

INFLUÊNCIA DA POROSIDADE NO DESEMPENHO DE UM REGENERADOR ROTATIVO

Paulo Cesar Mioralli

Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP
Departamento de Energia – Faculdade de Engenharia Mecânica
CP 6122 – CEP 13083-970 – Campinas – São Paulo
mioralli@fem.unicamp.br

Marcelo Moreira Ganzarolli

Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP
Departamento de Energia – Faculdade de Engenharia Mecânica
CP 6122 – CEP 13083-970 – Campinas – São Paulo
ganza@fem.unicamp.br

Resumo. *A influência da porosidade no desempenho de um regenerador rotativo é investigada teoricamente. O objetivo é otimizar a transferência de calor no equipamento a partir de valores estabelecidos para as perdas de carga nos dutos da matriz. Os valores para a velocidade dos fluidos e o coeficiente de transferência de calor foram obtidos através de correlações. O regenerador foi simulado com parâmetros geométricos fixados, com exceção da porosidade que teve seu valor variado. Com valores estabelecidos para as perdas de carga, as vazões dos fluidos foram calculadas para diferentes valores da porosidade da matriz. Um programa computacional em linguagem FORTRAN foi confeccionado para as simulações. Através das simulações, foi obtido o calor total transferido no regenerador, baseado no método Efetividade-NUT, em função das diferentes porosidades. Foi verificado que, para uma dada perda de carga, existe um valor para a porosidade no qual o calor total transferido no equipamento é máximo. Também foram obtidas expressões, através de uma análise de escala, para a estimativa da porosidade ótima e o calor máximo transferido. Os resultados foram comparados com os obtidos pelo programa computacional e permitiram uma adimensionalização adequada destes parâmetros.*

Palavras chave: regenerador rotativo, trocador de calor, transferência de calor.

1. Introdução

Sistemas de aquecimento, ventilação e condicionamento de ar, tanto em estabelecimentos industriais como residenciais, são responsáveis por uma fração considerável da energia consumida em diversos países. A busca por melhorias nestas aplicações tem sido o foco de vários pesquisadores com o intuito de reduzir custos e minimizar a poluição ambiental. Como alternativa econômica nesses processos que visam promover transferência de calor destaca-se o regenerador rotativo, o qual corresponde a um tipo específico na categoria dos trocadores de calor compactos de armazenamento.

Regeneradores rotativos para recuperação de calor no setor industrial já são usados por diversos anos. Na década de 1960 algumas montadoras de automóveis desenvolveram veículos alimentados por turbinas a gás, com a utilização de um ciclo Brayton. O sistema possuía regeneradores rotativos que tinham a função de pré-aquecer o ar na saída do compressor, o qual era utilizado para a queima na câmara de combustão. O ar era aquecido trocando calor com os gases de combustão que saíam da turbina. Esse pré-aquecimento proporcionava um aumento na temperatura do ar em torno de 230°C para 650°C, possibilitando uma economia considerável no consumo de combustível.

Assim, devido à associação entre compacidade e economia, este tipo de trocador de calor sempre foi bastante estudado. Um dos primeiros estudos foi realizado por Coppage e London (1953) que compararam o trocador de calor rotativo com outros tipos de trocadores de calor e desenvolveram curvas que utilizam um conjunto de parâmetros simples adimensionais (efetividade-NUT) para este equipamento. Tais curvas são equivalentes àquelas utilizadas em trocadores de calor de transferência direta, tipo casco-tubo, com a diferença de que, neste caso, elas também são dependentes da capacidade térmica da matriz e da rotação.

Em paralelo a este trabalho, Harper e Rohsenow (1953) investigaram a influência que possíveis vazamentos, ocorridos nas fronteiras do rotor do trocador de calor com os dutos, exercem na efetividade e no desempenho do equipamento. Alguns exemplos específicos foram estudados e foi verificado também o desempenho do recuperador de calor para diferentes velocidades rotacionais, comprimento da matriz e vazões mássicas através dos canais da matriz. Eles concluíram que o vazamento acarreta uma pequena variação na efetividade do pré-aquecedor. Demonstraram ainda que é possível obter uma velocidade de rotação ótima na qual a eficiência pode ser a máxima, além de um comprimento ótimo para um determinado formato da matriz.

Lambertson (1958) apresentou um método de cálculo da efetividade de um pré-aquecedor rotativo com a utilização do método numérico de diferenças finitas. Neste trabalho foi considerado como se a matriz do pré-aquecedor estivesse em contra-corrente com cada fluxo de gás. Foram obtidos valores para a efetividade com uma gama pré-estabelecida de parâmetros dimensionais necessários ao cálculo. Os resultados obtidos foram todos tabelados e foi estabelecida uma expressão relativamente simples para o cálculo da efetividade em trocadores de calor regenerativos, a qual fornecia bons resultados para uma razoável gama de parâmetros.

