

ANÁLISE DE UM QUEIMADOR POROSO COM TROCADOR DE CALOR INTEGRADO VISANDO O DESENVOLVIMENTO DE AQUECEDOR DE ÁGUA DE PASSAGEM

Roberto Wolf Francisco Jr.

Universidade Federal de Santa Catarina
Departamento de Engenharia Mecânica
Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos
Campus Universitário 88.040-900 Florianópolis S.C.
robertowfj@gmail.com

Amir Antônio Martins Oliveira Jr.

Universidade Federal de Santa Catarina
Departamento de Engenharia Mecânica
Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos
Campus Universitário 88.040-900 Florianópolis S.C.
amirol@emc.ufsc.br

Resumo. A utilização de um meio poroso simultaneamente como câmara de combustão e trocador de calor permite o desenvolvimento de um aquecedor de passagem de alta eficiência térmica. Este trabalho tem dois objetivos. O primeiro é avaliar a influência da perda de calor volumétrica na estabilização de chama em queimadores porosos. Essa perda de calor por condução e radiação através da própria região de estabilização de chama no meio poroso altera o comportamento do queimador, permitindo a queima com altas potências sem exceder a temperatura do meio poroso. O segundo objetivo é avaliar o desempenho obtido com cerâmicas disponíveis comercialmente no Brasil. Estas cerâmicas são fabricadas para o uso como filtro de fundição e não são projetadas para a finalidade de uso em queimadores porosos. O aquecedor de passagem é constituído basicamente pelo meio poroso envolto por uma camisa d'água. Esta configuração permite o aproveitamento das altas taxas de transferência de calor por condução e radiação (intrameio) entre o queimador e a camisa d'água. Os limites de inflamabilidade foram obtidos para razões de equivalência entre 0,57 e 0,71. Resultados experimentais apontam para eficiências de 20 à 76%, de acordo com a potência utilizada, gerando até 4,2 kW de energia térmica (água quente). O combustível utilizado foi o GNV (Gás Natural Veicular) e a máxima potência obtida para uma chama estável foi de 11 kW.

Palavras chave: combustão, meio poroso, gás natural, aquecedor de passagem, trocador de calor.

1. Introdução

A utilização de um meio poroso simultaneamente como câmara de combustão e trocador de calor permite o desenvolvimento de um aquecedor de passagem de alta eficiência térmica. Esta maior eficiência na transferência de calor para a água permite o desenvolvimento de aquecedores compactos como já foi demonstrado por Pickenäcker, 1998. Além de compactos, estes aquecedores devem resultar em baixa produção de CO e grande faixa de regulagem de potência a fim de permitir economia de energia e segurança na utilização.

Este trabalho tem dois objetivos. O primeiro é avaliar a influência da perda de calor volumétrica na estabilização de chama em queimadores porosos. Essa perda de calor por condução através da própria região de estabilização de chama altera o comportamento do queimador, permitindo a queima com altas potências sem exceder o limite de temperatura do meio poroso. O segundo objetivo é avaliar o desempenho obtido com cerâmicas disponíveis comercialmente no Brasil. Estas cerâmicas são fabricadas para o uso como filtro de fundição e não são projetadas para a finalidade de uso em queimadores porosos.

Neste trabalho, a troca de calor ocorre somente na região do queimador poroso. Não é usado um trocador de calor líquido/gás como seria esperado em um equipamento.

2. Conceitos básicos

As esponjas cerâmicas utilizadas na fabricação de queimadores porosos são caracterizadas pela porosidade volumétrica e pela densidade linear de poros. Usualmente, (Howell et al., 1996), a porosidade fica em torno de 85% e a densidade linear de poros varia de 10ppi (3.9 ppcm) até 65 ppi (25.3 ppcm).

A diminuição do tamanho dos poros tende a dificultar a propagação da chama através do meio poroso. Isto ocorre porque quando o tamanho dos poros é diminuído, aumenta a área interfacial específica (m^2/m^3) entre as fases gás

e sólido. Este aumento da área de troca de calor entre as fases permite uma maior transferência de energia dos gases para a matriz porosa, diminuindo a temperatura da chama que pode levar a sua extinção. Esta limitação é utilizada em queimadores porosos para formar uma barreira à passagem da frente de chama. Assim, normalmente um queimador poroso é formado por duas regiões distintas: uma região de pré-aquecimento (RP) e uma região de estabilização de chama (REC). Cerâmicas com poros menores são utilizadas na região de pré-aquecimento e com poros maiores na região de estabilização de chama.

Com a frente de chama estável na interface entre as cerâmicas de poros maiores e menores, ocorre uma transferência de calor por condução e radiação (intrameio) para o interior dos poros menores, elevando o nível de energia dos reagentes (gás natural e ar) e ocasionando um excesso de entalpia na região de reação, atingindo assim uma temperatura de reação acima da temperatura adiabática (Pereira, 2005).

No entanto, isto só ocorre localmente na região da chama, pois mais à frente a temperatura dos gases diminui devido à perda de calor para o sólido e retorna ao nível da temperatura de chama adiabática como requer a primeira lei da termodinâmica. Este pré-aquecimento dos reagentes leva a altas taxas de reação e grande eficiência termodinâmica na conversão de energia.

O excesso de entalpia ocasionado pelo pré-aquecimento dos reagentes permite a queima de misturas empobrecidas. Isto possibilita a economia de combustível em operações à baixa potência. Num queimador convencional, baixas temperaturas são obtidas diluindo-se os gases da combustão com ar frio. Já num sistema com recirculação de calor, a queima de misturas mais pobres permite alcançar baixas temperaturas sem a necessidade de diluição pós combustão.

Em uma dada pressão e temperatura inicial dos reagentes existirá uma faixa de concentrações em que a propagação de uma chama estável é possível. Estes limites são denominados de limite inferior e superior de estabilidade (LIE e LSE). O balanço de energia térmica no aquecedor é calculado como segue.

