

## **PROJETO E AVALIAÇÃO NUMÉRICA DE DISPOSITIVO RECUPERADOR DE CALOR GÁS-SÓLIDO VISANDO MELHORIA NA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE INSTALAÇÕES INDUSTRIAIS**

Bruno Alves Figueroa Turini (UTFPR) brunoturini@alunos.utfpr.edu.br  
Jhon Jairo Ramírez-Behainne (UTFPR) jhon@utfpr.edu.br

### **Resumo**

Trocadores de calor em leito fluidizado gás-sólido representam uma forma relativamente econômica e sustentável de gerir energia térmica dentro de diversos processos industriais atualmente existentes. Normalmente, esses recuperadores são instalados em linhas de caldeira, exaustores e superfícies quentes com elevado potencial para aproveitamento da energia térmica. O uso destes dispositivos traz economia de combustíveis e/ou recursos energéticos que são empregados na geração de calor e eletricidade. Em especial, recuperadores de leito fluidizado borbulhante são bem conhecidos como sistemas eficientes para transferir energia térmica em muitas aplicações industriais, por causa da excelente interação gás-partícula e suspensão-parede que eles proporcionam. Enquanto muitos estudos na literatura relatam o rendimento de trocadores de calor usando leitos fluidizados borbulhantes, somente poucos trabalhos reportam detalhes sobre o dimensionamento desses equipamentos. Visando contribuir neste sentido, o presente trabalho apresenta o procedimento para dimensionar um sistema experimental de bancada que permitirá avaliar o coeficiente de transferência de calor suspensão-parede durante o aquecimento de água. A avaliação numérica preliminar envolvendo predições dos gradientes de temperatura da água, bem como do coeficiente de transferência de calor suspensão-parede demonstra que o modelo adotado pode ser útil para o dimensionamento de dispositivos recuperadores de calor gás-sólido visando melhoria na eficiência energética de instalações industriais.

**Palavras-Chaves:** Leito fluidizado borbulhante, Eficiência energética, Recuperador de calor, Convecção suspensão-parede.

### **1. Introdução**

Transferência de calor é um fenômeno natural no qual energia térmica transita devido à presença de gradientes de temperatura. A transferência de calor está presente na operação de motores, evaporadores, caldeiras, aquecedores, queimadores, e vários outros dispositivos. A

energia térmica residual disponível desses equipamentos pode ser recuperada usando trocadores de calor adicionais, contribuindo, assim, para economizar fontes de combustível e cuidando do meio ambiente. Em particular, trocadores de calor de leito fluidizado gás-sólido podem ser aplicados com sucesso em processos comerciais devido às altas taxas de transferência de calor promovidas pelo movimento vigoroso de sólidos e a grande área interfacial específica das partículas (YUSUF, HALVORSEN, MELAAEN, 2012). Muitos desses dispositivos operam em regime de fluidização borbulhante, que é caracterizado por bolhas de gás que emergem e crescem a partir do distribuidor. Tais bolhas de gás promovem a mistura de sólidos quando aquelas se movem através do leito (YANG, 2003). Mecanismos que contribuem para a transferência de calor em superfícies imersas incluem convecção gasosa durante tempos de contato com a bolha, convecção/condução de partícula durante tempos de contato com a partícula, e radiação no caso de operação a altas temperaturas (YANG, 2003).

O coeficiente de transferência de calor suspensão-parede está entre os parâmetros mais importantes no dimensionamento e na avaliação de um sistema de leito fluidizado borbulhante utilizado com a finalidade de transferir energia térmica (KUNII e LEVENSPIEL, 1991). Estudos prévios indicam que trocadores de calor gás-sólido operados em leito fluidizado borbulhante têm altos coeficientes de transferência de calor suspensão-parede. Alguns trabalhos mostram que o coeficiente de transferência de calor suspensão-parede pode variar entre 200 e 400 W/m<sup>2</sup>K (BOCK e MOLERUS, 1980; KUNII e LEVENSPIEL, 1991). De acordo com Kunii e Levenspiel (1991), as pesquisas já realizadas em colunas verticais indicam que o valor desse coeficiente depende principalmente da velocidade de fluidização, do tipo do distribuidor de gás, do diâmetro médio das partículas, da porosidade e da densidade do leito.

Embora já tenha sido amplamente estudado o rendimento de trocadores de calor de leito fluidizado com diversos materiais do leito, várias condições fluidodinâmicas e geometrias, poucos trabalhos reportam detalhes sobre o dimensionamento desses equipamentos. Além disso, a literatura sugere uma falta de dados experimentais sobre a avaliação da transferência de calor perto da condição de fluidização incipiente, na qual a presença de bolhas é reduzida e a troca térmica pode ser maximizada. Tendo em vista esta lacuna, um procedimento para dimensionar um trocador de calor de leito fluidizado é definido, a fim de possibilitar a posterior avaliação experimental do dispositivo para transferir calor quando operado próximo da velocidade de mínima fluidização.

