Na Eq. (17),  $Q_v$  é vazão através da válvula em gpm;  $C_v$  é coeficiente de vazão da válvula, fornecido pelo fabricante e é função de modelo e do tipo de válvula [ $gpm/\sqrt{psi}$ ]. É o número de galões americanos de água por minuto a 60°F que escoam por uma válvula com uma queda de pressão de 1 psi;  $\Delta P_v$  é a queda de pressão na válvula em psi e  $G$  é a densidade relativa do líquido, relação entre a massa específica do fluido com a massa específica da água a 15,56°C e 1,0 atm (neste caso vale 999,02  $kg/m^3$ ).

Modificando a Eq. (17) para calcular a vazão mássica, usar a densidade do fluido ao invés da densidade relativa e sistema de unidades mais comuns do Brasil tem-se:

$$\dot{m}_v = K_v C_v \rho_a \sqrt{\frac{\Delta P_v}{\rho_a}} \quad (18)$$

Na Eq. (18),  $\dot{m}_v$  é a vazão mássica através da válvula em  $kg/s$ ;  $K_v = 7,59432 \times 10^{-3}$  é um fator de conversão de unidades;  $C_v$  é o coeficiente de vazão da válvula, fornecido pelo fabricante e é função de modelo e do tipo de válvula em  $gpm/\sqrt{psi}$ ; e  $\Delta P_v$  é a queda de pressão na válvula em bar.

Para o dimensionamento da válvula, é necessário calcular a queda de pressão que nela ocorre. A queda de pressão na válvula é dada por (Munson; Young e Okiishi, 2008):

$$\Delta P = K_l \frac{\rho_a V^2}{2} \quad (19)$$

Na Eq. (22)  $K_l$  é o coeficiente de perda de pressão e  $V$  é a velocidade média do fluido na tubulação. A velocidade da água na tubulação é dada por:

$$V = \frac{\dot{m}_v}{\rho_a A} = \frac{0,0315}{996 \frac{\pi 0,0122^2}{4}} = 0,2796 \frac{m}{s} \quad (20)$$

A vazão mássica utilizada para calcular a velocidade média foi definida na Tab. (1). O coeficiente de perda de pressão para uma válvula globo vale  $K_l = 10$  (Munson, Young, Okiishi, 2008). Assim, a perda de pressão pode ser calculada usando a Eq. (19). A queda de pressão obtida foi de  $\Delta P = 0,00389$  bar

Substituindo os valores obtidos na Eq. (18) para a válvula completamente aberta, pode-se calcular o coeficiente da válvula necessária. O valor obtido foi de  $C_v = 2,11$ .

A Tab. (2) mostra os valores de  $C_v$  em função da abertura de uma válvula com característica inerente igual porcentagem, de meia polegada de diâmetro e curso total de 0,75 polegada.

Tabela 2 – Coeficiente de válvula para dada abertura de válvula

%	100	90	80	70	60	50	40	30	20	10
$C_v$	4,5	3,7	2,8	2,1	1,5	1,5	0,70	0,48	0,32	0,22

Fonte: Adaptado de Lipták, et. al. 1995

#### 2.2.4. Atuador

O controle automático da válvula necessita de um atuador, que segundo Skousen, 2004 é definido como qualquer dispositivo montado na válvula que em resposta a um sinal, automaticamente move a válvula para a posição desejada usando uma fonte externa de potência. A adição de um atuador a uma válvula e que possui a habilidade de se ajustar a um sinal é chamado de válvula de controle. Os atuadores podem ser elétricos, pneumáticos e eletro-hidráulicos. Em uma residência, a forma de atuação mais viável é a elétrica, com o uso de motores reversíveis. Neste caso os componentes são: motor elétrico, caixa de redução de velocidade, e batentes ou limitadores. Zappe e Smith, 2004 enumerou algumas vantagens e desvantagens do atuador elétrico. Dentre as vantagens pode-se citar operação suave, estabilidade no posicionamento devido a existência da caixa de câmbio, torques que podem ser ajustadas com a redução de velocidades apropriada, design compacto e a energia elétrica fornecida provoca uma movimentação da haste da válvula que não flutua. Dentre as desvantagens pode-se citar o alto custo, modelagem complexa devido ao grande número de peças, e necessidade de proteção contra umidade.