A quantidade de combustível presente em uma mistura de reagentes é medida pela razão de equivalência ϕ , dada por,

$$\phi = \frac{f}{f_s} \quad (1)$$

onde,

$$f = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} \quad (2)$$

sendo \dot{m}_a e \dot{m}_c os fluxos mássicos de ar e combustível respectivamente, f a razão combustível / ar e f_s a razão combustível / ar avaliada nas condições estequiométricas. Desta forma, quanto maior o valor de ϕ , mais rica será a mistura, ou seja, maior a quantidade de combustível presente nos reagentes.

A velocidade de chama é definida por

$$u_{ch} = \frac{\dot{V}_g}{A_q} \quad (3)$$

sendo \dot{V}_g o fluxo volumétrico dos gases e A_q a área da seção transversal do queimador. A velocidade de chama é, portanto, igual à velocidade média em que os reagentes chegam à superfície de entrada do queimador.

A eficiência do aquecedor é definida como a razão entre a taxa de transferência de calor para a água (energia térmica absorvida pela água) e a potência térmica absorvida pelo queimador, ou seja,

$$\eta_{aq} = \frac{\dot{Q}_{ag}}{\dot{S}r} \quad (4)$$

A taxa de transferência de calor para a água é,

$$\dot{Q}_{ag} = \dot{m}_{ag} c_{p,ag} \Delta T_{ag} \quad (5)$$

e a potência térmica consumida pelo queimador é,

$$\dot{S}r = \dot{m}_{gnv} PCI \quad (6)$$

onde \dot{m}_{ag} e \dot{m}_{gnv} são os fluxos de massa da água e do combustível, respectivamente. Os termos $c_{p,ag}$, ΔT_{ag} e PCI representam o calor específico da água a pressão constante, a variação de temperatura da água na entrada e saída do aquecedor e o poder calorífico inferior do combustível.

A parcela de energia térmica carregada pelos gases de exaustão na superfície do aquecedor é calculada por

$$\dot{Q}_{gs} = \dot{m}_{gs} c_{p,gs} \Delta T_{gs} \quad (7)$$

onde

$$\dot{m}_{gs} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{gnv} \quad (8)$$

sendo \dot{m}_{gs} e \dot{m}_{ar} os fluxos de massa dos gases de exaustão e do ar, respectivamente. Os termos $c_{p,gs}$ e ΔT_{gs} representam o calor específico à pressão constante e a variação de temperatura dos gases de exaustão em relação à temperatura de referência. O calor específico dos gases foi aproximado para o calor específico do ar, considerando-se a temperatura medida na superfície do aquecedor. O erro máximo obtido com esta aproximação é da ordem de 10%. A temperatura de referência utilizada foi de 25°C.

3. Concepção do aquecedor

O aquecedor de passagem é constituído basicamente pelo meio poroso envolto por uma camisa d'água. Esta configuração permite o aproveitamento das altas taxas de transferência de calor por condução e radiação (intrameio) entre o queimador e a camisa d'água. A Fig. 1 mostra uma concepção básica do sistema proposto. Ressalta-se que como o foco deste trabalho é a análise do comportamento do meio poroso, não é utilizado um trocador de calor gás/líquido para recuperar a energia térmica dos gases de saída.

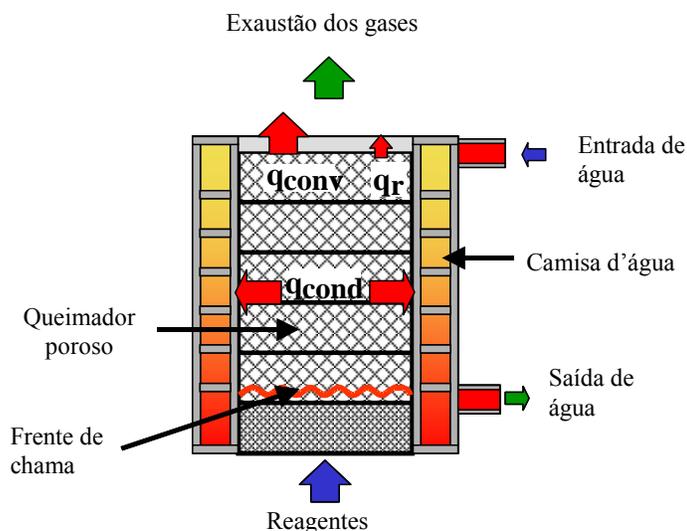


Figura 1. Concepção básica do aquecedor de passagem com queimador poroso.

No interior do aquecedor foram utilizadas cerâmicas constituídas com 65% de zircônia e 35% de alumina, podendo operar com temperaturas de até 1600°C. Na região de pré-aquecimento (RP), situado abaixo da frente de chama, foram utilizadas cerâmicas com 40 ppi e 86% de porosidade. Cerâmicas com 10 ppi e 90% de porosidade foram utilizadas para a região de estabilização de chama (REC). A Fig. 2 apresenta as cerâmicas utilizadas nos testes.

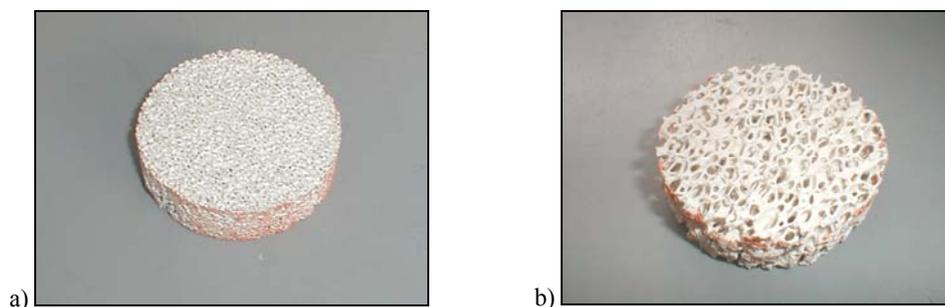


Figura 2. Esponjas cerâmicas de zircônia-alumina testadas: a) 40 ppi e 86% de porosidade; b) 10 ppi e 90 % de porosidade.