## 2. Projeto do trocador de calor para o sistema de leito fluidizado

O dispositivo dimensionado consiste de um trocador de calor do tipo jaqueta que será posicionado ao redor da parede externa de uma coluna de leito fluidizado borbulhante. Partindo de uma geometria cilíndrica pré-estabelecida e alguns parâmetros operacionais do leito fluidizado borbulhante, os cálculos seguem o procedimento apresentado pelo método de Kunii-Levenspiel (1991). Primeiro, a velocidade terminal das partículas é determinada conforme a Eq. (1):

$$u_t = \frac{Re_p \mu}{d_p \rho} \quad (1)$$

O número de Reynolds da partícula na Eq. (1) é calculado pela Eq. (2), a qual usa valores da esfericidade do sólido, determinada conforme indicado por Peçanha e Massarani (1986):

$$C_D Re_p^2 = \frac{4 d_p^3 \rho g (\rho_s - \rho)}{3 \mu^2} \quad (2)$$

A queda de pressão no leito por unidade de comprimento sob regime de mínima fluidização é dada pela Eq. (3). Com esse valor, pode-se estimar a potência do soprador requerida para fornecer o ar de fluidização.

$$\frac{\Delta p_b}{L_{mf}} = (1 - \varepsilon_{mf}) (\rho_s - \rho) g \quad (3)$$

Por outro lado, a velocidade de mínima fluidização é determinada pelas Eqs. (4) a (8).

$$Ar = \frac{d_p^3 \rho (\rho_s - \rho) g}{\mu^2} \quad (4) \quad K_2 = 150 \left[ \frac{1 - \varepsilon_{mf}}{\varepsilon_{mf}^3 \phi_p^2} \right] \quad (6)$$

$$K_1 = \frac{1,75}{\varepsilon_{mf}^3 \phi_p} \quad (5) \quad Re_{p,mf} = \frac{-K_2 + \sqrt{K_2^2 - 4K_1(-Ar)}}{2K_1} \quad (7)$$

$$u_{mf} = \frac{d_p^2 (\rho_s - \rho) g}{150 \mu} \varepsilon_{mf}^3 \left[ \frac{\phi_p^2}{1 - \varepsilon_{mf}} \right] \quad (8)$$

O projeto foi definido para o uso de partículas do grupo B de Geldart. Em geral, essas partículas têm um diâmetro entre 40 e 500  $\mu\text{m}$  e uma densidade entre 1400 a 4500  $\text{kg/m}^3$

(HOWARD, 1989). Estas partículas fluidizam bem, e as bolhas aparecem assim que a velocidade de mínima fluidização é excedida (BASU, 2006). Dessa maneira, a velocidade de mínima fluidização é assumida igual à velocidade de mínimo borbulhamento.

$$u_{mf} = u_{mb} \quad (9)$$

Na prática, para a fluidização borbulhante completa, utiliza-se uma velocidade superficial do gás muito superior à velocidade de mínimo borbulhamento. Neste trabalho, a velocidade superficial do gás foi definida pela relação:

$$u_o = 4u_{mb} \quad (10)$$

Para determinar a TDH (altura crítica de transporte), correlações empíricas foram adotadas. Uma dessas correlações foi proposta por Horio (1980) *apud* Basu (2006):

$$TDH = 4,47\sqrt{d_{eq}} \quad (11)$$

O diâmetro equivalente de bolha a partir da condição de mínima fluidização,  $d_{eq}$ , é calculado pela Eq. (12):

$$d_{eq} = \frac{0,54}{g^{0,2}} (u_o - u_{mf})^{0,4} (L_{mf} + 4N_{or}^{-0,5})^{0,8} \quad (12)$$

Em relação ao modelo de transferência de calor, as equações são dadas pelas Tabelas 2(a) e 2(b).

Nas Tabelas 2(a) 2(b),  $\alpha_w$  assume o valor de 0,05, conforme sugerido por Floris e Glicksman (1984) *apud* Kunii e Levenspiel (1991). O valor para  $\phi_w$  pode ser encontrado em Kunii e Smith (1960) e Suzuki e Kunii (1969) *apud* Kunii e Levenspiel (1991). Os valores para  $\tau$  e  $\delta_w$  podem ser encontrados em Chen e Jakob (2003).

Tabela 2(a) - Equações usadas no cálculo para dimensionar o trocador de calor

$$h_r = \frac{\sigma \left[ T_s^4 - \left( \frac{T_s + T_s + T_{in,water} + T_{out,water}}{4} \right)^4 \right]}{\left( \frac{1}{\epsilon_s} + \frac{1}{\epsilon_{steel}} - 1 \right) \left[ T_s - \left( \frac{T_s + T_s + T_{in,water} + T_{out,water}}{4} \right) \right]} \quad (13)$$

$$h_w = h_w^o + \alpha_w c_{p,s} \rho_s u_o \quad (14) \quad h_w^o = \frac{2k_{ew}^o}{d_p} \quad (15)$$

Fonte: KUNII e LEVENSPIEL (1991)