Irreversibilidades termodinâmicas associadas ao regenerador rotativo foram investigadas por Skiepko (1990). Um modelo computacional foi obtido com o objetivo de demonstrar como as irreversibilidades e a eficiência de uma caldeira a vapor dependem dos parâmetros geométricos do trocador de calor. Foi realizada uma análise da geração de entropia existente no processo de troca térmica do recuperador. A conclusão mais importante nesse estudo foi que a redução na quantidade de escape de gás no final do período quente aumenta diretamente a eficiência da caldeira. Por outro lado, a minimização da quantidade de escape de gás no período frio leva ao aumento da irreversibilidade.

Sunden e Karlsson (1991) verificaram que canais corrugados são mais eficientes para a transferência de calor em regeneradores rotativos do que canais de superfície lisa. Utilizando um equipamento construído em escala de laboratório, resultados experimentais foram obtidos para um canal liso e quatro diferentes canais corrugados com seção transversal trapezoidal. O canal liso foi usado como referência e a altura e o comprimento dos corrugados nas partes superior e inferior do canal foram variados. Eles concluíram que maior altura e menor comprimento do corrugado fornecem uma melhor transferência de calor.

Um modelo matemático para a obtenção do coeficiente de transferência de calor no regenerador foi proposto por Büyükalaca e Yilmaz (2003). Tal método é válido para escoamento laminar e canais lisos da matriz com área de seção transversal arbitrária, podendo ser utilizado para qualquer velocidade de rotação do equipamento. Diversos testes foram realizados e o método foi validado através de resultados experimental e numérico, podendo ser recomendado para projetos seguros de pré-aquecedores regenerativos.

Encontra-se na literatura uma ampla gama de estudos sobre aspectos diversos relacionados ao regenerador rotativo. Entretanto, não foram encontrados trabalhos que focam especificamente na influência que a porosidade da matriz exerce no desempenho do equipamento. Sendo assim, no âmbito de contribuir com mais informações sobre esse trocador de calor, foi analisada a influência que a porosidade exerce no desempenho do regenerador. O objetivo é maximizar a transferência de calor no equipamento através da obtenção de um valor ótimo para a porosidade a partir de valores estabelecidos para a perda de carga nos dutos da matriz.

Nomenclatura

A_{tr}	- área de troca térmica	$[m^2]$
A	- área livre de seção transversal	$[m^2]$
A_m	- área de seção transversal da matriz	$[m^2]$
A_T	- área total de seção transversal ($A + A_m$)	$[m^2]$
C	- capacidade térmica do fluido	$[W/K]$
C_{min}	- menor capacidade térmica entre os fluidos	$[W/K]$
C_{max}	- maior capacidade térmica entre os fluidos	$[W/K]$
C^*	- razão entre as capacidades térmicas dos fluidos (C_{min}/C_{max})	
C_r	- capacidade térmica da matriz	$[W/K]$
C_r^*	- razão entre as capacidades térmicas (C_r/C_{min})	
c_p	- calor específico do fluido à pressão constante	$[J/kg.K]$
c_m	- calor específico do material da matriz	$[J/kg.K]$
D_h	- diâmetro hidráulico ($4r_h$)	$[m]$
h	- coeficiente convectivo de transferência de calor	$[W/m^2.K]$
k	- condutividade térmica do fluido	$[W/m.K]$
L	- comprimento da matriz	$[m]$
\dot{m}	- vazão mássica do fluido	$[kg/s]$
m_m	- massa da matriz	$[kg]$
NUT	- número de unidades de transferência	
Pr	- número de Prandtl	
ROT	- rotação da matriz	$[rpm]$
r_h	- raio hidráulico (A/P)	$[m]$

T	- temperatura	$[^{\circ}C]$
U	- coeficiente global de transferencia de calor	$[W/m^2 K]$
ρ	- densidade do fluido	$[kg/m^3]$
α	- difusividade térmica	$[m^2/s]$
μ	- viscosidade dinâmica	$[N \cdot s/m^2]$
Subscritos		
e	- referente à entrada do escoamento	
s	- referente à saída do escoamento	
f	- referente a fluido frio	
q	- referente a fluido quente	

2. Geometria do Problema

O regenerador rotativo é esquematizado na Fig. 1. Gás quente e gás frio escoam em contra-corrente pelo trocador de calor. Uma matriz porosa, que tem a capacidade de armazenar energia interna, rotaciona continuamente recebendo o calor do fluido quente em um dos lados e transmitindo para o fluido frio do lado oposto. Para este estudo, os canais formados pela matriz foram admitidos como sendo triangulares, correspondendo a triângulos equiláteros.

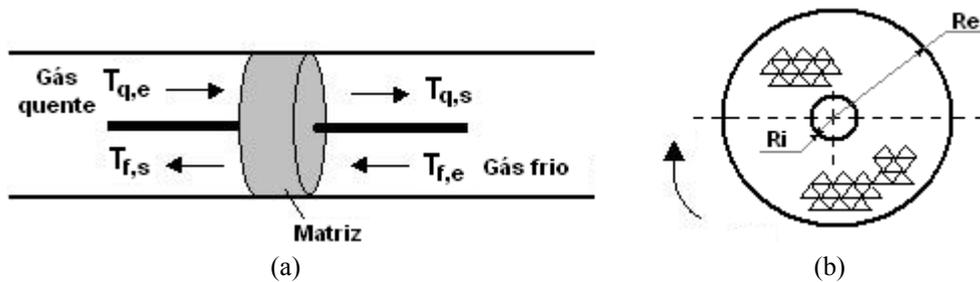


Figura 1. (a) Esquema de funcionamento do regenerador rotativo; (b) Vista frontal (canais triangulares).