4. Experimento

4.1. Bancada de teste

O aquecedor foi testado experimentalmente em uma bancada constituída pelos seguintes equipamentos: medidores/controladores de vazão da marca OMEGA (0 a 50 lpm – GNV / 0 a 500 lpm – Ar); sistema para aquisição de dados Agilent modelo 34970A; rotâmetro para água OMEGA e bomba de água SCHNEIDER. Os termopares utilizados no interior do meio poroso e na superfície foram do tipo R (Pt – Pt/Rh 13%) com 0,254 mm (0,01polegadas) de diâmetro, inseridos em isoladores de cerâmica com a ponta exposta ao escoamento. Para a leitura de temperatura da água foram utilizados termopares tipo K (NiCr - NiAl) com 0,254 mm (0,01polegadas) de diâmetro, com isolamento de teflon, instalados a 3 cm de distância da entrada e saída de água do aquecedor. O desenho esquemático da bancada utilizada está apresentado na Fig. 3.

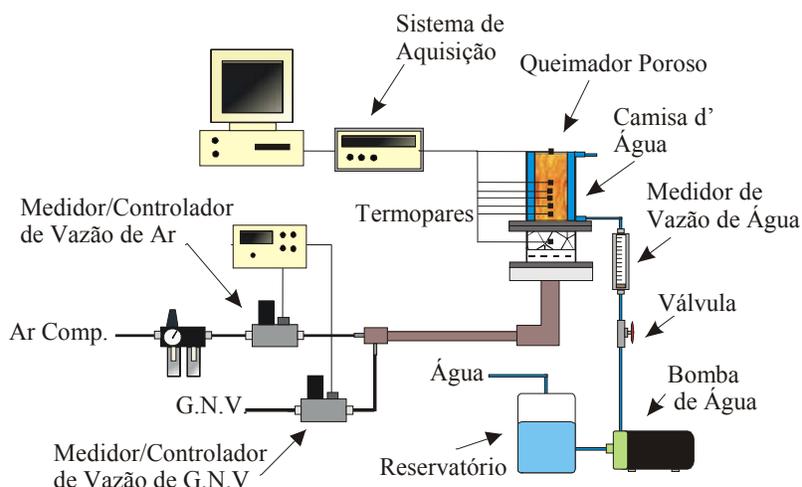


Figura 3. Desenho esquemático da bancada experimental.

Pereira (2002) mediu a perda de carga imposta ao escoamento dos gases pelo meio poroso, obtendo um valor máximo de 1,7 kPa. O queimador utilizado tinha um comprimento de 80 mm e diâmetro de 70 mm. As cerâmicas testadas pelo autor possuíam as mesmas dimensões e características geométricas das utilizadas neste trabalho.

A incerteza de medição máxima dos termopares tipo R é estimada em $\pm 10^\circ\text{C}$ nas temperaturas medidas e dos termopares tipo K é estimada em $\pm 1^\circ\text{C}$. O sistema de medição de vazão para o GNV foi calibrado pelo IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas – São Paulo). As incertezas de medição dos medidores de vazão Omega / FMA-773a utilizado para o GNV é ± 0.6 lpm (calibrados a 21°C , 1 atm) e do medidor de vazão Omega / FMA-776 utilizado para o ar é estimada em ± 1 lpm (dados do fabricante). A incerteza de medição do rotâmetro Omega / FL – 400a é estimada em 5% do valor da leitura, o qual implica em 0,25 lpm no fundo de escala.

A partir da análise de propagação de erros, as incertezas estimadas para a velocidade de chama e razão de equivalência estão apresentadas na Tab. 1. A máxima incerteza de medição obtida para a energia térmica gerada (água quente) foi de $\pm 0,527$ kW.

Tabela 1. Incertezas de medição na razão de equivalência (IM_{ϕ}) e na velocidade de chama (IMu_{ch}) obtidas de análise de propagação de erros para os pontos utilizados no experimento (Pereira, 2002).

ϕ	$IM_{\phi} (\pm)$	$u_{ch} (cm/s)$	$IMu_{ch} (\pm cm/s)$
0.59	0.105	19.92	0.83
0.58	0.070	29.88	1.11
0.57	0.052	39.83	1.41
0.57	0.048	42.94	1.51
0.67	0.070	29.93	1.11
0.66	0.053	39.78	1.41
0.66	0.042	49.80	1.72
0.65	0.035	59.83	2.04
0.65	0.030	69.67	2.36
0.65	0.026	79.70	2.68
0.65	0.023	89.54	3.00
0.65	0.022	94.64	3.17
0.71	0.071	29.85	1.11
0.70	0.053	39.92	1.41
0.70	0.042	49.81	1.72
0.70	0.035	59.69	2.03
0.70	0.030	69.76	2.36
0.70	0.026	79.64	2.68
0.70	0.024	89.52	3.00
0.70	0.021	99.40	3.32
0.69	0.019	109.47	3.65
0.69	0.018	119.34	3.97
0.69	0.016	129.22	4.30

No interior do aquecedor foram instalados sete termopares, isolados por tubos cerâmicos de dois furos a base de alumina (resistentes até 1950°C e diâmetro de 1,59cm). Procurou-se manter a extremidade do termopar no centro do meio poroso com o intuito de obter a máxima temperatura na seção transversal da cerâmica, já que esta sofre um gradiente térmico radial devido à troca de calor com a água na lateral do aquecedor. A ponta do termopar entra em equilíbrio térmico com os gases e com o sólido através de convecção, radiação e condução. Assim, a medição fornecida por estes sensores deve ser entendida como uma média entre as temperaturas do gás e do sólido naquela posição. A configuração do aquecedor está mostrada na Fig. 4. O protótipo utilizado nos experimentos está na Fig. 5.

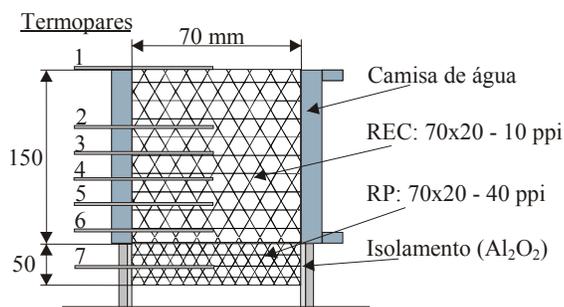


Figura 4. Configuração do aquecedor empregado nos testes.



Figura 5. Protótipo utilizado nos experimentos.