Tabela 2(b) - Equações usadas no cálculo para dimensionar o trocador de calor

$k_{ew}^o = \varepsilon_{mf} k_{air} + (1 - \varepsilon_{mf}) k_s \left[ \frac{1}{\phi_w \frac{k_s}{k_{air}} + \frac{1}{3}} \right] \quad (16)$	$n_w = \frac{1 - \delta_w}{\tau} \quad (17)$
$k_e^o = \varepsilon_{mf} k_{air} + (1 - \varepsilon_{mf}) k_s \left[ \frac{1}{\phi_b \frac{k_s}{k_{air}} + \frac{2}{3}} \right] \quad (18)$	$h = \delta_w h_r + (1 - \delta_w) h_{packet} \quad (20)$
$h_{packet} = 1,13 \left[ \frac{k_e^o \rho_s (1 - \varepsilon_{mf}) c_{p,s} n_w}{1 - \delta_w} \right]^{1/2} \quad (19)$	$h_{conv,water} = \frac{Nu_D k_{water}}{D_{e,annular}} \quad (21)$
$D_{e,annular} = 2(r_3 - r_2) \quad (22)$	$Nu_D = 0,0243 Re_D^{4/5} Pr_{water}^{0.4} \quad (23)$
$LMTD = \frac{(T_s - T_{out,water}) - (T_s - T_{in,water})}{\ln \left[ \frac{(T_s - T_{out,water})}{(T_s - T_{in,water})} \right]} \quad (24)$	$Q = UA \cdot LMTD \quad (25)$
$UA = \frac{1}{\frac{1}{2 \pi r_1 h_{jacket}} + \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2 \pi k_{steel} H_{jacket}} + \frac{1}{2 \pi r_2 h_{conv,water} H_{jacket}}} \quad (26)$	
$Q = \dot{m}_{water} c_{p,water} (T_{out,water} - T_{in,water}) \quad (27)$	$A_e = 2 \pi r_2 H_{jacket} \quad (29)$
$U_i = \frac{U_e A_e}{A_i} \quad (28)$	$A_i = 2 \pi r_1 H_{jacket} \quad (30)$

Fonte: KUNII e LEVENSPIEL (1991)

Finalmente, para dimensionar o distribuidor de gás, usaram-se as equações resumidas na Tabela 3.

Tabela 3 - Equações usadas no cálculo do distribuidor de gás

$Re_t = \frac{d_t u_o \rho}{\mu} \quad (31)$	$\dot{Q}_{air} = u_o \frac{\pi d_t^2}{4} \quad (36)$
$\Delta p_b = (1 - \varepsilon_{mf}) (\rho_s - \rho) L_{mf} \frac{g}{g_c} \quad (32)$	$N_{or} = \frac{4 N_{or,total}}{\pi d_t^2} \quad (37)$
$\Delta p_d = 0,3 \Delta p_b \quad (33)$	$N_{or,total} = \frac{\dot{Q}_{air}}{u_{or}} \frac{4}{\pi d_{or}^2} \quad (38)$
$\Delta p_{total} = \Delta p_b + \Delta p_d \quad (34)$	$\alpha = \frac{\rho u_{or}^2}{2 \cdot g_c \cdot \Delta p_b} \quad (39)$
$u_{or} = C_{d,or} \sqrt{\frac{2 \Delta p_d}{\rho}} \quad (35)$	$P_{holes} = \frac{1}{\sqrt{N_{or} \sin(60^\circ)}} \quad (40)$

Fonte: KUNII e LEVENSPIEL (1991)

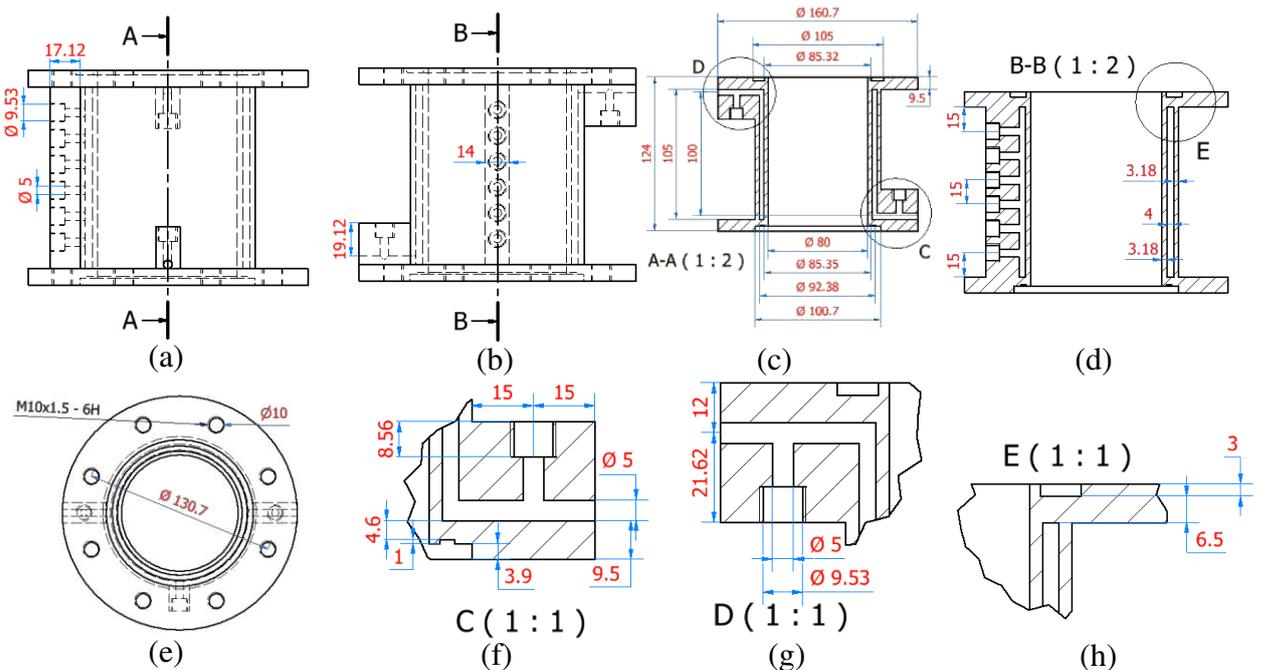
Neste dimensionamento foi escolhido o distribuidor de placa perfurada. O coeficiente de orifício  $C_{d,or}$  é dado por Zenz (1981), sendo, portanto, igual a 0,8. Para uma placa fina ( $t/d_{or} > 0,09$ ) pode-se utilizar a relação  $C_{d,or} = 0,82(t/d_{or})^{0,13}$  (QUERESHI e CREASY, 1979). A razão  $u_o/u_{or}$  fornece a fração de área aberta na placa distribuidora, que deve ser menor que 10% (KUNII e LEVENSPIEL, 1991).