No funcionamento em malha fechada, o sensor de temperatura mede a temperatura final da água e envia um sinal eletrônico ao controlador que a compara com o sinal da temperatura de referência. Se houver diferença, o controlador enviará um sinal de correção para o atuador em forma de uma variação de voltagem. O atuador recebe o sinal e age sobre a válvula, variando a posição do obturador até que o sinal recebido do sensor seja igual a referência. Neste momento, o atuador, e conseqüentemente o obturador mantém sua posição.

O atuador deve não somente ser capaz de se ajustar ao sinal do atuador como também ter potência necessária para superar as forças do processo tais como atrito e forças viscosas do fluido.

O atuador também pode ser classificada em ação simples ou dupla ação. Os de ação simples atuam somente em um sentido sendo que no outro, há a atuação de uma mola podendo ser de ação direta (se a mola atua no sentido de fechar a válvula) ou de ação reversa (se a mola age de modo a abrir a válvula). Os atuadores de dupla ação trabalham em ambos sentidos, para a abertura ou fechamento da válvula.

Devido ao grande torque que é gerado pelo motor elétrico em função da máxima eficiência ser em operação na máxima rotação, e também devido a redução, limitadores de posição ou limitadores de torque devem ser usados. Os limitadores de posição desligam o motor quando a válvula atinge a posição de totalmente aberta ou de totalmente fechada, enquanto que os limitadores de torque desligam o motor quando o torque aumenta em decorrência do fechamento ou abertura da válvula. Estes limitadores garante que o motor não cause danos na válvula.

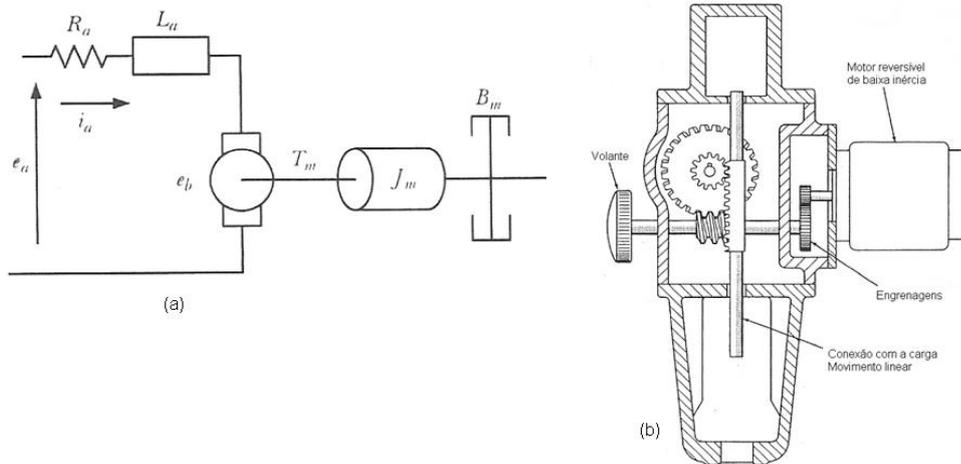


Figura 4 – (a) Motor elétrico. Fonte: adaptado de Garcia, 2006. (b) Redutor de velocidades. Fonte: Lipták, 2006

A Fig. (4a) mostra o circuito elétrico do motor, e a Fig. (4b) mostra o redutor de velocidades do motor. A equação que descreve o comportamento dinâmico do conjunto motor e redução é dado por:

$$\ddot{X} + \left( \frac{B_m}{J_m} + \frac{K_v}{J_m R_a} \right) \dot{X} = \frac{(r_{pin} \alpha)^2 P_v A_v}{J_m L} + \frac{r_{pin} \alpha K_T}{J_m R_a L} e_a \quad (21)$$

Na Eq. (21),  $X$  é abertura da válvula,  $B_m = 52,5 \times 10^{-8} \frac{N.m}{rad/s}$  é o coeficiente de atrito do rotor,  $J_m = 4,2 \times 10^{-7} kg.m^2$  é a inércia do rotor,  $K_v = 8,14 \times 10^{-3} \frac{V}{rad/s}$  é a constante de tensão do motor,  $R_a = 3,5 \Omega$  é a resistência do enrolamento da armadura do motor,  $r_{pin} = 0,05m$  é o raio do pinhão do redutor de velocidades,  $\alpha = 0,05$  é a redução de velocidades do par sem fim e coroa e dos pares de engrenagens,  $P_v = 4410 Pa$  é a queda de pressão da válvula,  $A_v = 0,0000258 m^2$  é a area do obturador da válvula,  $K_T = 8,14 \times 10^{-3} \frac{N.m}{A}$  é a constante de torque do motor,  $L = 0,01905m$  é o curso total da haste da válvula e  $e_a$  é a tensão fornecida ao motor.