4.2. Metodologia

Primeiramente, é acesa a chama de forma manual na parte superior do aquecedor, utilizando-se um ponto inicial ($\phi; u_{ch}$) de forma que a frente de chama penetre rapidamente para o interior do meio poroso até atingir a interface entre a RP e REC, permanecendo estacionária por algum tempo com temperaturas de até 1400°C. Este processo de aquecimento do meio poroso leva aproximadamente 10 minutos. O ponto inicial utilizado em todos os ensaios foi 0,8 e 34,10 cm/s. Em seguida, é ajustado o ponto que se deseja testar e espera-se a estabilização da chama. A posição da frente de chama é definida como sendo coincidente com o termopar de maior temperatura.

Todos os pontos foram testados mantendo-se a vazão de água constante em 2,704 e 4,854 lpm.

A chama foi considerada estável quando as temperaturas lidas nos termopares permaneceram com variações de no máximo 5°C por um tempo mínimo de 20 minutos.

Os limites de estabilidade de chama (LEC) foram determinados mantendo-se a razão de equivalência constante e variando-se a velocidade de chama em pequenos incrementos. O limite inferior de estabilidade (LIE) foi definido como sendo o ponto em que a frente de chama penetra na RP, identificado pela leitura do termopar 7 instalado a 3 cm abaixo da interface (RP/REC). O limite superior de estabilidade (LSE) foi definido como sendo o ponto em que a frente de chama atinge o termopar 2 (instalado pouco acima do centro da REC).

A máxima razão de equivalência utilizada foi definida em função da temperatura de operação no interior do meio poroso. Para um queimador de zircônia-alumina, temperaturas acima de 1600°C resultam em uma mudança na estrutura cerâmica – mudança de coloração e aparecimento de pontos vitrificados (Pereira, 2002). Sendo assim, a temperatura máxima foi fixada em 1550°C.

A aquisição dos dados durante os experimentos foi realizada automaticamente em intervalos de 5 segundos. Os resultados de temperatura apresentados neste trabalho são médias dos últimos 20 minutos de estabilização de chama.

4.3. Resultados

O diagrama de operação definindo os limites de estabilidade (inferior e superior) está apresentado na Fig. 6. Os pontos intermediários representam a faixa de operação. O aquecedor foi testado para razões de equivalência em torno de 0,58, 0,66 e 0,70, atingindo temperaturas de 1520°C no interior do meio poroso e potências de até 2910 kW/m² (para a área da seção transversal do queimador).

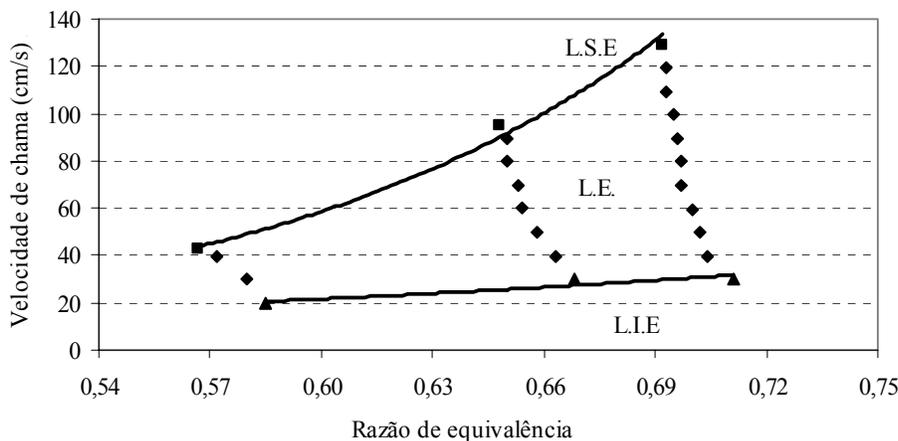


Figura 6. Diagrama de estabilidade.

Pereira (2002) estudou o mecanismo de estabilização de chama em queimadores porosos radiantes, utilizando isolante a base de Al₂O₃ na lateral do queimador, com o objetivo de aumentar a parcela de energia dissipada por radiação na superfície. O meio poroso testado foi de zircônia-alumina e o combustível utilizado foi metano e ar pré-misturados. A máxima potência obtida foi de 1119 kW/m² para uma razão de equivalência de 0,60 e velocidade de chama 58 cm/s. A máxima razão de equivalência utilizada foi 0,6 devido à temperatura limite do meio poroso (1550°C). Observa-se que aqui obteve-se potência da ordem de 2,5 vezes maior e pode-se operar com razões de equivalência de até 0,71.

As Figs. 7, 8 e 9 mostram a influência da variação do fluxo de água na distribuição de temperatura no interior do aquecedor. Os pontos utilizados para a velocidade de chama representam os limites de estabilidade (máx./mín.) para uma mesma razão de equivalência. Observa-se que a variação do fluxo de água não apresentou influência na eficiência

do aquecedor ou na estabilidade da chama, sendo que a eficiência variou apenas com a potência aplicada e a área de troca de calor (água / meio poroso).

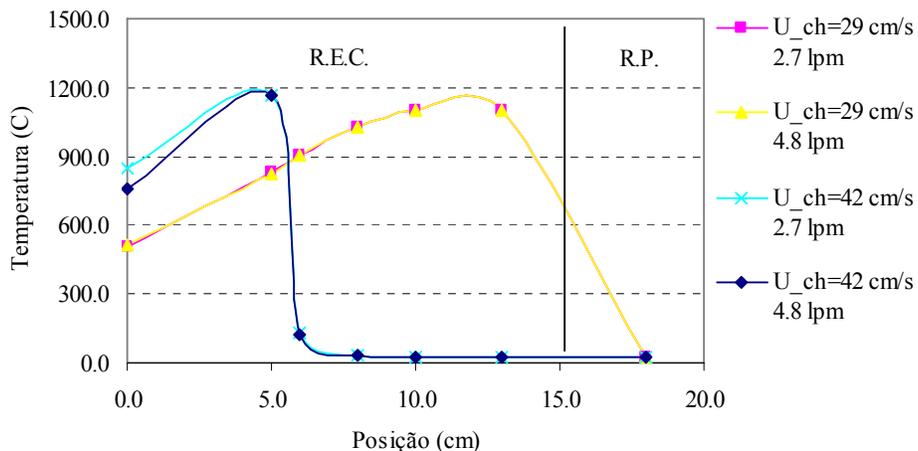


Figura 7. Influência da variação da vazão de água sobre a distribuição de temperatura no meio poroso ($\varnothing=0,58$).