### 3. Resultados e discussão

As principais dimensões do trocador de calor e suas partes auxiliares podem ser visualizadas nas Figuras 1 a 3. Todas as dimensões estão expressas em milímetros.

A Figura 1(a) mostra um pente de termorresistências para avaliar o perfil de temperatura da jaqueta d'água. As sondas de PT-100, utilizadas para a medição de temperatura, têm 4,7 mm de diâmetro. Anilhas atarraxadas são responsáveis por fixar as sondas no pente de PT-100. A Figura 1(b) mostra a vista frontal do pente de PT-100. A Figura 1(c) é um corte da vista frontal do trocador de calor, onde a altura da jaqueta d'água calculada pela Eq. (26) pode ser visualizada. O sulco da Fig. 1(c) é para encaixar a placa perfurada.

Figura 1 – Principais dimensões do trocador de calor: (a) Vista frontal do trocador de calor; (b) Vista da lateral esquerda do trocador de calor; (c) Corte A-A; (d) Corte B-B; (e) Vista inferior do trocador de calor; (f) Detalhe C do corte A-A; (g) Detalhe D do corte A-A; (h) Detalhe E do corte B-B

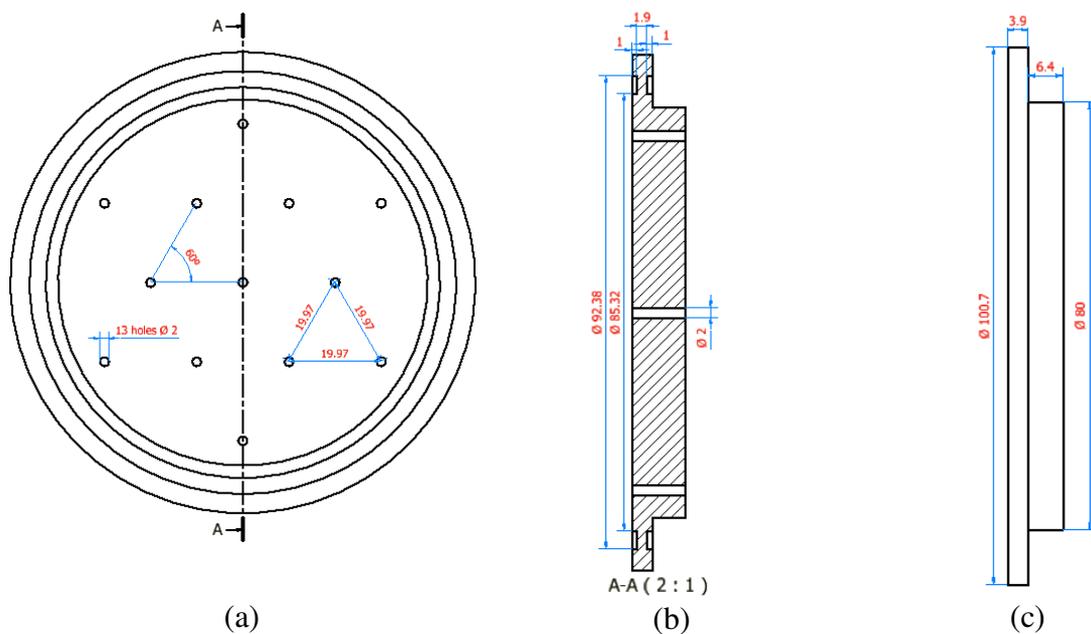


Fonte: Própria.

A Figura 1(d) mostra a distância entre os centros dos PT-100 no pente de termorresistências, e a espessura da jaqueta d'água. A Figura 1(e) mostra a vista inferior do trocador de calor com o detalhe da distância entre os centros dos furos dos parafusos do *flange*. A Figura 1(f) mostra o detalhe C do corte A-A da vista frontal do trocador de calor, onde é possível observar a entrada de água e a posição da sonda de PT-100. O detalhe C (entrada de água) tem uma anilha atarraxada para fixar a sonda PT-100. A Figura 1(f) também mostra a profundidade do sulco onde a placa perfurada é encaixada. O centro do orifício da sonda PT-100 está centralizado na aba do *flange*. A Figura 1(g) mostra o detalhe D do corte A-A da vista frontal do trocador de calor, onde é possível observar a saída de água e a posição da sonda PT-100. A entrada e saída de água são simétricas, mas são posicionadas em lados opostos. A Figura 1(h) mostra o detalhe E do corte B-B da vista da lateral esquerda do trocador de calor, onde é possível observar a profundidade do sulco no *flange*.