#### 2.2.4. Sensor de temperatura

Será utilizado um termopar tipo J montado dentro de uma bainha para medir a temperatura da água. Este equipamento será montado imediatamente antes do chuveiro, para garantir que a temperatura medida seja a que efetivamente chega ao usuário. O sistema é de primeira ordem com constante de tempo de 2 segundos.

A temperatura da água no chuveiro é uma função das temperaturas quente (proveniente do aquecedor) e fria e é dada por:

$$T_m = \frac{\dot{m}_f T_f + \dot{m}_q T_q}{\dot{m}_f + \dot{m}_q} \quad (22)$$

#### 2.3. Parâmetros de utilização

Nesta seção serão destacados os parâmetros de utilização dos sistemas de aquecimento tais como temperatura de banho, vazão de água e tempo de banho.

Estudos realizados por Ilha (1991), com moradores de apartamentos que tem disponibilidade de água quente de um aquecedor central, revelaram que a temperatura e a vazão confortáveis da água do banho são  $T = 34 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $Q = 0,106 \text{ l/s}$  ou  $\dot{m} = 0,105 \text{ kg/s}$ .

### 3. Simulação e controle

Nesta seção serão feitas as simulações computacionais do sistema representado pelas equações diferenciais obtidas anteriormente. As simulações serão feitas para apenas para a planta do sistema, ou seja, sem a atuação do controle e visam analisar as respostas do sistema em regime estacionário e no transitório, para uma dada entrada. A seguir será feito o projeto do controle PID, que consiste basicamente em obter os ganhos proporcional, integrativo e derivativo. =

Para entender como agirá o controle, pode-se representar o sistema em diagramas de blocos. A Fig. (5) mostra o diagrama de blocos para o sistema:

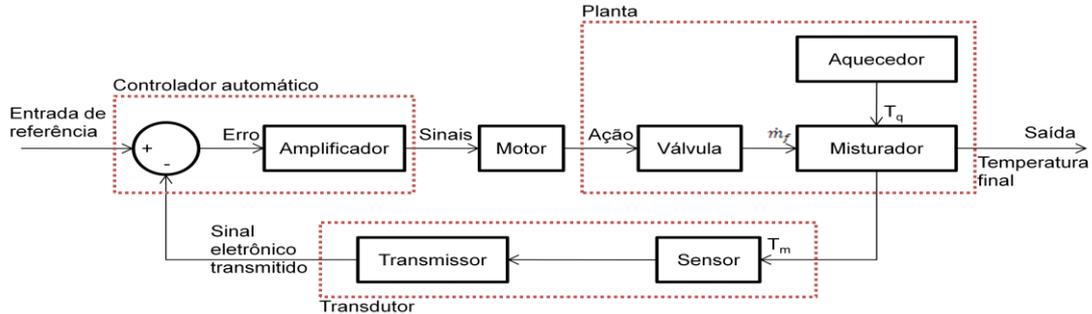


Figura 5. Diagrama de blocos.

#### 3.1. Simulação de sistema sem controle

A Eq. (3) governa o comportamento do sistema. A entrada do sistema é a vazão de água  $\dot{m}_e$  e foi definido como uma rampa de amplitude 0,0735 kg/s para fins de simulação. Os outros parâmetros foram definidos na seção 2.2.1. A Fig. (6a) mostra a resposta do sistema.

O gráfico da Fig. (6a) mostra que o tempo de acomodação do sistema é em torno de 15 segundos, uma inércia consideravelmente grande. A temperatura de saída nominal da água nessas condições é de 40 °C.

A simulação do chuveiro elétrico representada pela Eq. (1) também foi feita para efeito de comparação e a resposta está mostrada na Fig. (6b).