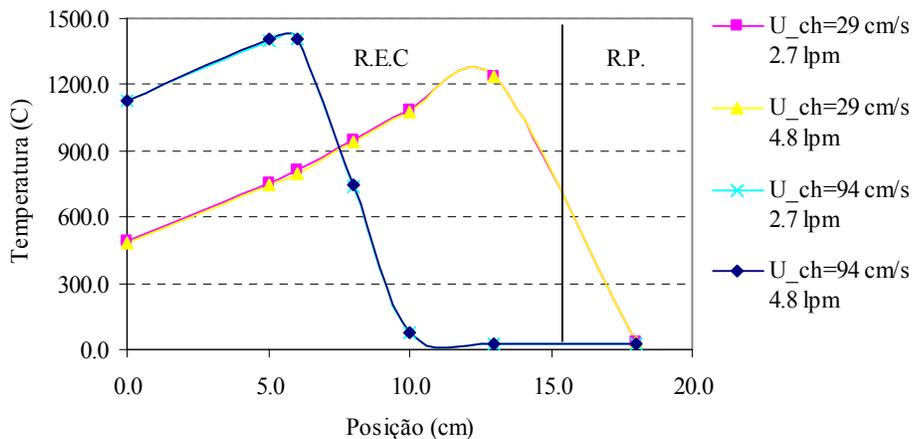


Figura 8. Influência da variação da vazão de água sobre a distribuição de temperatura no meio poroso ($\varnothing=0,66$).

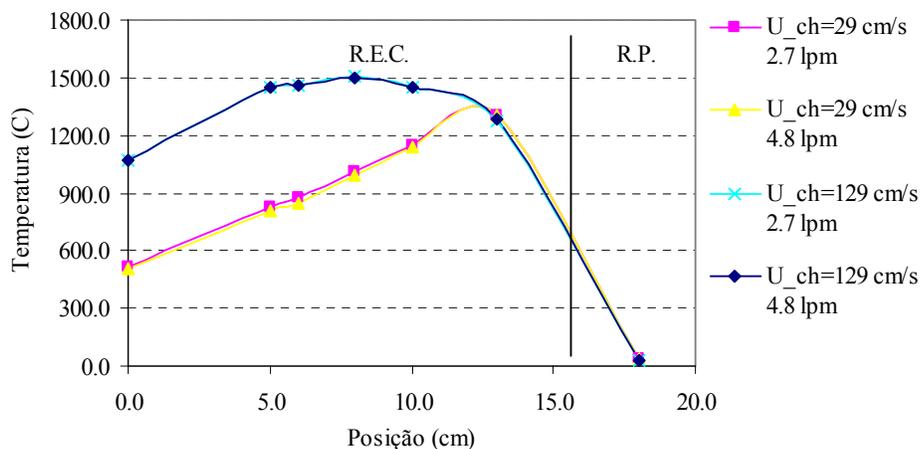


Figura 9. Influência da variação da vazão de água sobre a distribuição de temperatura no meio poroso ($\varnothing=0,70$).

Como se espera, a temperatura máxima cresce com a razão de equivalência, assim como cresce o limite superior de estabilidade.

Os resultados que seguem foram obtidos para uma vazão constante de água de 2,704 lpm.

O avanço da frente de chama em função do aumento da velocidade de chama para uma mesma razão de equivalência está demonstrado nas Figs. 10, 11 e 12. Devido à ausência de termopares na região da interface entre REC e RP, as linhas não representam corretamente a temperatura. A posição da frente de chama foi identificada como sendo coincidente com a região em que ocorre a máxima temperatura, permanecendo estável na interface entre a REC e a RP para uma grande variação da velocidade de chama e sofrendo um rápido deslocamento após o descolamento da interface.

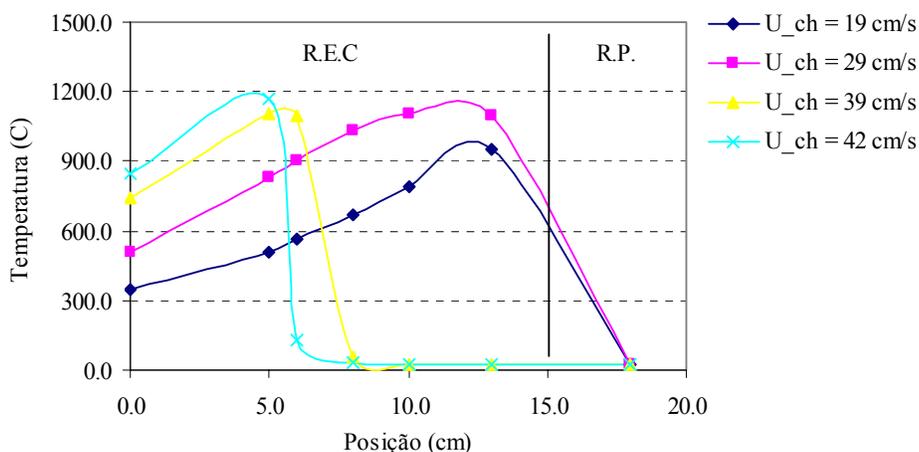


Figura 10. Deslocamento da frente de chama em função da variação da velocidade de chama ($\phi=0,58$).

