

ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE UM TROCADOR DE CALOR QUE OPERA COM LEITO FLUIDIZADO RASO

Araí Augusta Bernárdez Pécora

Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, P.O. Box 6122, 13083-970, Campinas SP, Brasil. arai@fem.unicamp

Juan Harold Sosa Arnao

Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, P.O. Box 6122, 13083-970, Campinas SP, Brasil. jhsosa@fem.unicamp.br

Silvia Azucena Nebra de Perez.

Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, P.O. Box 6122, 13083-970, Campinas SP, Brasil. sanebra@fem.unicamp.br

Resumo:

Neste trabalho foi realizada a análise termodinâmica (análise de Primeira e Segunda Lei) de um trocador de calor que opera com leito fluidizado raso. Este trocador de calor é caracterizado por apresentar dois fluidos (ar e água) que ganham energia das partículas sólidas (areia). O objetivo foi analisar a influência dos fatores que afetam o desempenho do trocador de calor. Para isso foi realizado um planejamento experimental fatorial 2^3 com três pontos centrais. Os fatores estudados foram: a área de transferência de calor (A), analisada em 3 níveis diferentes (0,066 ; 0,104 e 0,130 m^2); o número de chicanas (N_c) no casco (0, 3 e 6); e a razão entre as capacidades caloríficas do material sólido e da água (C) que variou também em 3 níveis (0,05; 0,075 e 0,1). A variável de resposta estudada foi a eficiência exergética (N_{ex}). Também foram analisadas as seguintes variáveis de resposta: eficiência energética (E_{ene}) e efetividade do trocador de calor (E). A análise exergética nos resultados obtidos experimentalmente, mostrou que a melhor configuração para o trocador de calor estudado ocorreu quando a área de transferência de calor (A), a razão entre as capacidades caloríficas (C) e o número de chicanas (N_c) encontraram-se nos seus valores máximos.

Palavras-chave: *Análise de exergia, Trocadores de calor, Recuperação de calor, Leito fluidizado raso.*

1. INTRODUÇÃO

A crise da energia no ano 1970 e a continua ênfase na eficiência energética (conservação dos recursos combustíveis) permitiu uma completa revisão do caminho no qual os sistemas de potência são analisados e termodinamicamente melhorados. A revisão da literatura mostra que os princípios da análise exergética estão sendo amplamente aplicados a diferentes processos térmicos e químicos. O método da análise de exergia é satisfatório para sistemas que usam fontes de energia renováveis e não renováveis. Este método localiza e determina, a verdadeira grandeza e o tipo de perda dos recursos energéticos.

A recuperação de calor por meio do leito fluidizado raso foi primeiramente recomendada por Elliot (1976) continuando o trabalho de Petrie et al., (1968) sobre leitos profundos, tal como é citado por Virr e Howard (1985). Na última década apareceram, no estado da arte, diversos estudos de recuperação de calor em leitos fluidizados tais como os estudos do coeficiente de transferência de calor em diversas condições de operação Rodriguez (1998), Parise (2000), e Rodriguez et al. (2001). Embora existe uma lacuna de estudos da análise termodinâmica de segunda lei em esta classe de equipamentos. Nesse sentido o presente trabalho visa aportar no conhecimento do comportamento deste tipo de sistemas através da análise exergética.

2. SISTEMA EXPERIMENTAL

O esquema do sistema experimental que foi utilizado nos testes é apresentado na Fig. 1. O sistema é composto basicamente por: trocador de calor; combustor; válvula de alimentação tipo cônica; transportador de parafuso; soprador; compressor e instrumentação para a determinação das seguintes medidas: vazão do material sólido, da água e do ar; queda de pressão no leito fluidizado e na tubulação imersa; e temperaturas dos materiais na entrada e na saída do trocador de calor.