As principais vantagens de uma placa perfurada que se pode elencar são a fabricação simples, o baixo custo, o fácil manuseio para o redimensionamento dos orifícios, além de ser de fácil limpeza e de fácil aumento ou redução de escala. Adicionalmente, facilita o acoplamento de injetores, caso necessário (YANG, 2003).

Figura 2 – Principais dimensões da placa perfurada: (a) Vista superior da placa perfurada com 13 orifícios em arranjo triangular; (b) Corte A-A da vista superior da placa perfurada com 13 orifícios em arranjo triangular; (c) Vista lateral da placa perfurada com 13 orifícios em arranjo triangular



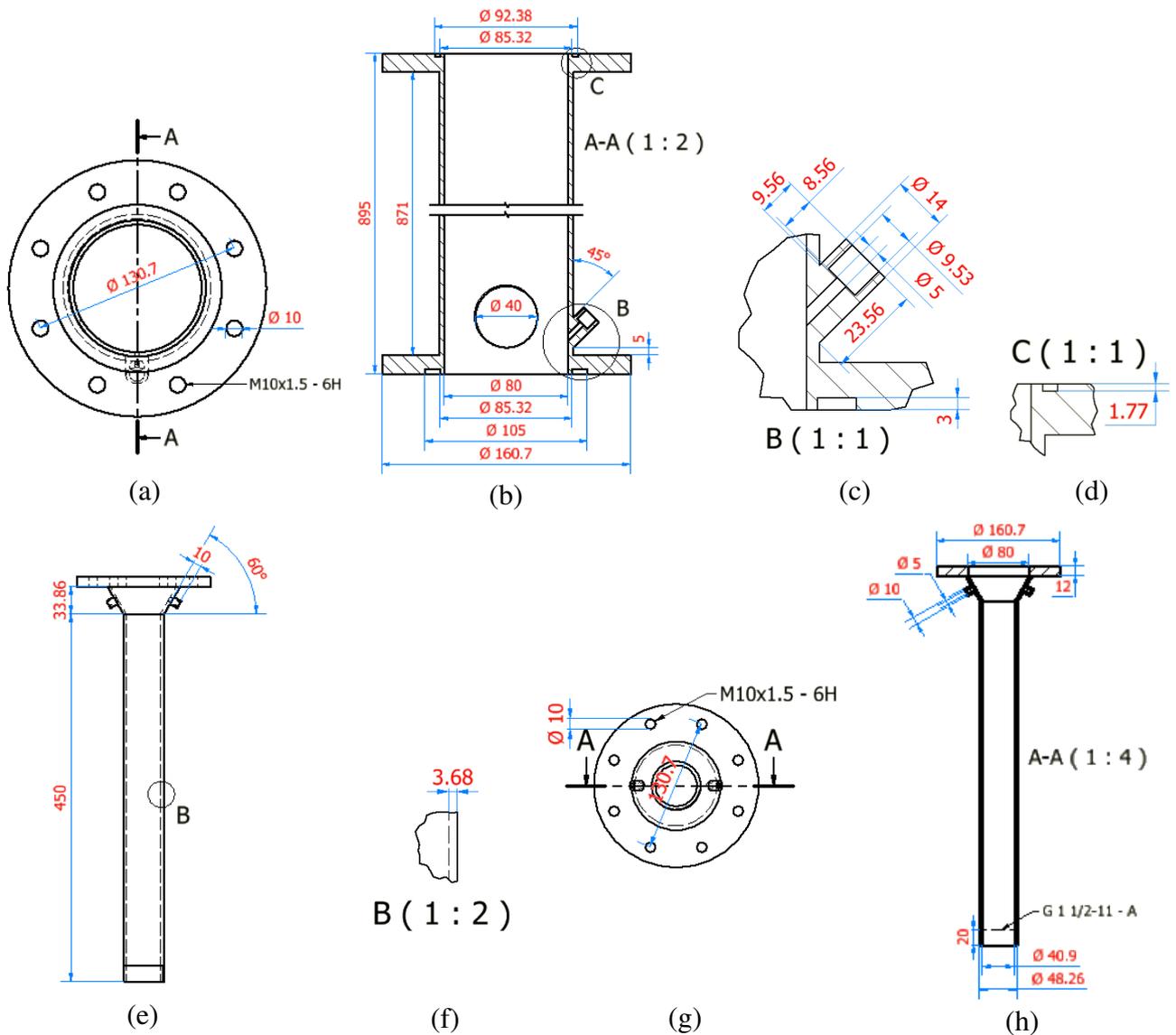
Fonte: Própria.

A Figura 2(a) mostra a vista superior da placa perfurada onde é possível visualizar treze orifícios em um arranjo triangular. O passo dos orifícios foi calculado pela Eq. (40). A

Figura 2(b) mostra o corte A-A da placa perfurada, onde os diâmetros interno e externo do sulco, bem como a profundidade do sulco são cotados. A Figura 2(c) mostra o diâmetro da aba da placa perfurada e o diâmetro da parte inserida no leito da placa perfurada.

A Figura 3(a) possui as mesmas considerações que a Figura 1(e). A Figura 3(b) mostra a altura da coluna, cuja altura mínima é dada pela Eq. (11).