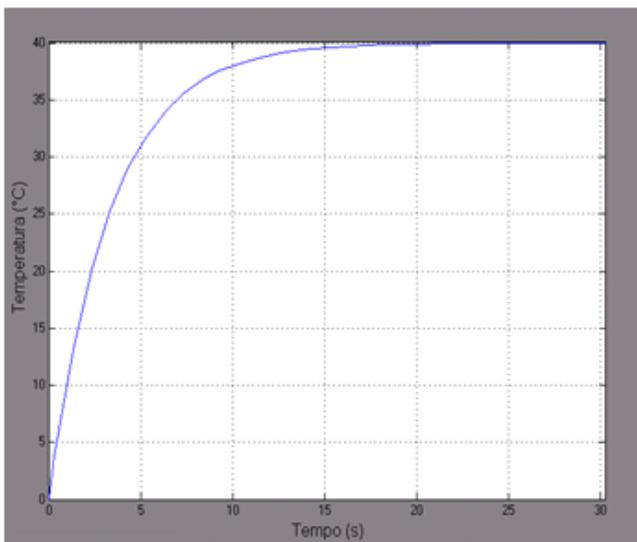
A entrada do sistema é a vazão de água  $\dot{m}_a$  e foi definido como uma rampa de amplitude 0,105 kg/s para fins de simulação. Os outros parâmetros foram definidos na seção 2.1.

O gráfico da Fig. (6b) mostra que o tempo de acomodação do sistema é em torno de 8 segundos, uma inércia menor do que o do aquecedor a gás. A temperatura de saída nominal da água nessas condições é de aproximadamente 32 °C.

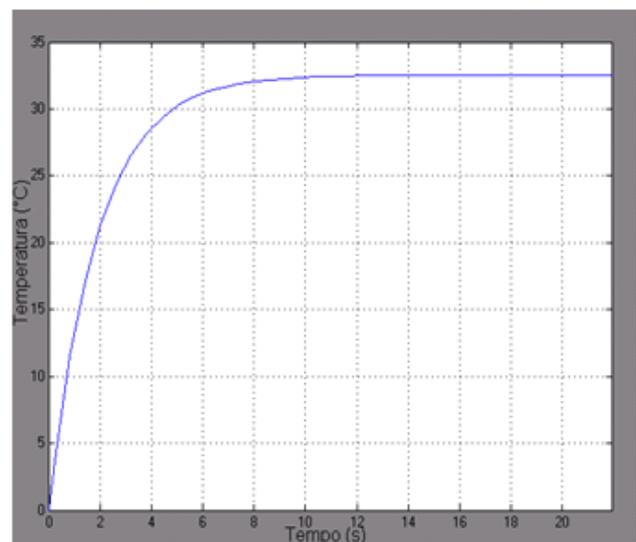
A comparação dos resultados está resumida na Tab. (2).

Tabela 2. Comparação dos sistemas de aquecimento.

	Vazão (kg/s)	Temperatura (°C)	Tempo de acomodação (s)	Potência necessária (kW)
Gás	0,0735	40	15	6,14
Elétrico	0,105	32,6	8	5,5



(a)



(b)

Figura 6. (a) Resposta do sistema de aquecimento a gás; (b) Resposta do sistema de aquecimento elétrico.

### 3.2. Simulação em malha fechada

A partir das equações obtidas na modelagem do sistema de aquecimento e da calibração feita no aquecedor de passagem, foi feito o modelo computacional no *Simulink*. Os modelos feitos estão mostrados no anexo. A simulação consistia em encontrar os ganhos do controlador PID para que fossem atingidos os requisitos do sistema. O controle PID é dado por:

$$u(t) = K_P e(t) + K_I \int_0^t e(t) dt + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (23)$$

Na Eq. (23),  $u(t)$  é o sinal de saída do controlador;  $e(t)$  é o erro do sistema;  $K_P$  é o Ganho proporcional do controlador;  $K_I$  é o ganho integrativo e  $K_D$  é o ganho derivativo. Os ganhos selecionados foram:  $K_P = 3,5$ ;  $K_I = 0,0009$ ;  $K_D = 8$ . Os resultados da simulação estão mostrados na Fig. (7).