Baseado na Fig.1, seja A a área livre de seção transversal e A_m a área de seção transversal de chapas da matriz do regenerador, de tal forma que a área total de seção transversal é $A_T = \pi(R_e^2 - R_i^2) = A + A_m$. A porosidade σ é definida como sendo a relação entre a área livre e a área total,

$$\sigma = \frac{A}{A_T} \quad (1)$$

A relação entre a área livre e o perímetro das chapas que compõem a matriz é conhecida com raio hidráulico r_h ,

$$r_h = \frac{A}{P} \quad (2)$$

O perímetro P pode ser expresso em função da área A_m da matriz,

$$P = \frac{A_m}{(e/2)} \quad (3)$$

sendo e a espessura das chapas que formam os canais da matriz, a qual possui valor fixo. Se, nesta equação, a área A_m da matriz for expressa em função da área total A_T e da área livre A de seção transversal ($A_m = A_T - A$), o perímetro P da Eq. (3) pode ser substituído na Eq. (2), e utilizando ainda a definição de porosidade, Eq. (1), o raio hidráulico pode ser expresso como função da porosidade,

$$r_h = \frac{\sigma}{1-\sigma} \cdot \left(\frac{e}{2}\right) \quad (4)$$

3. Método Efetividade-NUT para o Regenerador

Neste trabalho, resultados para a efetividade deste trocador de calor são obtidos através da utilização do método $\varepsilon - NUT$ para o regenerador, no qual um fator de correção devido à capacidade térmica e à velocidade rotacional da matriz é utilizado para corrigir a efetividade de um trocador de calor em contra-corrente.

Resultados para a efetividade ε_r do regenerador podem ser obtidos através da correlação desenvolvida por Kays e London (1984), na qual ε representa a efetividade de um trocador de calor em contra-corrente e φ_r é o fator de correção devido a velocidade rotacional e a capacidade térmica da matriz,

$$\varepsilon_r = \varepsilon \cdot \varphi_r \quad (5)$$

A efetividade de um trocador de calor em contra-corrente pode ser calculada pela Eq. (6),

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{[-NUT(1-C^*)]}}{1 - C^* e^{[-NUT(1-C^*)]}} \quad (6)$$

na qual a razão entre as capacidades térmicas dos gases C^* e o número de unidades de transferência NUT são definidos como segue:

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (7)$$

$$NUT = \frac{1}{C_{min}} \left[\frac{1}{(1/hA_{tr})_f + (1/hA_{tr})_q} \right] \quad (8)$$

Kays e London (1984) propuseram a seguinte correlação para o cálculo do fator de correção φ_r devido à velocidade rotacional e à capacidade térmica da matriz,

$$\varphi_r = 1 - \frac{1}{9C_r^{*1.93}} \quad (9)$$

$$C_r^* = \frac{C_r}{C_{min}} \quad (10)$$

sendo C_r a capacidade térmica da matriz, obtida a partir da velocidade rotacional, da massa e do calor específico da matriz,

$$C_r = \frac{ROT}{60} \cdot m_m \cdot c_m \quad (11)$$

4. Método de Resolução

Através do método $\varepsilon - NUT$ para o regenerador, o calor total transferido no equipamento foi calculado a partir de valores estabelecidos para as perdas de carga nos dutos da matriz, as quais foram consideradas iguais para ambos os escoamentos. Conhecendo-se as perdas de carga, a velocidade dos fluidos e o coeficiente de transferência de calor foram calculados através de correlações. Como o valor da temperatura média de saída de cada escoamento não era conhecido, foi necessário um processo iterativo para a obtenção das propriedades dos fluidos, as quais foram calculadas na temperatura média de cada corrente. No início do processo iterativo foi atribuído um valor para a temperatura média de saída de cada escoamento. Ao final do processo, os valores dessas temperaturas foram recalculados a partir do método $\varepsilon - NUT$ para o regenerador com a utilização do método de Newton-Rhapon para a convergência. O processo iterativo se repetia até os valores das temperaturas não se alterarem mais para cada valor de porosidade.

Um programa computacional em linguagem Fortran de programação foi confeccionado para a simulação do regenerador, no qual as condições operacionais foram fixadas com exceção da porosidade que teve seu valor variado. Variando-se a porosidade da matriz, foi observado que existe um valor para este parâmetro que maximiza o calor total transferido.

Neste trabalho não foi considerado o efeito de vazamento dos fluidos, o qual ocorre na entrada e saída de cada fluxo na matriz do regenerador devido à diferença de pressão existente entre as correntes. Também não foram consideradas perdas localizadas por contração e expansão na entrada e saída dos dutos da matriz.