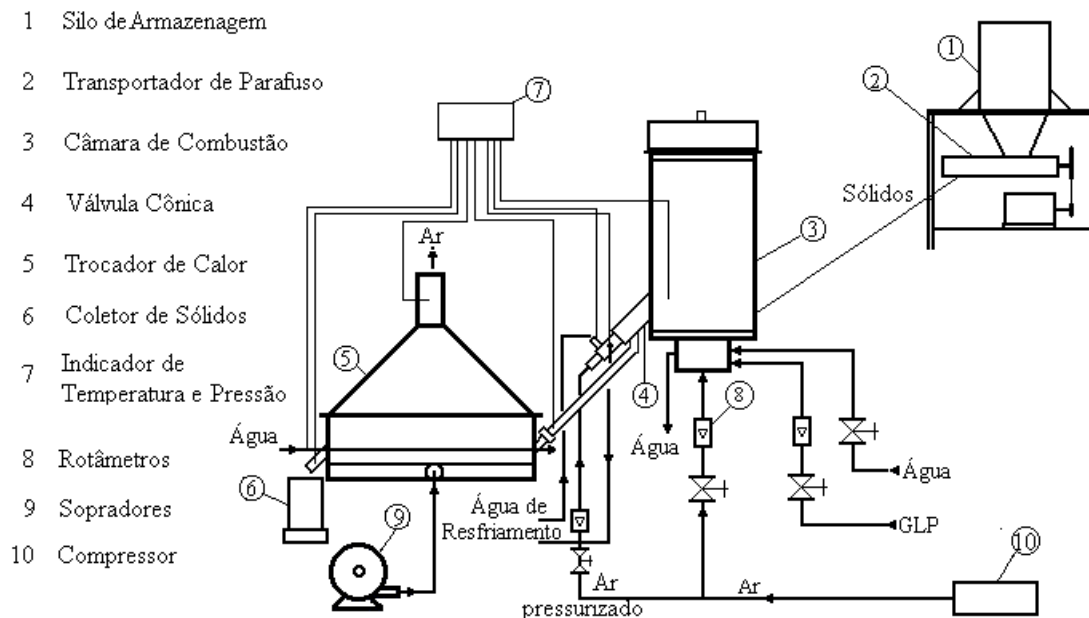


Figura 1 - Sistema Experimental

3. METODOLOGIA DE CÁLCULO

Nesta seção é descrita a metodologia de cálculo para determinar o valor das variáveis: efetividade (E), eficiência energética (E_{ene}) e eficiência exergética (N_{exe}). Para o cálculo das variáveis serão consideradas as seguintes hipóteses: Regime permanente, não há interação de trabalho com o meio ambiente, as variações de energia cinética e potencial são desprezíveis, inexistência de gradiente de temperatura no interior das partículas e não há presença de reações químicas no interior do trocador de calor.

3.1 Balanço de Primeira Lei

Aplicando a primeira lei da termodinâmica ao sistema em estudo e com as considerações descritas acima, a relação reduz-se à seguinte expressão:

$$\dot{m}_s(h_{s,i} - h_{s,o}) + \dot{m}_w(h_{w,i} - h_{w,o}) + \dot{m}_g(h_{g,i} - h_{g,o}) - \dot{Q}_p = 0 \quad (1)$$

Onde:

\dot{m}_s : descarga de sólidos [kg/s].

\dot{m}_w : descarga da água [kg/s].

\dot{m}_g : descarga do ar [kg/s].

$h_{s,i}$: entalpia específica do sólido na entrada [kJ/kg].

$h_{s,o}$: entalpia específica do sólido na saída [kJ/kg].

$h_{w,i}$: entalpia específica da água na entrada [kJ/kg].

$h_{w,o}$: entalpia específica da água na saída [kJ/kg].

$h_{g,i}$: entalpia específica do ar na entrada [kJ/kg].

$h_{g,o}$: entalpia específica do ar na saída [kJ/kg].

Q_p : calor perdido ao meio ambiente [W].

3.2 Balanço de Segunda Lei

Levando em conta as hipóteses estabelecidas na equação da segunda lei da termodinâmica, então:

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_s (s_{s,o} - s_{s,i}) + \dot{m}_w (s_{w,o} - s_{w,i}) + \dot{m}_g (s_{g,o} - s_{g,i}) + \frac{\dot{Q}_p}{T_o} \quad (2)$$

Onde:

$s_{s,i}$: entropia específica do sólido na entrada [kJ/kgK].

$s_{s,o}$: entropia específica do sólido na saída [kJ/kgK].

$s_{w,i}$: entropia específica da água na entrada [kJ/kgK].

$s_{w,o}$: entropia específica da água na saída [kJ/kgK].

$s_{g,i}$: entropia específica do ar na entrada [kJ/kgK].

$s_{g,o}$: entropia específica do ar na saída [kJ/kgK].

T_o : temperatura da superfície de transferência de calor [K].