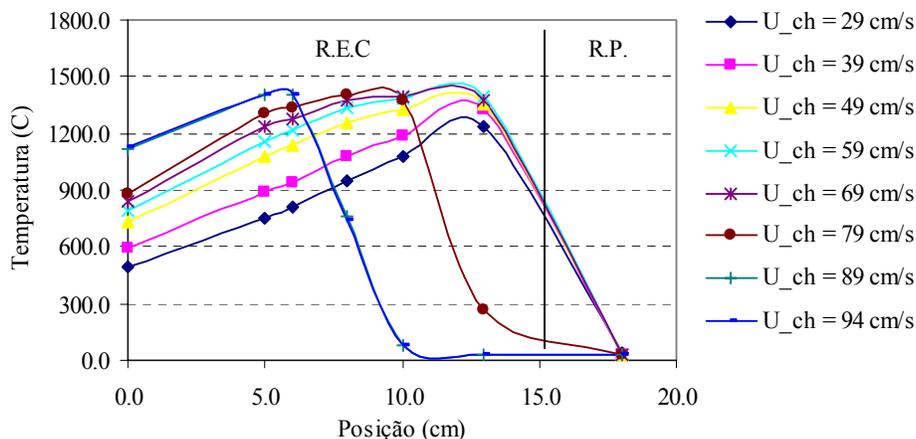


Figura 11. Deslocamento da frente de chama em função da variação da velocidade de chama ($\phi=0,66$).

Observa-se que a máxima temperatura tem a tendência de crescer com o aumento da velocidade de chama. A razão é que a temperatura do escoamento tende a diminuir menos quando a vazão cresce. Com o aumento da velocidade de chama, esta tende a deslocar-se para a saída do queimador. Nota-se que o gradiente de temperatura na região após a chama não depende fortemente da velocidade de chama, indicando uma situação de fluxo de calor aproximadamente constante aplicado sobre o escoamento da água.

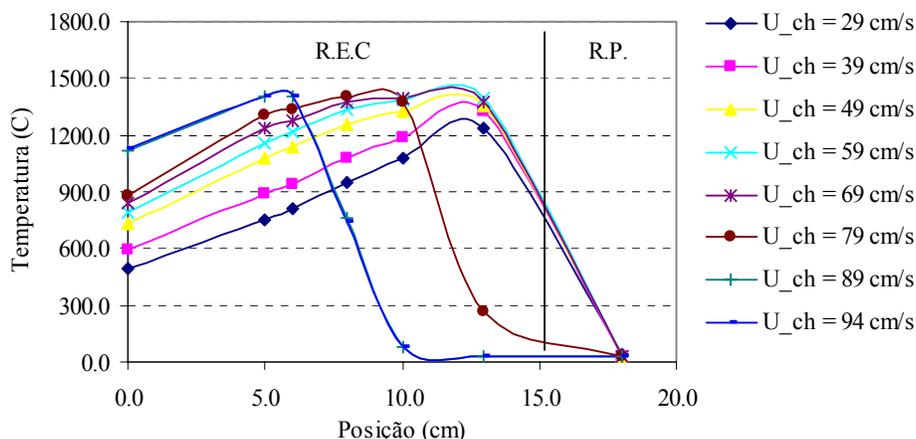


Figura 12. Deslocamento da frente de chama em função da variação da velocidade de chama ($\phi=0,70$).

Na Fig. 13 mostra-se a variação do acréscimo de temperatura na água com a velocidade de chama. Conforme a frente de chama vai se deslocando em direção a superfície, ocorre um ponto de operação em que a variação de temperatura (ΔT) na entrada e saída de água do aquecedor é máxima. Neste ponto, a frente de chama está próxima do centro da região que envolve a camisa de água (REC), distribuindo de forma mais uniforme as temperaturas no seu interior. Acima deste ponto, a temperatura na interface diminui e a energia dissipada na superfície aumenta, resultando em uma menor área de troca de calor com água e na diminuição do ΔT .

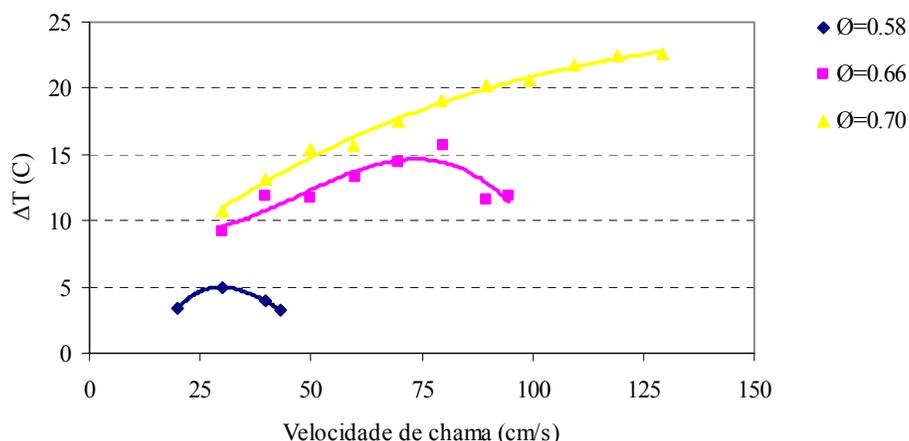


Figura 13. Variação do acréscimo de temperatura da água em função do aumento da velocidade de chama, com vazão de 2.704 lpm de água.

O máximo ΔT obtido foi $22,6^{\circ}\text{C}$ para uma razão de equivalência em torno de 0,70 e velocidade de chama de 129,22 cm/s. Com o aumento da vazão de água para 4,854 lpm e mantendo a mesma condição de teste ($\phi; u_{ch}$) o ΔT máximo diminui para $12,9^{\circ}\text{C}$.

A energia consumida (P_{ot}), aproveitada (Q_{ag}) e perdida (Q_{gs}) estão demonstradas na Fig. 14, para uma razão de equivalência em torno de 0,58. A energia dissipada por radiação na superfície do aquecedor variou de 0,015 kW a 0,354 kW, de acordo com o ponto de operação, representando no máximo 7% da parcela de energia dissipada por convecção.

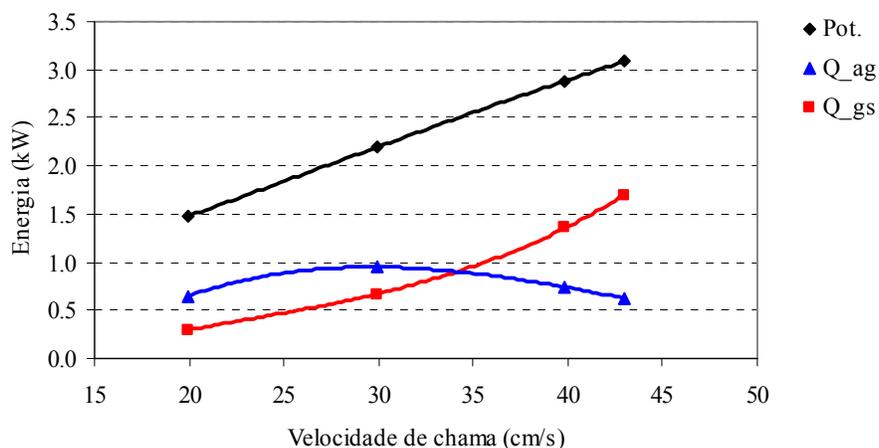


Figura 14. Potência consumida, energia aproveitada (água quente) e dissipada por convecção/radiação nos gases de exaustão em função da velocidade de chama, para uma razão de equivalência de 0,58.