O fator de atrito f de Fanning, em caso de regime laminar, foi obtido por uma expressão para duto triangular equilátero liso, Shah e London (1978), considerando escoamento completamente desenvolvido.

$$f = \frac{40}{3 \cdot Re_{D_h}} \quad (12)$$

sendo Re_{D_h} o número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico do canal. Em caso de regime turbulento de escoamento, o fator de atrito foi calculado por uma correlação de duto circular admitindo regime de escoamento completamente desenvolvido. Essa correlação é válida para $Re_{D_h} \leq 2 \cdot 10^4$.

$$f = 0,079 Re_{D_h}^{-1/4} \quad (13)$$

Com o fator de atrito, as velocidades eram então obtidas a partir do valor estabelecido para a perda de carga nos canais. O número de Reynolds foi calculado para a verificação do regime de escoamento, sendo que, neste caso, o número de Reynolds crítico que determina a transição de escoamento é de $Re = 2800$ utilizado para duto triangular equilátero, Rohsenow e Hartnett (1973).

O coeficiente de transferência de calor foi obtido através de correlações considerando temperatura de superfície constante. Para o regime laminar de escoamento foi utilizado um processo de cálculo apresentado por Büyükalaca e Yilmaz (2003) para dutos com área de seção transversal arbitrária constante ao longo do comprimento do canal. Admitindo escoamento completamente desenvolvido, neste método o número de Nusselt Nu é calculado usando a seguinte equação:

$$Nu = Nu_\infty \left[1 + \frac{4,212 \cdot \psi \cdot \Phi^3}{Z \cdot Nu_\infty^3} - 0,8 \cdot \left(\frac{\psi \cdot \Phi^3}{Z \cdot Nu_\infty^3} \right)^{2/3} \right]^{1/3} \quad (14)$$

sendo Z uma coordenada adimensional dada por:

$$Z = \frac{L}{D_h \cdot Re \cdot Pr} \quad (15)$$

sendo L o comprimento do canal e Pr o número de Prandtl. O parâmetro Nu_∞ corresponde ao número de Nusselt para o caso limite $Z \rightarrow \infty$ e pode ser obtido como segue:

$$Nu_\infty = 3,657 \cdot \zeta \quad (16)$$

sendo ζ o fator de transferência de calor em função da forma da área de seção transversal do canal,

$$\zeta = 1 + \frac{\zeta_\infty - 1}{1 + I/(n-1)} + \Delta\zeta \quad (17)$$

Os parâmetros ζ_∞ e $\Delta\zeta$ são calculados usando as seguintes equações:

$$\zeta_\infty = 0,5155 \frac{d^{*2}}{3 - d^*} \quad (18)$$

$$\Delta \zeta = \Delta \zeta_{max} \frac{0,95 \cdot (n-1)^{0,5}}{1 + 0,038 \cdot (n-1)^3} \quad (19)$$

Nestas equações $\Delta \zeta_{max}$ é definido como:

$$\Delta \zeta_{max} = \frac{7 \cdot 10^{-3} d^{*8}}{\left(1 + 10d^{*-28}\right) \left(1 + 64 \cdot 10^{-8} d^{*28}\right)^{1/2}} \quad (20)$$

Para $Z \rightarrow 0$ a seguinte equação pode ser obtida da Eq. (14):

$$Nu = 1,615 \Phi \left(\frac{Z}{\psi}\right)^{-1/3} \quad (21)$$

que corresponde a solução de Leveque para dutos de área de seção transversal arbitrária, apresentada por Yilmaz e Cihan (1994).

Os parâmetros d^* e n descrevem a forma do canal,

$$d^* = \frac{D_h}{d_{max}} \quad (22)$$

$$n = \frac{A}{A_{eq}} = \frac{P}{P_{eq}} \quad (23)$$

sendo d_{max} o diâmetro do maior círculo que pode ser inscrito na seção transversal do canal. Os parâmetros A_{eq} e P_{eq} são, respectivamente, a área e o perímetro do maior círculo que pode ser inscrito na seção transversal do canal.

O fator de forma ψ requerido para o cálculo do número de Nusselt é dado por:

$$\psi = 1 + \left\{ \frac{\psi_\infty - 1}{\left[1 + 0,33d^{*2,25}/(n-1)\right]} \right\} \quad (24)$$

sendo ψ_∞ definido como:

$$\psi_\infty = \frac{3}{8} d^{*2} (3 - d^*) \quad (25)$$

O outro parâmetro que é usado para o cálculo do número de Nusselt é o fator de transferência de calor Φ , o qual é obtido como segue:

$$\Phi = 1 + \frac{\left[3 \cdot (d^*/2)^{7/8} / (1 + d^*)\right] - 1}{1 + 0,25/(n-1)} \quad (26)$$

Para regime turbulento de escoamento foi utilizada, para a obtenção do coeficiente de transferência de calor, a correlação de duto circular proposta por Gnielinski, citado por Incropera e DeWitt (1996), válida para $3000 < Re_{D_h} < 5 \cdot 10^6$ baseada no diâmetro hidráulico do canal.