3.3 Efetividade do Trocador de Calor (E)

A efetividade “E” é definida como a razão entre a taxa de transferência de calor real (\dot{q}), e a taxa de transferência de calor máxima possível (\dot{q}_{max}), como discutido em Incropera e DeWitt (1996).

$$E = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{max}} \quad (3)$$

Esta relação para o caso do trocador de calor em estudo reduz-se à seguinte expressão:

$$E = \frac{T_{L,i} - T_{L,o}}{T_{L,i} - T_{w,i}} \quad (4)$$

Onde:

$T_{L,i}$: Temperatura do leito na entrada.

$T_{L,o}$: Temperatura do leito na saída.

$T_{w,i}$: Temperatura da água na entrada.

3.4 Eficiência Energética do Trocador de Calor (E_{ene})

Segundo o conceito de produtos/insumos, a eficiência energética pode ser definida como a razão entre as taxas dos fluxos de energia, Moran e Shapiro (1993). Baseado nesta definição a eficiência energética foi definida através da Eq. (5).

$$E_{ene} = \frac{m_w(h_{w,o} - h_{w,i}) + m_g(h_{g,o} - h_{g,i})}{m_s(h_{s,i} - h_{s,o})} \quad (5)$$

3.5 Eficiência Exergética do trocador de calor (N_{exe})

A eficiência exergética (N_{exe}) definida adequadamente é a melhor variável para avaliar o desempenho de um sistema térmico e dos seus componentes desde o ponto de vista termodinâmico [Tsatsaronis e Bejan (1993), Tsatsaronis et al.,(1995)], conforme citado por Tsatsaronis e Park (2002).

$$N_{exe} = \frac{b_{pro}}{b_{ins}} = \frac{m_w(b_{w,o} - b_{w,i}) + m_g(b_{g,o} - b_{g,i})}{m_s(b_{s,i} - b_{s,o})} \quad (6)$$

A eficiência exergética é definida como a razão entre a exergia associada ao produto (b_{pro}) e a exergia associada ao insumo (b_{ins}) do sistema considerado.

$b_{w,o}$: Exergia específica da água na saída [kJ/kg].

$b_{w,i}$: Exergia específica da água na entrada [kJ/kg].

$b_{g,o}$: Exergia específica do ar na saída [kJ/kg].

$b_{g,i}$: Exergia específica do ar na entrada [kJ/kg].

$b_{s,o}$: Exergia específica do sólido na saída [kJ/kg].

$b_{s,i}$: Exergia específica do sólido na entrada [kJ/kg].

3.6 Parâmetro C (Razão entre as capacidades caloríficas)

Este parâmetro é definido como sendo a razão entre a capacidade calorífica mínima (C_{min}) e a capacidade calorífica máxima ($C_{máx}$) dos fluidos envolvidos no trocador de calor.

$$C = \frac{C_{min}}{C_{máx}} \quad (7)$$

A capacidade calorífica mínima corresponde à capacidade calorífica dos sólidos, pois é o material que apresenta a maior variação de temperatura no trocador, e pode ser calculado através da Eq. (8).

$$C_{min} = \dot{m}_s C_{p,s} \quad (8)$$

A capacidade calorífica máxima ($C_{máx}$) está definida como a capacidade calorífica do fluido que sofre a menor variação de temperatura no trocador, e para o trocador de calor considerado, $C_{máx}$ refere-se à capacidade calorífica da água de resfriamento.

$$C_{máx} = \dot{m}_w C_{p,w} \quad (9)$$

Onde:

$C_{p,s}$: Calor específico a pressão constante do sólido [J/kgK].

$C_{p,w}$: Calor específico a pressão constante da água [J/kgK].

3.7 Planejamento Experimental

Os fatores analisados e os níveis estabelecidos para os mesmos são apresentados na Tab. 1. Desta maneira foi estabelecida a matriz do planejamento experimental.

Tabela 1 Níveis dos fatores considerados para o planejamento experimental

FATORES	NÍVEIS		
	-1	0	+1
Áreas (A)	A ₁	A ₂	A ₃
Número de chicanas (N _c)	0	3	6
Razão das capacidades térmicas (C)	0,05	0,075	0,1

4. RESULTADOS

Os resultados obtidos através do planejamento experimental são apresentados na Tab. 2.