O ponto no gráfico em que as curvas que representam as energias aproveitada e perdida se cruzam, ocorre quando a frente de chama encontra-se acima do centro da REC (camisa de água), reduzindo a temperatura do meio poroso na interface entre a RP/REC e elevando a temperatura na superfície do aquecedor. O mesmo ocorreu para os testes realizados com razões de equivalência em torno de 0,66 e 0,70, apresentados nas Figs. 15 e 16, respectivamente. A faixa de incerteza de medição para a energia térmica gerada (água quente) está na Fig 17.

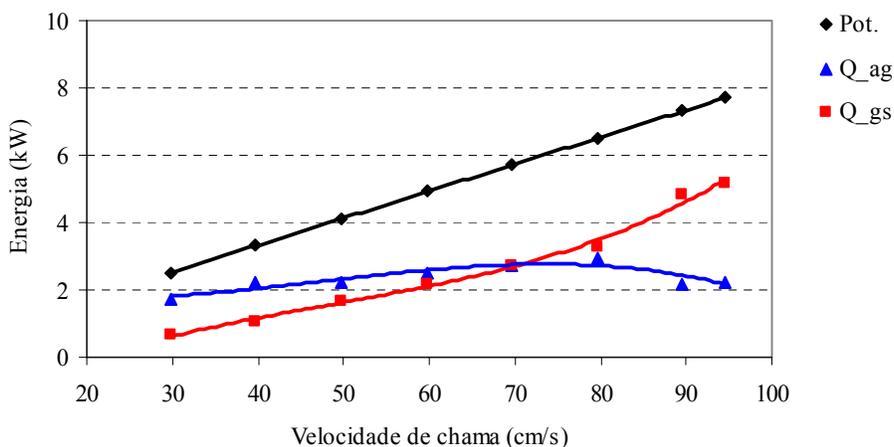


Figura 15. Potência consumida, energia aproveitada (água quente) e dissipada por convecção (gases de exaustão) em função da velocidade de chama, para uma razão de equivalência de 0,66.

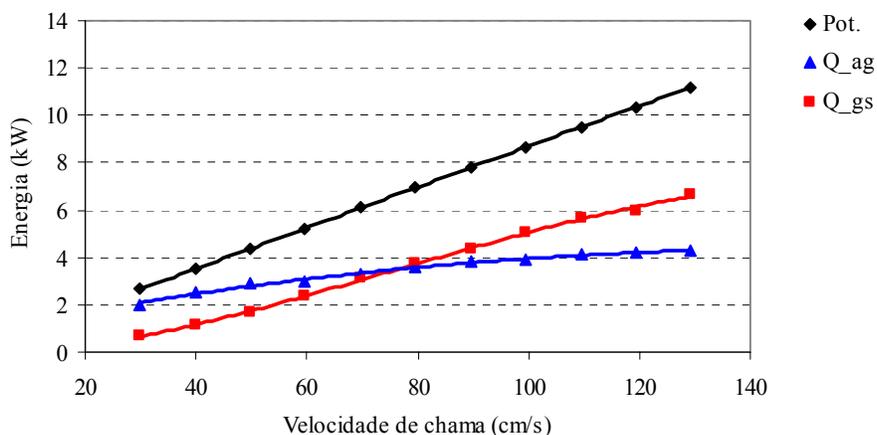


Figura 16. Potência consumida, energia aproveitada (água quente) e dissipada por convecção (gases de exaustão) em função da velocidade de chama, para uma razão de equivalência de 0,70.

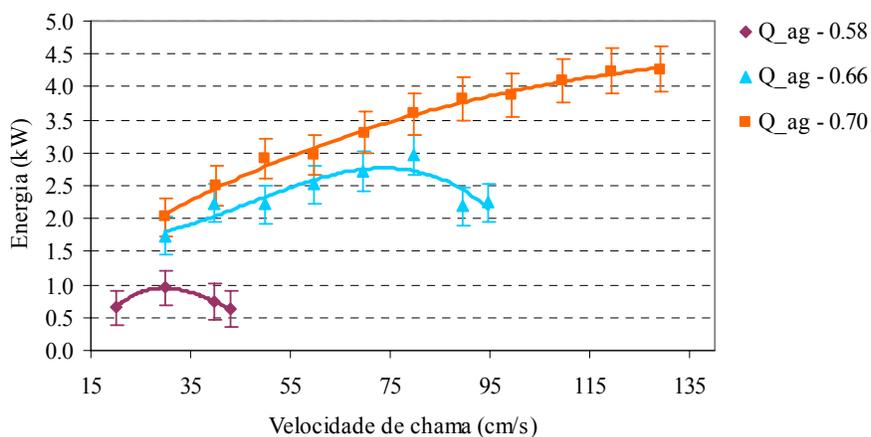


Figura 17. Faixa de incerteza de medição para a energia térmica gerada.

A Fig. 18 apresenta a variação da eficiência com a velocidade de chama para as razões de equivalência em torno de 0,58, 0,66 e 0,70. Observa-se que o aumento da razão de equivalência, gerando um aumento na temperatura do meio poroso, apresenta uma forte influência sobre a eficiência do aquecedor, ou seja, quanto maior a temperatura do meio poroso maior será a eficiência.