5. Análise de Escala

Foi efetuada uma análise de escala para obter expressões para a estimativa da porosidade ótima e do calor máximo transferido no equipamento. Considerando que as capacidades térmicas das correntes são da mesma ordem de grandeza ($C_q \approx C_f$) e que o fator de correção ϕ_r para a efetividade do regenerador, devido à rotação e a massa da matriz, é da ordem de grandeza de $\phi_r \approx 1$, o calor transferido no equipamento pode ser obtido, a partir do método $\varepsilon - NUT$, em função da máxima diferença de temperatura $\Delta T_{max} = T_{q,e} - T_{f,e}$.

$$q \approx \frac{1}{\left(\frac{1}{UA_{tr}} + \frac{1}{\dot{m} \cdot c_p} \right)} \Delta T_{max} \quad (27)$$

Se ΔT_{max} for um valor fixado, a maximização do calor transferido pode ser alcançada analisando a soma entre parêntesis no denominador do lado direito da Eq. (27). Para uma perda de carga constante no regenerador, duas situações limites para a porosidade podem ser identificadas:

1. Se a porosidade diminui, a área total de troca térmica aumenta e a vazão diminui, de tal forma que;

$$q \rightarrow \frac{1}{\left(\frac{1}{\dot{m} \cdot c_p} \right)} \Delta T_{max} \quad (28)$$

2. Por outro lado, se a porosidade aumenta, a vazão do fluido também aumenta e a área de troca térmica diminui. Assim,

$$q \rightarrow \frac{1}{\left(\frac{1}{UA_{tr}} \right)} \Delta T_{max} \quad (29)$$

Como os dois termos entre parêntesis na Eq. (27) variam em direções opostas com a mudança da porosidade, a magnitude do máximo calor transferido no equipamento será obtida quando,

$$UA_{tr} \cong \dot{m} \cdot c_p \quad (30)$$

Para a obtenção da porosidade ótima, uma análise de escala para ambos os termos da Eq. (30) foi realizada assumindo regime de escoamento turbulento completamente desenvolvido para ambos os fluidos. Tal análise é semelhante a uma apresentada por Ganzarolli e Altemani (2003) no estudo de convecção forçada em uma placa aletada.

O balanço de forças em um canal do regenerador permite expressar a velocidade em função da perda de carga Δp e do raio hidráulico. Utilizando ainda a Eq. (4), na qual o raio hidráulico é expresso em função da porosidade, tem-se que:

$$V = \left[\frac{\Delta p \cdot e}{f \cdot L \cdot \rho} \cdot \frac{\sigma}{(1-\sigma)} \right]^{1/2} \quad (31)$$

sendo f o fator de atrito de Fanning. Assim, tem-se que:

$$\dot{m} \cdot c_p = A_L \cdot c_p \cdot \sigma \cdot \left[\frac{\Delta p \cdot e \cdot \rho}{f \cdot L} \cdot \frac{\sigma}{(1-\sigma)} \right]^{1/2} \quad (32)$$

sendo $A_L = A_T / 2$. A magnitude de UA_{tr} é dada por:

$$UA_{tr} = \frac{h}{2} \cdot P \cdot L = \frac{h \cdot A_L \cdot L \cdot (1-\sigma)}{e} \quad (33)$$

sendo h o coeficiente de transferência de calor nos dutos da matriz. Nesta análise, os coeficientes de transferência de calor h para as duas correntes que passam pelo regenerador são considerados da mesma ordem de grandeza. Este coeficiente pode ser avaliado usando a analogia de Colburn.

$$St = \frac{f}{2} \cdot Pr^{-2/3} = \frac{h}{\rho \cdot c_p \cdot V} \quad (34)$$

sendo St o número de Stanton. Substituindo a velocidade V da Eq. (31) na Eq. (34) chega-se a:

$$h = \frac{c_p}{2} Pr^{-2/3} \left[\frac{\Delta p \cdot e \cdot \rho \cdot f}{L} \cdot \frac{\sigma}{(1-\sigma)} \right]^{1/2} \quad (35)$$

Substituindo o coeficiente de transferência de calor h da Eq. (35) na Eq. (33), após algumas manipulações tem-se que:

$$UA_{tr} = \frac{A_L}{2} \cdot c_p \cdot Pr^{-2/3} \cdot (1-\sigma) \cdot \left[\frac{\Delta p \cdot \rho \cdot f \cdot L}{e} \cdot \frac{\sigma}{(1-\sigma)} \right]^{1/2} \quad (36)$$

Igualando então as Eqs. (32) e (36) tem-se a expressão para a estimativa da porosidade ótima,

$$\left(\frac{\sigma}{1-\sigma} \right)_{opt} \approx \frac{L}{e} \cdot \frac{f}{2} \cdot Pr^{-2/3} \quad (37)$$

Substituindo o termo $[\sigma/(1-\sigma)]$ da Eq. (37) nas Eqs. (32) ou (36), a escala para o máximo calor transferido pode ser determinada em seguida pela Eq. (27). A substituição do termo $[\sigma/(1-\sigma)]$ da Eq. (37) ao invés somente da porosidade σ nas Eqs. (32) ou (36) facilita as manipulações algébricas para a obtenção da expressão para a estimativa do calor máximo transferido, a qual é dada por:

$$q_{max} \approx \frac{I}{2\sqrt{2}} k \left(\frac{A_L}{L} \right) \Delta T_{max} \left(\frac{\Delta p \cdot L^2}{\mu \cdot \alpha} \right)^{1/2} Pr^{1/6} \sigma_{opt} \quad (38)$$