Tabela 2 – Resultados do Planejamento Experimental Fatorial

A	N _c	C	N _{exe}	E	E _{ene}
			%	%	%
-1	-1	-1	1,16	94,71	72,11
1	-1	-1	2,55	94,22	84,50
-1	1	-1	2,87	95,75	82,43
1	1	-1	3,02	97,16	96,91
-1	-1	1	2,33	93,67	60,01
1	-1	1	4,05	94,52	83,83
-1	1	1	4,27	95,30	75,88
1	1	1	4,15	96,51	79,44
0	0	0	3,47	95,29	78,95
0	0	0	3,52	95,10	78,52
0	0	0	3,42	95,18	78,10

4.1 Interpretação dos Resultados

Através da análise estatística sobre a variável de resposta eficiência exergética (N_{exe}), determinou-se que os fatores área de transferência de calor (A), razão entre as capacidades caloríficas do ar e da água (C) e número de chicanas (N_c) afetam significativamente a resposta, quando analisada a um nível de confiança de 95%.

Analizando a eficiência exergética N_{exe} em função dos fatores C e A fixando o número de chicanas em três ($N_c=3$), observou-se que a máxima eficiência exergética do sistema é atingida para A máxima ($d_t=15,8$ mm) e no máximo valor do parâmetro C que corresponde à menor vazão de água testada (Fig. 1). O mesmo comportamento foi encontrado quando foram variados os valores do número de chicanas (N_c) em 0 e 6.

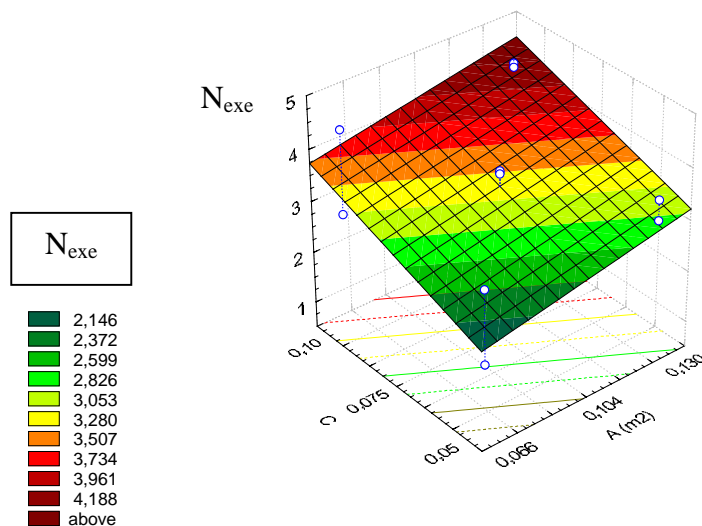


Figura 1 - Influência da área de transferência de calor (A) e da razão entre as capacidades caloríficas do sólido e da água (C) sobre a eficiência exergética (N_{exe}), para $N_c=3$.

A Fig. 2 apresenta o comportamento da eficiência exergética (N_{exe}) em função do número de chicanas (N_c) e da razão entre as capacidades caloríficas dos sólidos e da água (C). Verificou-se que N_{exe} aumenta com o aumento de C e N_c , apresentado um valor máximo quando $C=0,1$ e $N_c=6$. O mesmo comportamento foi observado para as outras áreas de transferência de calor testadas ($A=0,066$ e $0,130$ m²).

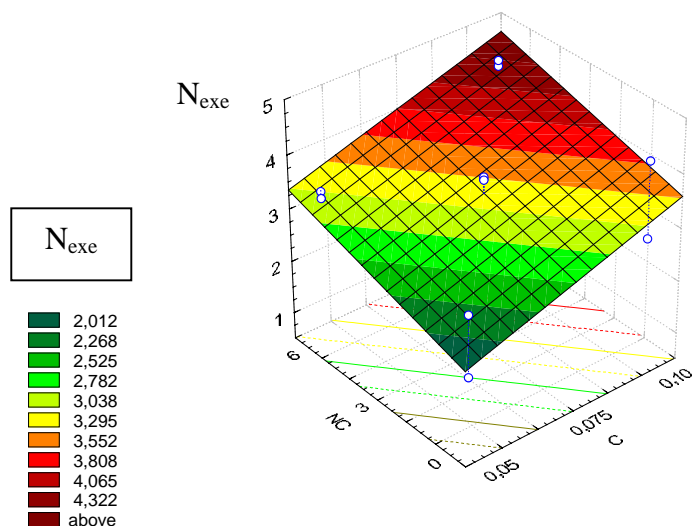


Figura 2 – Influência da razão entre as capacidades caloríficas do sólido e da água (C) e do Número de chicanas (N_c) sobre a eficiência exergetica (N_{exe}), para $A=0,104m^2$.