Figura 3 – Principais dimensões da coluna de fluidização e do *plenum*: (a) Vista superior da coluna de fluidização; (b) Corte A-A da vista superior da coluna de fluidização; (c) Detalhe B do corte A-A da vista superior da coluna de fluidização; (d) Detalhe C do corte A-A da vista superior da coluna de fluidização; (e) Vista vertical do *plenum*; (f) Detalhe B da vista vertical do *plenum*; (g) Vista superior do *plenum*; (h) Corte A-A da vista superior do *plenum*



Fonte: Própria.

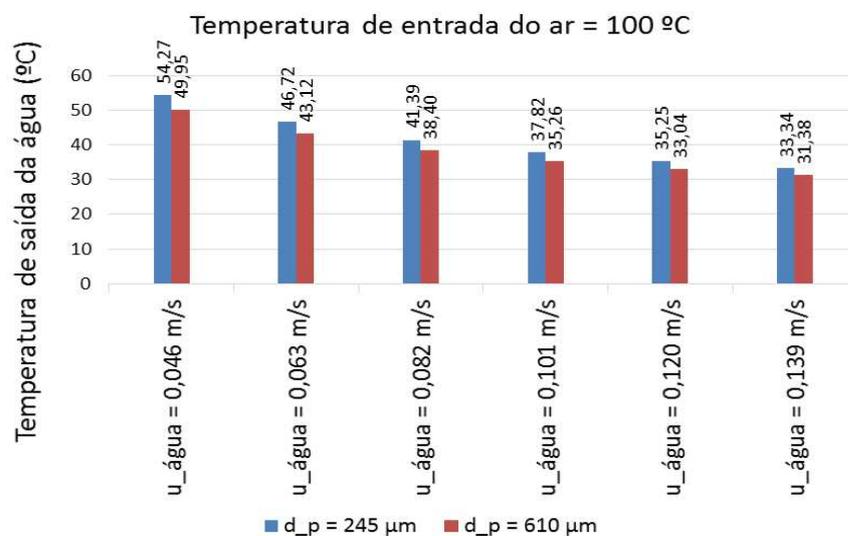
A Figura 3(b) também mostra o diâmetro do visor do leito, a inclinação do soquete da sonda de PT-100, e os diâmetros interno e externo do *flange*. A Figura 3(c) mostra o detalhe B do

corte A-A da coluna de fluidização, onde são especificados todos os diâmetros do soquete da sonda de PT-100, bem como a profundidade do sulco. A Figura 3(d) mostra o detalhe C do corte A-A da coluna de fluidização. O *plenum* é montado em baixo do trocador de calor e, portanto, os *flanges* do *plenum* e do trocador de calor têm as mesmas dimensões, Fig. 1(e) e Fig. 3(g). No *plenum*, o ar quente é admitido através de um soprador. Esse ar é aquecido por um resistor de 2500 W localizado em um tudo vertical. A dimensão do tubo é no padrão *Schedule 40*, isto é, o tubo tem um diâmetro externo de 48,26 mm com espessura de 3,68 mm. O tronco cônico é responsável por ligar o tubo de ar de admissão com o *flange*. Há duas protuberâncias na superfície do tronco cônico. Estas protuberâncias são conectores para o transdutor de pressão e para a termorresistência PT-100. O tubo vertical do *plenum* é montado em uma cruzeta.

Simulações preliminares do rendimento do trocador de calor foram conduzidas para prever o comportamento de parâmetros de transferência térmica, como a temperatura de saída d'água na passagem pelo trocador e o coeficiente de transferência de calor suspensão-parede em função da velocidade d'água na jaqueta, da temperatura do ar de fluidização, e do diâmetro médio das partículas do leito.

A Figura 4 mostra o comportamento das temperaturas de saída de água em função da velocidade d'água na jaqueta, mantendo-se a temperatura de entrada do ar no valor constante de 100 °C. A água entra a 20 °C.

Figura 4 - Comportamento das temperaturas de saída d'água em função da velocidade do fluido na jaqueta para temperatura de entrada do ar igual a 100 °C

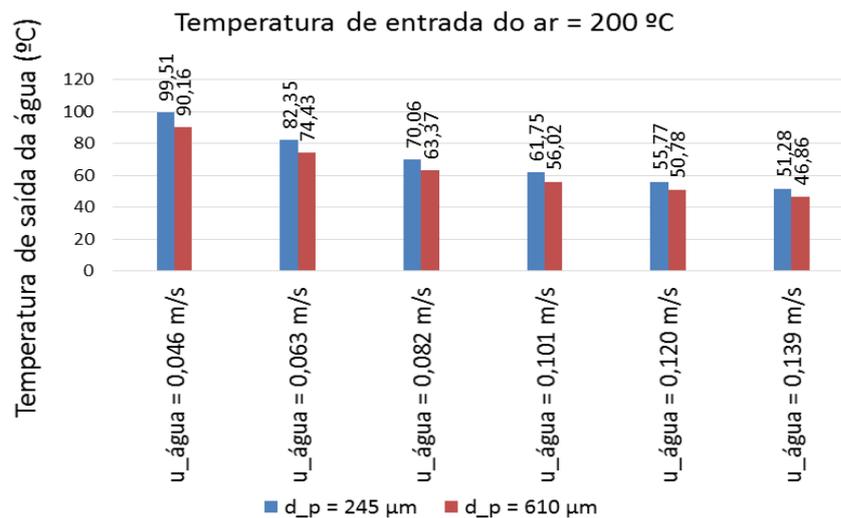


Fonte: própria.