A porosidade ótima pode ser expressa em função da perda de carga. Combinando a Eq. (13) para o fator de atrito f com a Eq. (31) e eliminando a velocidade V , após manipulações algébricas tem-se o fator de atrito como função da perda de carga Δp ,

$$f = 0,0451 \cdot v^{2/7} \cdot e^{-3/7} \cdot \left(\frac{\sigma}{1-\sigma} \right)^{-3/7} \cdot \left(\frac{\Delta p}{L \cdot \rho} \right)^{-1/7} \quad (39)$$

Vale ressaltar que a Eq. (13) para o fator de atrito f foi utilizada nesta análise de escala, uma vez que, como será visto a posteriori, os valores ótimos de porosidade obtidos neste estudo são encontrados em regime de escoamento turbulento na faixa de $Re_{D_h} \leq 2 \cdot 10^4$.

Substituindo então f da Eq. (39) na Eq. (37), tem-se a porosidade ótima como função da perda de carga,

$$\left(\frac{\sigma}{1-\sigma} \right)_{opt} \approx 0,07 \cdot Pr^{-11/30} \cdot \left(\frac{L}{e} \right) \cdot \left(\frac{\Delta p \cdot L^2}{\mu \cdot \alpha} \right)^{-1/10} \quad (40)$$

que corresponde ao valor que maximiza o calor total transferido no regenerador. As escalas obtidas nas Eqs. (38) e (40) são usadas para definir parâmetros adimensionais q^* e σ^* .

$$q^* = \frac{q}{k \left(\frac{A_L}{L} \right) \Delta T_{max} \left(\frac{\Delta p \cdot L^2}{\mu \cdot \alpha} \right)^{1/2}} \tag{41}$$

$$\sigma^* = \frac{\left(\frac{\sigma}{1-\sigma} \right)}{\left(\frac{L}{e} \right) \cdot \left(\frac{\Delta p \cdot L^2}{\mu \cdot \alpha} \right)^{-1/10}} \tag{42}$$

A partir das equações (38) e (40), a magnitude dos parâmetros q_{max}^* e σ_{opt}^* pode ser estimada. Neste caso, o valor estimado para σ_{opt}^* foi de $\sigma_{opt}^* = 0,8$.

6. Resultados e Discussões

Dados geométricos e condições operacionais reais de um regenerador rotativo, fornecidos pela REPLAN (PETROBRAS), são mostrados na Tab. 1.

Tabela 1. Dados geométricos e condições de operação de um regenerador rotativo.

PARÂMETRO	VALOR
Rotação (rpm)	3
L (m)	1,35
R _c (m)	2,725
R _i (m)	0,665
T _{f,s} (°C)	81,6
T _{q,s} (°C)	483,9

O regenerador foi simulado pelo programa computacional com as condições operacionais mostradas na Tab. 1. Três casos distintos foram simulados. Em cada caso foi utilizado um valor fixo para a perda de carga nos dutos da matriz. Um valor para a perda de carga nos dutos foi estimado como sendo em torno de 100Pa a partir de uma situação real de funcionamento de um regenerador rotativo em operação na REPLAN. Sendo assim, para a simulação do regenerador foram utilizados valores próximos ao estimado, sendo admitidos os valores de 50, 100 e 150Pa para a perda de carga nos canais da matriz.

A Figura 2(a) mostra o comportamento do calor total transferido no equipamento com a variação da porosidade para cada caso simulado. Cada curva apresenta um valor máximo para o calor total transferido, os quais correspondem a um valor ótimo de porosidade (σ_{opt}).