A Fig. 3 mostra o comportamento da eficiência exergetica (N_{exe}) em função dos fatores número de chicanas (N_c) e área de transferência de calor (A), mantendo fixo o valor de C em 0,075. Nestas condições a eficiência exergetica é máxima quando a área de transferência de calor e o número de chicanas estão em seus valores máximos. Comportamento semelhante ao mostrado na Fig. 3 foi obtido para valores de C igual a 0,05 e 0,1.

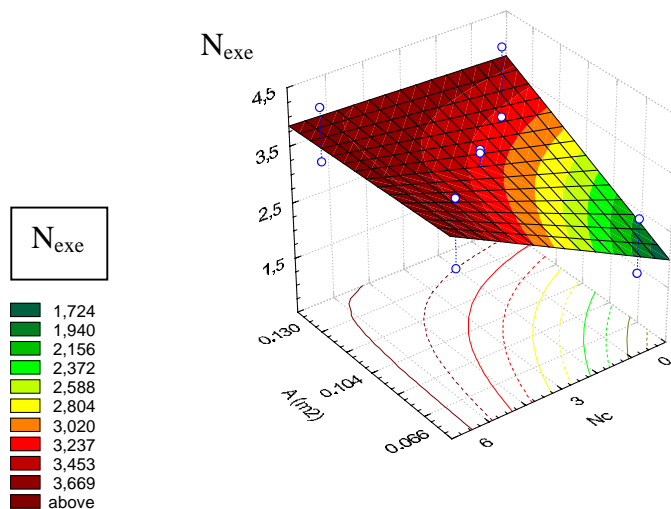


Figura 3 – Influência da área de transferência de calor (A) e do Número de chicanas (N_c) sobre a eficiência exergetica (N_{exe}), para $C=0,075$

A análise estatística mostrou que os fatores A, N_c e C, afetam significativamente a variável de resposta Efetividade (E), quando avaliada a um nível de confiança de 95 %.

A Fig. 4 apresenta a influência do número de chicanas (N_c) e da área de transferência de calor (A) sobre a efetividade do trocador de calor. Observa-se que o máximo valor da efetividade acontece quando a área e o número de chicanas são máximos, este fato foi comprovado quando se mudaram os valores de C em 0,05 e 0,1. Parise (2000) verificou que o aumento do número de chicanas provocou o aumento da efetividade do trocador. Enquanto que maior área de transferência produz uma maior taxa de transferência de calor, quando a água é considerada como único produto útil, segundo é refletido pela Eq. 4.

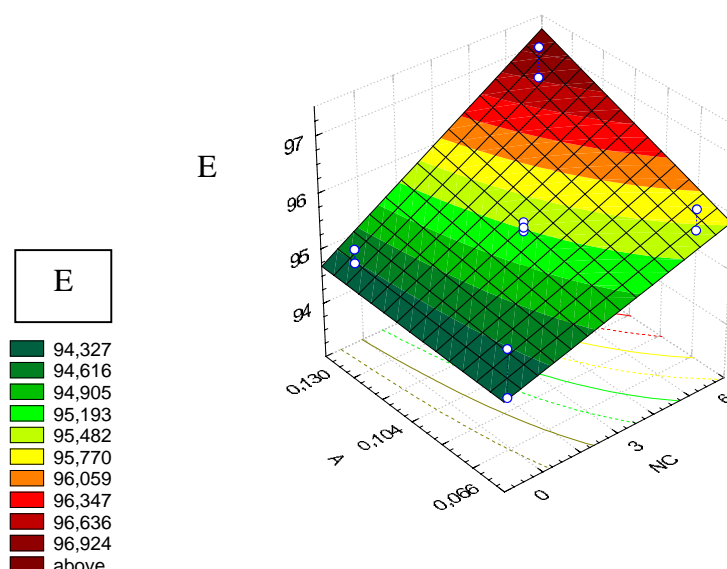


Figura 4 – Influência da área de transferência de calor (A) e do número de chicanas (N_c) sobre a efetividade E , para $C=3$

A Fig. 5 apresenta a influência dos fatores número de chicanas (N_c) e razão entre as capacidades caloríficas do sólido e da água (C) sobre a efetividade do trocador de calor. Verificou-se que a efetividade é significativamente afetada pelo N_c , conforme já havia sido observado na Fig. 4. O fator C afetou significativamente a variável de resposta E , diminuindo o valor da mesma a medida que o valor de C aumenta