Como esperado, conforme a vazão de água aumenta, as temperaturas de saída do fluido diminuem como consequência do menor tempo de residência d'água no trocador de calor para ser aquecida pela parede do leito. Outro aspecto verificado da Fig. 4 é que as temperaturas de saída da água para as partículas de 245  $\mu\text{m}$  são ligeiramente maiores que as temperaturas de saída do fluido para as partículas de 610  $\mu\text{m}$ . Isso pode ser explicado pelo aumento da área específica de contato partícula-parede para o caso do uso de partículas menores.

A Figura 5 mostra o comportamento da temperatura de saída d'água em função da velocidade do fluido na jaqueta, incrementando-se agora a temperatura de entrada do ar para 200 °C. A temperatura de entrada da água é de 20 °C.

Figura 5 - Comportamento das temperaturas de saída d'água em função da velocidade do fluido na jaqueta para temperatura de entrada do ar igual a 200 °C



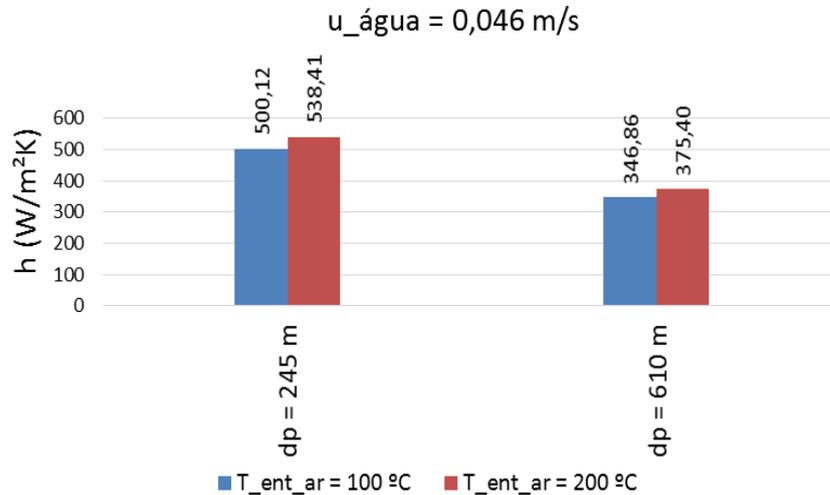
Fonte: própria.

Observa-se que, apesar do comportamento ser similar ao encontrado na Figura 4, a água atinge agora a temperatura de evaporação, na pressão do fluido de 1 atm, quando utilizada uma velocidade de água abaixo de 0,046 m/s, devido ao incremento na potência térmica fornecida com o ar de fluidização.

A Figura 6 mostra o comportamento do coeficiente de transferência de calor suspensão-parede em função do diâmetro de partícula e das temperaturas de entrada do ar para uma velocidade de água igual a 0,046 m/s. Uma característica importante a ser percebida na Fig. 6 é a diferença entre os valores obtidos para o coeficiente de transferência de calor suspensão-parede para os dois diâmetros de partícula estudados. Os maiores valores no coeficiente de transferência de calor suspensão-parede obtidos para as partículas de menor diâmetro se explica pelo aumento da área específica de contato superfície-partícula, o que se traduz,

segundo Kunni e Levenspiel (1991) e Basu (2006), em uma diminuição da espessura da camada de gás entre os sólidos e a parede na coluna de fluidização.

Figura 6 - Comportamento do coeficiente de transferência de calor suspensão-parede em função do diâmetro de partícula e das temperaturas de entrada do ar para uma velocidade de água igual a 0,046 m/s



Fonte: Própria.

Também, como esperado, os coeficientes de transferência de calor suspensão-parede para o mesmo diâmetro de partícula foram maiores quando a temperatura de entrada do ar subiu de 100 °C para 200 °C, em virtude das mudanças nas propriedades do escoamento gás-sólido e leve incremento da parcela de radiação térmica.

#### 4. Conclusões

A partir do trabalho realizado pode-se concluir que os procedimentos de cálculo e as simulações realizadas proporcionaram resultados satisfatórios para o projeto de um trocador de calor de leito fluidizado em escala de bancada, obedecendo os limites fixados das variáveis operacionais. Os parâmetros de construção mais importantes encontrados no procedimento de projeto foram a altura da jaqueta d'água, e as dimensões referentes à geometria da placa perfurada, os quais foram calculados na observância de uma transferência de calor suspensão-parede eficiente e um leito fluidizado borbulhante sob a condição de mínima fluidização. As dimensões dos orifícios da placa perfurada, bem como o passo entre os orifícios foram calculados de modo a manter um comportamento de leito fluidizado borbulhante e sem canais preferenciais. Desse modo, o trocador projetado pode manter uma mistura uniforme das fases sólido-gás e uma temperatura uniforme dentro do leito, isto é, sem gradientes de temperatura ao longo da sua extensão. Com base nos resultados obtidos, verificou-se que os parâmetros