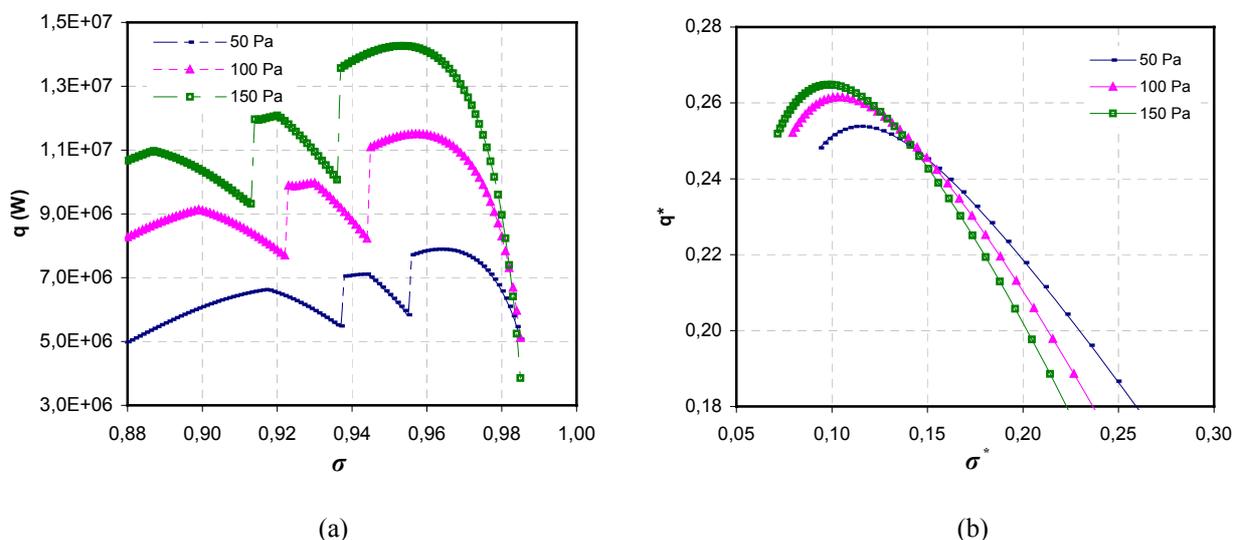


Figura 2. Comportamento do calor total transferido: (a) Parâmetros dimensionais; (b) Parâmetros adimensionais.

Observa-se na Fig. 2(a) que cada curva apresenta duas descontinuidades que delimitam três regiões distintas no gráfico. As descontinuidades correspondem aos períodos de transição de escoamento. Inicialmente, na primeira região, ambos os escoamentos encontram-se em regime laminar. Após a primeira descontinuidade, um dos escoamentos encontra-se em regime turbulento (segunda região) e na terceira região ambos os escoamentos encontram-se em regime turbulento. Nota-se que nas três regiões existe um pico para o calor total transferido no equipamento. Entretanto, os valores ótimos ocorrem sempre quando os dois fluidos encontram-se no regime turbulento de escoamento.

Observa-se também na Fig. 2(a) que as curvas superior (correspondente à perda de carga de 150Pa) e inferior (correspondente à perda de carga de 50Pa) indicam que a diferença entre o máximo calor transferido entre estes casos é cerca de $6,0 \cdot 10^6 W$, correspondendo a uma diferença percentual em torno de 43% em relação ao calor máximo obtido para a perda de carga de 150Pa e cerca de 75% em relação ao calor máximo obtido para a perda de carga de 50Pa. Introduzindo os parâmetros adimensionais q^* e σ^* , observa-se na Fig. 2(b) (somente a região para ambos os fluidos em escoamento turbulento) que todos os resultados para os valores ótimos do calor total transferido nos casos testados colapsam em uma região bem menor em relação ao eixo das ordenadas. Os valores que definem essa região são $0,25 \leq q_{max}^* \leq 0,27$ que correspondem a uma diferença cerca de 7,5%.

Um aspecto importante a ser observado é que, como os valores ótimos ocorrem sempre quando ambos os escoamentos encontram-se em regime turbulento e as correlações utilizadas para esse regime são baseadas no diâmetro hidráulico dos dutos da matriz, os resultados obtidos para os valores ótimos neste estudo apresentam um grau de generalidade maior que para dutos triangulares, podendo, portanto, serem utilizados para demais dutos com área de seção transversal arbitrária.

Os valores ótimos são relativamente próximos dos valores indicados pela análise de escala. As Tabelas 2 e 3 mostram uma comparação entre esses valores, obtidos pelo programa computacional e pela análise de escala, Eqs. (38) e (40). Nota-se que os valores ótimos obtidos através da análise de escala são bastante próximos dos obtidos pelo programa. Esse resultado confirma que as expressões obtidas a partir da análise de escala são adequadas para identificar a magnitude do calor máximo transferido que corresponde a um valor ótimo de porosidade.

Tabela 2. Comparação entre os valores de porosidade ótima.

$\Delta p (Pa)$	σ_{opt}		Diferença (%)
	Programa	Análise de Escala	
50	0,964	0,949	1,56
100	0,957	0,946	1,15
150	0,953	0,944	0,94

Tabela 3. Comparação entre os valores obtidos para o calor máximo transferido.

$\Delta p (Pa)$	$q_{max} (W)$		Diferença (%)
	Programa	Análise de Escala	
50	7,894E+06	9,811E+06	19,54
100	1,150E+07	1,382E+07	16,79
150	1,427E+07	1,689E+07	15,51

Embora a diferença em porcentagem seja pequena entre os valores ótimos de porosidade, é importante observar que uma pequena variação neste parâmetro pode implicar em uma diferença considerável no valor do calor máximo transferido. Isso demonstra a sensibilidade do desempenho do regenerador em relação à variação da porosidade. Esse aspecto indica ainda a importância da porosidade em projetos de regeneradores rotativos.

7. Conclusões

Neste trabalho, a influência da porosidade no desempenho de um regenerador rotativo foi investigada. Um programa computacional foi desenvolvido para a simulação do equipamento. O valor da perda de carga nos dutos da matriz do regenerador foi estabelecido e as vazões dos fluidos e os coeficientes de transferência de calor foram calculados a partir de correlações. Estes resultados foram utilizados para a obtenção do calor total transferido no equipamento baseado no método $\epsilon - NUT$ para o regenerador.