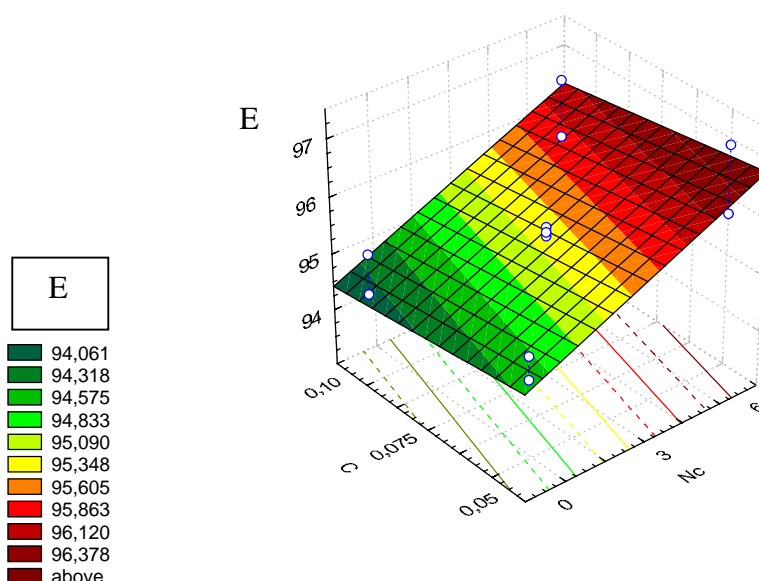


Figura 5 – Influência da razão entre as capacidades caloríficas do sólido e da água (C) e do número de chicanas (N_c) sobre a efetividade E , para $N_c=3$

A análise estatística mostrou que os fatores A , N_c e C afetam significativamente a variável de resposta Eficiência energética (E_{ene}), quando avaliada a um nível de confiança de 95 %.

A Fig. 6 e 7 apresentam a influência dos fatores A , C e N_c sobre a eficiência energética (E_{ene}) onde se observa que a região de máxima eficiência energética do sistema está localizada no máximo valor da área ($A=0,13 \text{ m}^2$) e do número de chicanas ($N_c=6$), e no mínimo valor da razão entre as capacidades caloríficas ($C=0,05$).

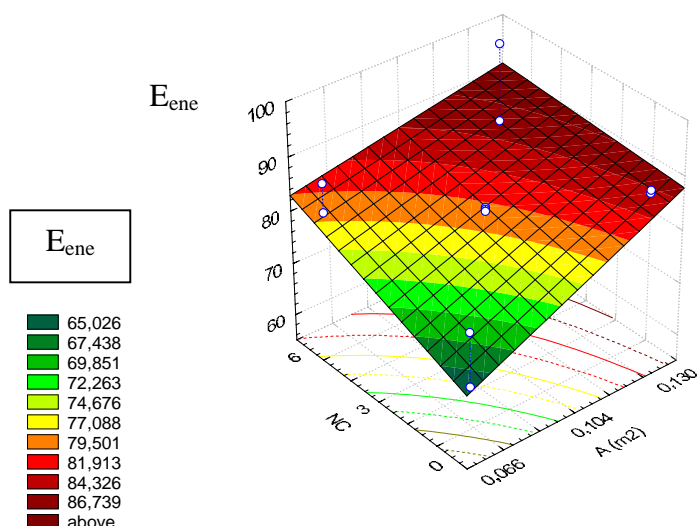


Figura 6 – Influência da área de transferência de calor (A) e do Número de chicanas (N_c) sobre a eficiência energética E_{ene} , para $C=0,075$.