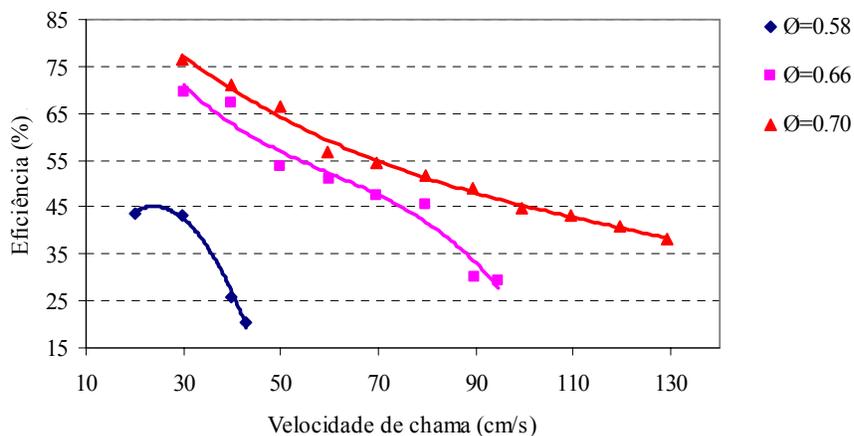


Figura 18. Eficiência do aquecedor em função da velocidade de chama.

Isto ocorre porque o aumento de temperatura no meio poroso aumenta a taxa de transferência de calor para a água, aumentando então a eficiência. Observa-se que na razão de equivalência mais alta a eficiência situa-se entre 35% e 75%.

Observa-se também que o aumento da velocidade causa uma redução da eficiência. Com o aumento da velocidade de chama para uma mesma razão de equivalência, ocorre o deslocamento da frente de chama da interface entre a REC/RP, elevando a temperatura na superfície do aquecedor. Esta parcela de energia dissipada na superfície por convecção e radiação não está sendo aproveitada neste primeiro protótipo, resultando assim na forte queda da eficiência com o aumento da velocidade de chama.

5. Conclusão

Os resultados obtidos indicam que as cerâmicas utilizadas podem ser usadas para fabricar um aquecedor de água. A máxima eficiência obtida foi de 76,3% para uma razão de equivalência em torno de 0,70 e velocidade de chama de 29,85 cm/s, gerando um ΔT de 10,7°C para uma vazão de água de 2,704 lpm. Com o aumento da velocidade de chama eleva-se a temperatura na superfície do aquecedor, diminuindo a sua eficiência. Considerando que a energia emitida pela superfície através dos gases de exaustão não está sendo aproveitada.

Para uma razão de equivalência de 0,70 e velocidade de chama de 59,69 cm/s, e considerando-se uma serpentina instalada próximo a superfície do aquecedor com eficiência de 50%, seria possível gerar até 4,162 kW de água quente a uma vazão de 3 lpm, obtendo-se um ΔT de 20 °C e eficiência do sistema de 79,6%. Este valor ainda é baixo se comparado aos atuais aquecedores de passagem disponíveis no mercado que oferecem eficiências de até 86%. Porém, observa-se que os aquecedores de mercado possuem trocador gás/líquido e que certamente elevaria a eficiência deste equipamento. Ainda, os resultados obtidos com este protótipo podem ser melhorados com o desenvolvimento de um modelo que possua uma relação área de troca/área da seção transversal mais adequada.

6. Agradecimentos

Agradecemos aos alunos Márcio Alexandre Laranjeira e Alexandre Guedes de Araújo pela inestimável ajuda na construção do protótipo e montagem da bancada para medição e controle da vazão de água.

7. Referências

- Catapan R.C., Pereira F.M., Oliveira A.A.M.J., 2005, "Development of a Radiant Porous Burner with a Combined Thermal and Fluidynamic Mechanism of Flame Stabilization" Proceedings of the 18th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Minas Gerais, Brazil.
- Howell J.R., Hall M.J., Elizy J.L., 1996, "Combustion of hydrocarbon fuels within porous inert media". Prog. Energy Combustion Science, v.22, p.121-145.
- Mößbauer, S., Pickenäcker, O., Pickenäcker K. and Trimis, D., 1999, "Application of the porous burner technology in energy- and heat-engineering", V International Conference on Technologies for a Clean Air Environment, Lisbon.
- Pereira F.M., 2002, "Medição de características térmicas e estudo de mecanismo de estabilização de chama em queimadores porosos radiantes", Dissertação. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.
- Pereira, F.M., Oliveira, A.A.M., 2005, "Analytical study of the excess enthalpy in the combustion within porous media". Proceedings of the 18th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Minas Gerais, Brazil.

ANALYSIS OF A POROUS BURNER WITH AN INTEGRATED HEAT EXCHANGER WITH THE OBJECTIVE OF DEVELOPMENT OF A WATER HEATER

Roberto Wolf Francisco Jr.

Federal University of Santa Catarina
Department of Mechanical Engineering
Laboratory of Combustion and Thermal System Engineering
Campus Universitário 88.040-900 Florianópolis, SC, Brazil.
robertowfj@gmail.com

Amir Antônio Martins Oliveira Jr.

Federal University of Santa Catarina
Department of Mechanical Engineering
Laboratory of Combustion and Thermal System Engineering
Campus Universitário 88.040-900 Florianópolis, SC, Brazil.
amirol@emc.ufsc.br

Abstract

Here, we present an experimental study of the combustion in an inert porous media with significant radial heat loss. The first objective of this work is to evaluate the influence of a radial heat loss on the flame stability of the porous burner. This heat loss by conduction and intramedium radiation across the flame stability region allows the operation at higher power without exceeding the temperature limit of the porous medium. The second objective is to evaluate the performance of the ceramic foams available in Brazil, as a water heater, since they are not originally designed for this application. The experiment consists in a cylindrical porous burner with an integrated annular water heat exchanger. This configuration allows the volumetric heat transfer by conduction and radiation from the solid matrix to the heat exchanger. Because the focus was on the porous burner, no steps were taken to use the remaining thermal energy leaving the porous medium with the hot combustion gases. The fuel equivalence ratio was varied between 0.57 and 0.71. The efficiency varied between 20 and 76%, depending on the operational point, generating thermal energies (hot water) up to 4.2kW. The maximum power reached for a steady flame was 11kW. The fuel used was compressed natural gas.

Key words: Combustion, porous medium, heat transfer, water heater, natural gas.