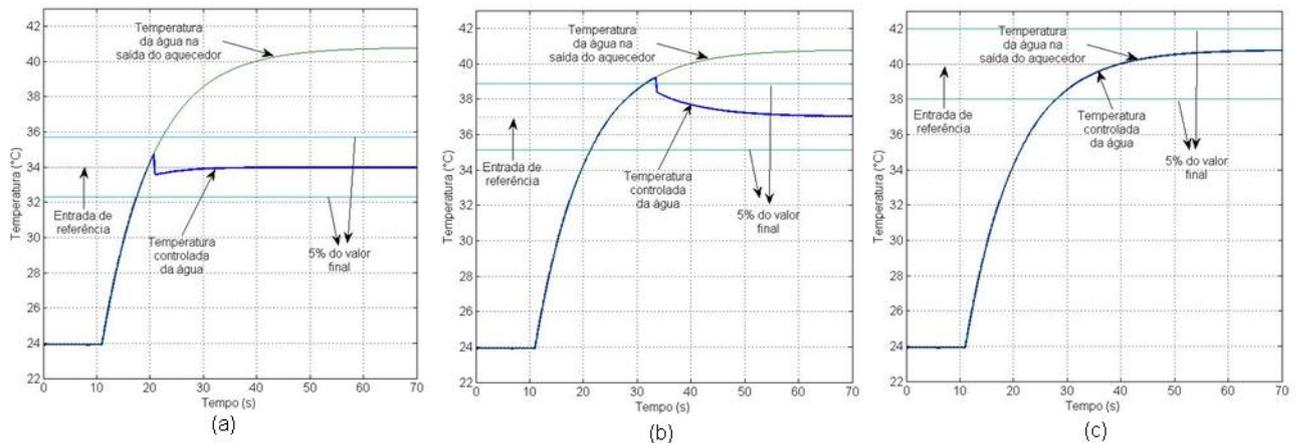


Figura 7. (a) Temperatura de entrada de 34 °C; (b) Temperatura de entrada de 37 °C; (c) Temperatura de entrada de 40 °C

A vazão de total de água para cada temperatura está mostrada na Tab. (3)

Tabela 3. Vazão e tempo de acomodação para cada temperatura

Temperatura (°C)	Vazão (kg/s)	Tempo de acomodação (s)
34	0,1273	17
37	0,0977	33
40	0,0760	28

Conforme pode ser observado nas figuras, o controle satisfaz o requisito de resposta rápida, pois a temperatura final da água segue a temperatura da água que sai do aquecedor até atingir a temperatura desejada. Neste momento, o controle passa a atuar abrindo a válvula de água fria para manter a temperatura desejada.

### 4. Avaliação dos custos

Nesta seção serão analisados os custos para o usuário para de possa adicionar o controle no sistema de aquecimento convencional. Para tanto, o custo adicional considerado será somente o dos componentes mais importantes do sistema como válvulas, atuador, controlador e termopar. Assim sendo, como simplificação, não serão considerados o custo da montagem, da mão-de-obra, e outros componentes menores por serem difíceis de mensurar.

O custo de operação do sistema de aquecimento a gás também é maior do que o chuveiro elétrico segundo estudo realizado pelo Centro Internacional de Referência em Reúso de Água (Cirra) como publicou Vizeu (2009) em um artigo para Folha de São Paulo, devido em partes do menor gasto com água do chuveiro elétrico. Assim, as o sistema de aquecimento a gás não é economicamente vantajoso nem mesmo em longo prazo. O principal atrativo do aquecimento a gás, para o usuário, é o conforto.

O preço dos componentes foi buscado em diversos sites da internet, a maioria deles dos Estados Unidos com valor em dólares. O valores da válvula de controle foi convertido em reais considerando a cotação do dólar a 1,682 reais vigente no dia 10 de janeiro de 2011. O valor de uma válvula globo foi de R\$363,31. O valor do micro controlador (PIC18F452) é de R\$21,50 e do termopar é de R\$20,00.