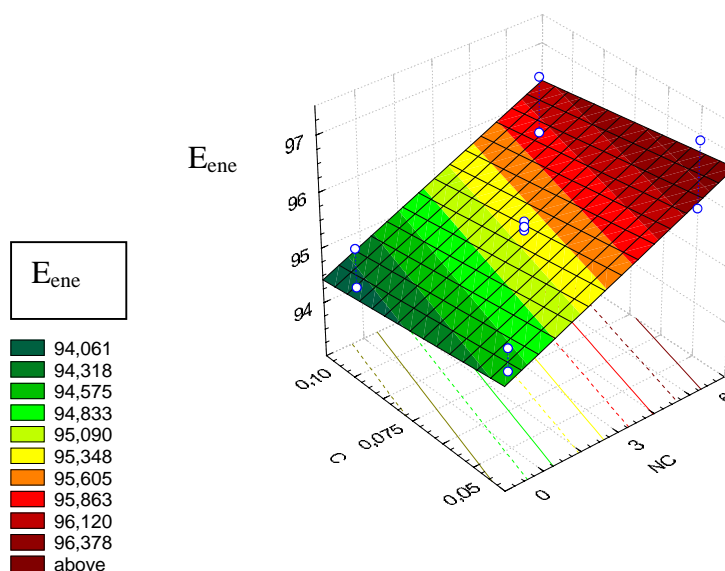


Figura 7 – Influência do Número de chicanas (N_c) e da razão entre as capacidades caloríficas do sólido e da água (C) sobre a eficiência energética E_{ene} , para $A=0,104$ m².

Da análise dos fatores A , N_c e C pode-se salientar o fato de que a eficiência da primeira lei oferece uma faixa de trabalho tentativa com relação à área, a razão entre as capacidades caloríficas do sólido e da água e ao número de chicanas, para as condições de operação do sistema, enquanto a eficiência exergética N_{ex} (análise de segunda lei), permite o ajuste fino nas condições de trabalho ótimas. Este fato foi verificado por Moran e Sciubba (1994), segundo os quais com o uso dos princípios da análise exergética consegue-se a compreensão dos processos térmicos e químicos, permitindo que as fontes de ineficiência sejam quantificadas. Bejan (2002), destacou também que a análise exergética está baseada na aplicação da primeira e segunda lei da termodinâmica em análises e projetos, permitindo a otimização do sistema em estudo através da complementação dos resultados obtidos pela primeira lei da termodinâmica.

5. MODELO EMPÍRICO

O modelo estatístico para o cálculo da eficiência exergética na faixa de operação estabelecida foi determinado com o seguinte modelo. Este modelo empírico corresponde a um planejamento experimental fatorial 2^3 com 3 pontos centrais.

$$\hat{y} = b_0 + b_1X_1 + b_2X_2 + b_3X_3 + b_{12}X_1X_2 + b_{13}X_1X_3 + b_{23}X_2X_3 + b_{123}X_1X_2X_3$$

Portanto, como modelo empírico, temos:

$$N_{exe} = 3,1641 + 0,3919.X_1 + 0,5284.X_2 + 0,6481.X_3 - 0,3849.X_1.X_2 - 0,0764.X_1.X_3 - 0,0764.X_2.X_3$$

($\pm 0,0072$) ($\pm 0,0099$) ($\pm 0,0099$) ($\pm 0,0099$) ($\pm 0,0099$) ($\pm 0,0099$)

Onde:

X_1 , X_2 e X_3 representam os valores dos níveis (-1, 0 e 1) das variáveis A, N_c e C respectivamente.

6. CONCLUSÕES

- ❖ Na análise da variável N_{exe} , os fatores A, N_c e C foram estatisticamente significativos, quando analisados a um nível de confiança de 95%. Assim, segundo esta análise as melhores condições de operação do sistema ocorreram quando os valores dos fatores foram: área máxima ($A=0,130 \text{ m}^2$), número de chicanas máximo ($N_c=6$) e razão entre as capacidades caloríficas máxima ($C=0,1$),
- ❖ A análise da Primeira Lei da termodinâmica refletida através da eficiência energética do sistema, foi um indicador interessante mas insuficiente para a análise do sistema. Quando esta análise é combinada com a análise exergética, os critérios de otimização e a adequada operação do sistema podem ser atingidos. A definição da efetividade do trocador de calor (E), usada tradicionalmente na avaliação de trocadores de calor, mostra-se adequada quando só a água é o produto útil, mas quando a intenção é o uso posterior dos fluxos de ar e de água esta definição pode levar a conclusões incompletas.
- ❖ As análises de primeira e segunda lei coincidiram nos resultados dos fatores A e N_c , ou seja ambas as análises indicaram que as melhores condições de operação ocorrem quando estes fatores encontram-se nos seus máximos valores. Enquanto discordam na análise do fator C, isto é devido a que quando o fator C é máximo a vazão da água e a diferença da temperatura do sólido na entrada e saída do trocador de calor são pequenas. Desta maneira a efetividade e a eficiência energética são menores e a eficiência exergética maior.