Variando-se a porosidade, foi verificado que existe um valor máximo para a troca térmica correspondente a uma porosidade ótima. Os resultados obtidos pelo programa computacional para o máximo calor transferido foram comparados com os obtidos baseado em um critério de otimização através de uma análise de escala. O programa computacional apresentou resultados que confirmaram as predições da análise de escala, indicando a existência de um valor máximo para o calor transferido. A magnitude dos valores obtidos para a porosidade ótima e calor máximo transferido foram da mesma ordem de grandeza dos preditos pela análise de escala.

Foi verificado ainda que os resultados obtidos para os valores ótimos apresentam um grau de generalidade maior que para dutos triangulares e podem ser aplicados também para dutos com área de seção transversal arbitrária, uma vez que as correlações utilizadas neste caso são baseadas no diâmetro hidráulico dos canais da matriz.

Os resultados obtidos constituem-se em uma contribuição no projeto de regeneradores rotativos. Sabendo que o desempenho do regenerador é bastante sensível à variação da porosidade, o conhecimento do valor ótimo deste parâmetro pode garantir, em um projeto, melhor desempenho do equipamento e economia de custos com material.

8. Referências

- Büyükalaca, O. e Yilmaz, T., 2003, "Design of Regenerative Heat Exchangers", *Heat Transfer Engineering*, Vol. 24, No. 4, pp. 32-38.
- Coppage, J. E. e London, A. L., 1953, "The Periodic-Flow Regenerator: A Summary of Design Theory", *Transactions of the ASME*, Vol. 75, pp. 779-787.
- Ganzarolli, M. A. e Altemani, C. A. C., 2003, "Thermal Optimization of a Double Finned Heat Exchanger Plate", *Proceedings of ECOS*, pp. 1161-1168.
- Harper, D. B. e Rohsenow, W. M., 1953, "Effect of Rotary Regenerator Performance on Gas-Turbine-Plant Performance", *Transactions of the ASME*, Vol. 75, pp. 759-765.
- Incropera F. P. e DeWitt, D. P., 1996, "Fundamentos de Transferência de Calor e Massa", Ed. LTC, 4ª edição, Rio de Janeiro, Brasil.
- Kays, S. e London, A. L., 1984, "Compact Heat Exchangers", Ed. McGraw-Hill, 3rd, Nova York, U.S.A.
- Lambertson, T. J., 1958, "Performance Factors of a Periodic-Flow Heat Exchanger", *Transactions of the ASME*, Vol. 80, pp. 586-592.
- Rohsenow, W. M. e Hartnett, J. P., 1973, "Handbook of Heat Transfer", Ed. McGraw-Hill, Nova York, U.S.A.
- Shah, R. K. e London, A. L., 1978, "Laminar Flow Forced Convection in Ducts: A Source Book for Compact Heat Exchanger Analytical Data (Advances in Heat Transfer)", Academic Press, Nova York, U.S.A.
- Skiepko, T., 1990, "Irreversibilities Associated with a Rotary Regenerator and the Efficiency of a Steam Power Plant", *Heat Recovery Systems and CHP*, Vol. 10, pp. 187-211.
- Sunden, B. e Karlsson, I., 1991, "Enhancement of Heat Transfer in Rotary Heat Exchangers by Streamwise-Corrugated Flow Channels", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 4, No. 3, pp. 305-316.
- Yilmaz, T. e Cihan, E., 1994, "Leveque Solution for Heat Transfer in Ducts of Arbitrary Cross-Sections", *Journal of Thermal Sciences and Technology*, Vol. 17, No. 2, pp. 19-23.

INFLUENCE OF THE POROSITY IN THE PERFORMANCE OF A ROTARY REGENERATOR

Paulo Cesar Mioralli

State University of Campinas - UNICAMP
Faculty of Mechanical Engineering - Department of Energy
PO Box: 6122 – ZIP CODE: 13083-970 – Campinas – SP – Brazil
mioralli@fem.unicamp.br

Marcelo Moreira Ganzarolli

State University of Campinas - UNICAMP
Faculty of Mechanical Engineering - Department of Energy
PO Box: 6122 – ZIP CODE: 13083-970 – Campinas – SP – Brazil
ganza@fem.unicamp.br

Abstract

The influence of the porosity in the performance of a rotary regenerator is investigated theoretically. The goal is to optimize the heat transfer in the equipment with established values for the pressure drop in the ducts of the matrix. The mass flow rate of fluids and the mean heat transfer coefficient were obtained from correlations. The regenerator was simulated with fixed geometric parameters, exception for the porosity, which was varied. The mass flow rate of fluids was calculated for different values of the matrix porosity with established pressure drop in the simulations. The calculations are performed using a computer program written in Fortran programming language. The total heat transfer in the regenerator was obtained for different porosities based on the Effectiveness-NTU method. It was verified that, for specified pressure drop, there is a value for porosity that corresponds to the maximum total heat transfer in the equipment. A scale analysis was performed to estimate the optimum porosity and the maximum total heat transfer in the regenerator. The results were compared to that obtained from the simulations and dimensionless parameters were introduced.

Keywords: rotary regenerator, heat exchanger, heat transfer.