O valor pago para se obter um sistema de aquecimento a gás convencional varia muito com o preço e o modelo do aquecedor, se o fornecedor oferece instalação gratuita, etc. Para o aquecedor da seção 2.2.1, o preço é em torno dos R\$800,00. O valor adicional com o sistema de controle inclui o valor da válvula de controle, do controlador e do

termopar, que fica R\$404,81. Assim, o investimento para obter o sistema de controle é de aproximadamente 50% do valor do sistema convencional. Considerando a quantidade de água que seria economizada com o sistema de controle devido ao fato de que o usuário não desperdiça água enquanto ajusta a temperatura desejada, o investimento adicional pode ser vantajoso em longo prazo.

## 5. Conclusões

A opção por substituir o chuveiro elétrico por um sistema de aquecimento a gás pode é vantajoso para o fornecimento de energia e economia de água.

A modelagem calculou taxa de fornecimento de calor que o aquecedor pode fornecer e permitiu também encontrar a equação da temperatura da água na direção axial da tubulação. Concluiu-se que para o comprimento de tubulação de 3 metros, a perda de calor para o ambiente é desprezível.

A calibração do sistema sem controle permitiu ajustar o aquecedor ao modelo real e analisar as inércias dos sistemas de aquecimento elétrico e a gás que se mostraram próximos.

Na simulação do modelo em malha fechada, foram escolhidos os ganhos do controlador PID e o sistema apresentou uma resposta rápida ao sinal de entrada.

Por fim, o custo adicional do controle em relação ao sistema de aquecimento a gás convencional é de 50% que se paga em parte pela economia de água proporcionada pelo controle.

## 5. Referências

- CHAGURI JÚNIOR, J. J. **Sistemas prediais de aquecimento de água e de gás: parâmetros de dimensionamento e gerenciamento**. 2009. 103p. Dissertação (mestrado) – Interunidades em energia. São Paulo, 2009.
- CHAGURI, J. J. **Manual de dimensionamento de água quente, vapor e aquecimento de piscina**. 2001. 28p. Apostila técnica.
- GARCIA, C. **Modelagem e simulação de processos industriais e de sistemas eletromecânicos**. 2ª ed. rev. ampl. São Paulo. Editora Universidade de São Paulo, 2005.
- ILHA, M. S. O. **Estudo de parâmetros relacionados com a utilização de água quente em edifícios residenciais**. 1991. 185p. Dissertação (mestrado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo, 1991.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de troca de calor e de massa**. 5ª ed. Rio de Janeiro. Editora Livros Técnicos e Científicos S.A., 2003.
- LIPTÁK, B. G. **Instrument engineers' handbook: process control**. 3ª ed. Radnor, Pa: Chilton, 1995
- LORENZETTI. Manual de instalação, funcionamento e garantia. **Aquecedor instantâneo de água a gás**. Disponível em <<http://www.lorenzetti.com.br/produto.asp?id=AG0006#>>. Acesso em 26 out. 2009.
- MUNSON, B. R.; YOUNG, D. F.; OKIISHI, T. H. **Fundamentos da mecânica dos fluidos**. 4ª ed. São Paulo. Editora Edigard Blücher, 2008.
- NAKAMURA, J. **Água quente**. Revista técnica, São Paulo, n. 122, maio 2007. Disponível em <<http://www.revistatechne.com.br/engenharia-civil/122/artigo50117-5.asp>> . Acesso em 26 out. 2009.
- VALTEC SULAMERICANA . Instruções de Instalação, operação e manutenção. **Válvula de controle**. Disponível em: <<http://www.valteksulamericana.com.br/PT/servico.htm>>. Acesso em 29 mai. 2010
- VIZEU, R. Chuveiro elétrico consome mais energia, mas gasta menos água. **Folha de São Paulo**. 16 abr. 2009. Disponível em: <<http://www1.folha.uol.com.br/folha/dinheiro/ult91u551959.shtml>>. Acesso em 3 jan., 2011.

## PROJECT OF A SHOWER'S TEMPERATURE CONTROL SYSTEM HEATED BY BURN GAS

**Henrique Eityo Yara**

henriqueyara@yahoo.com.br

**Abstract.** The goal of this work is to project a gas-burned shower's temperature control system installed in household gas heating systems. The user should select the desired water temperature, and the control system will adjust this temperature by varying hot and cold-water flow, or by varying gas flow. To achieve user's comfort, the control that will be developed through dynamic system modeling and simulation should provide a fast response.

**Keywords:** shower, heating, control, energy efficiency