7. AGRADECIMENTOS

Os autores querem agradecer ao CNPq (Conselho Nacional de Pesquisa e Desenvolvimento) pelo apoio financeiro.

8. REFERÊNCIAS

- Bejan, A. Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture. *International Journal of Energy Research*, v. 26, pp. 545-565, 2002.
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, J. Wiley, 1996, 886p.
- Elliot, D. E., and Holme B. G. Fluidized Bed Heat Exchanger, Institute of Chemical Engineers, U. K. (Mar., 1969).
- Moran, M. J., Shapiro, H. N. Fundamentals of Engineering Thermodynamics, John Wiley and Sons, Second edition, 1993
- Moran, M. J., Sciubba, E. Exergy analysis: Principles and Practice. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v. 116, pp. 285-290, 1994.

- Petrie, J. C., et al., In Bed Heat Exchangers, Chem. Eng. Prog., 64 (7) 1968.
- Parise, M.R., *Estudo Experimental de Resfriamento de Partículas Sólidas em Trocador de Calor com Leito Fluidizado Raso*. Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2000. 120p. Dissertação (Mestrado).
- Rodríguez, O.M.H., *Estudo da Recuperação de Calor de Sólidos Particulados utilizando Leito Fluidizado Raso*. Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1998. 153p. Dissertação (Mestrado).
- Rodriguez, O. M. H., Pécora A. A. B., Bizzo, W. A. Heat recovery from hot solid particles in a shallow fluidized bed, *Applied Thermal Engineering*, v.22, pp. 145-160, 2002
- Tsatsaronis, G., Gogus, Y. A., Ozturk A. Proceedings of The International conference ECOS 95 on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Enviromental Impact of Energy Systems, Istanbul, Turkey, July 11-14, 1995. p. 53-60.
- Tsatsaronis, G., Bejan, A., Mamut, E., Thermodynamic Optimization of Complex Energy Systems NATO Science Series 3 High Technology, v. 69, pp. 93. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers; 1999.
- Tsatsaronis, G., and Park, M., On avoidable and unavoidable exergy destruction and investment costs in thermal systems, *Energy Conversion and Management*, v. 43, p. 1259-1270, 2002.
- Virr, M. J., Howard W. W. Heat recovery by shallow fluidized Beds. *Chemical Engineering Progress*, v. 81, pp. 50-56, 1985.

9. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

TITLE: EXERGY AND ENERGETIC ANALYSIS OF THE HEAT EXCHANGERS WITH SHALLOW FLUIDIZED BED.

Arai Augusta Bernárdez Pécora

Mechanical Engineering Faculty, State University of Campinas, P.O. Box 6122, 13083-970, Campinas SP, Brazil. arai@fem.unicamp.br

Juan Harold Sosa Arnao

Mechanical Engineering Faculty, State University of Campinas, P.O. Box 6122, 13083-970, Campinas SP, Brazil. jhsosa@fem.unicamp.br

Silvia Azucena Nebra de Perez.

Mechanical Engineering Faculty, State University of Campinas, P.O. Box 6122, 13083-970, Campinas SP, Brazil. sanebra@fem.unicamp.br

Abstract. In this work was accomplished the thermodynamic analysis (First and Second law analysis) of a heat exchanger that operates with shallow fluidized bed. The heat exchanger is characterized by presenting two fluids (air and water) that gains energy from the solid particles (sand). The objective was to analyze the influence of the factors that affect the heat exchanger performance. Factorial experimental planning 2^3 with three central points was realized for this. The studied factors were the follows: the heat transfer area (A), analyzed in 3 different levels (0,066; 0,104 and 0,130 m²); the number of baffles immersed in the fluidized bed (N_c = 0, 3 and 6); and the rate between the calorific capacities of the solid material and water (C) that also varied in 3 levels (0,05; 0,075 and 0,1). The exergetic efficiency (N_{exe}) was studied as answer variable. The energetic efficiency (E_{ene}) and the heat exchanger effectiveness (E) were analyzed too. With the results obtained experimentally was made a exergetic analysis for the heat exchanger, the analysis showed that the best configuration for the heat exchanger occurred when the heat transfer area (A), the rate between the calorific capacities of the solid material e water (C) and the number of baffles (N_c) had been in their maximum values.

Keywords. Exergy analysis, heat exchangers, recovery heat, shallow fluidized bed