pesquisados na literatura foram realmente apropriados, estando em consonância com o dimensionamento do sistema de leito fluidizado borbulhante para avaliação do coeficiente de transferência de calor suspensão-parede em fluxo gás-sólido. As simulações do rendimento do trocador de calor mostraram valores de coeficiente de transferência de calor suspensão-parede coerentes com o modelo de pacote modificado adotado por Chen (2003). Valores do coeficiente de transferência de calor encontrados por modelos matemáticos são ainda elevados quando comparados aos valores experimentais (YUSUF, HALVORSEN, MELAAEN, 2012). Neste estudo, variando-se a temperatura de entrada do ar de fluidização de 100 para 200 °C, constatou-se uma variação no coeficiente de transferência de calor suspensão-parede na faixa de 347 a 538 W/m<sup>2</sup>K, para tamanhos de partícula de 245 e de 610 µm. Os resultados demonstraram que o modelo adotado pode ser útil para o dimensionamento de leitos fluidizados borbulhantes de bancada acoplados a trocadores de calor de jaqueta cilíndrica com potencial para serem utilizados como sistemas de recuperação de energia térmica. O dispositivo recuperador de calor gás-sólido projetado e analisado visa a melhoria na eficiência energética de instalações industriais, manejando o calor de forma sustentável e garantindo uma melhor gestão de energia.

## REFERÊNCIAS

- BASU, P. **Combustion And Gasification In Fluidized Beds**. USA: Taylor & Francis, 2006. 473 p.
- BOCK, H. J.; MOLERUS, O. **Fluidization**, J.R. Grace and J.M. Matsen, eds., p. 217, Plenum, New York, 1980; **German Chemical Engineering**, 6, 57 (1983).
- CHEN, J. C.; JAKOB, Max Award Lecture, **Journal of Heat Transfer**, 125 (2003) 549 – 566 *apud* Chen, John C.; Grace, John R.; Golriz, Mohammad R.. Heat Transfer *In* Fluidized Beds: Design Methods. **Powder Technology**. Bethlehem PA, p. 123-132. 26 Jan. 2005.
- CHEN, John C.. Surface Contact—Its Significance for Multiphase Heat Transfer: Diverse Examples. **Journal Of Heat Transfer**, Bethlehem PA, v. 125, pp. 549-566, ago. 2003.
- FLORIS F.; GLICKSMAN L.R. **XVI Ichmt Symposium**, Dubrovnik, Paper No. 2-2, (1984) *apud* Kunni, D.; Levenspiel, O. Fluidization Engineering. 2. ed. New York: Butterworth-Heinemann, 1991. 491 p.
- HORIO, M. *et al.* **Fluidization III**, p. 509, New York 1980 *apud* Kunni, D.; Levenspiel, O. Fluidization Engineering. 2. ed. New York: Butterworth-Heinemann, 1991. 491 p.
- HOWARD, J. R. **Fluidized Bed Technology – Principles And Applications**. Adam Hilger, 1989.
- KUNII, D.; LEVENSPIEL, O.. **Fluidization Engineering**. 2. ed. Boston, London, Singapore, Sydney, Toronto, Wellington: Butterworth-Heinemann, 1991. (Series In Chemical Engineering).
- KUNII, D.; SMITH, J. M.. **Aiche Journal**, 6, 71 (1960) *apud* Kunni, D.; Levenspiel, O. Fluidization Engineering. 2. ed. New York: Butterworth-Heinemann, 1991. 491 p.

PEÇANHA, R. P.; MASSARANI, G.. Dimensão Característica E Forma De Partículas. In: **XIV Encontro Sobre Escoamento Em Meios Porosos (Enemp)**, 1986, Campinas - SP. Anais Do XIV Encontro Sobre Escoamento Em Meios Porosos (Enemp), 1986. v. 1. p. 302-312.

QUERESHI, A. E.; CREASY, D. E.. **Powder Technology**, 22, 113–119, 1979. *apud* Basu, Prabir. **Combustion And Gasification In Fluidized Beds**. USA: Taylor & Francis, 2006. 473 p.

SUZUKI, M.; KUNII, D.. **Journal of Faculty Engineering**, University. of Tokyo (1969) *apud* Kunii, D.; Levenspiel, O. **Fluidization Engineering**. 2. ed. New York: Butterworth-Heinemann, 1991. 491 p.

YANG, WEN-CHING. **Handbook Of Fluidization And Fluid-Particle Systems**. New York: Marcel Dekker, 2003.

YUSUF, R.; HALVORSEN, B.; MELAAEN, M. C.. An Experimental And Computational Study Of Wall To Bed Heat Transfer In: A Bubbling Gas–Solid Fluidized Bed. **International Journal Of Multiphase Flow**. Porsgrunn, p. 9-23. 26 Jan. 2012.

ZENZ, F. A.. Elements Of Grid Design, Gas Particle Industrial Symposium, Engineering Society, Western PA, Pittsburgh, 1981. *apud* Basu, Prabir. **Combustion And Gasification In Fluidized Beds**. USA: Taylor & Francis, 2006. 473 p.

## ANEXOS

### Letras romanas

$A_e$	área externa da jaqueta d'água	$h_{packet}$	coeficiente de transferência de calor do pacote de emulsão
$A_i$	área interna da jaqueta d'água	$h_r$	coeficiente de transferência de calor de radiação
$Ar$	número de Arquimedes	$h_w$	coeficiente de transferência de calor na parede
$C_D$	coeficiente de arraste	$h_w^o$	coeficiente de transferência de calor na região da parede de um leito fixo
$C_{d,or}$	coeficiente de orifício	$K_1$	constante 1
$c_{p,s}$	calor específico do sólido	$K_2$	constante 2
$c_{p,water}$	calor específico da água	$k_{air}$	condutividade térmica do ar
$d_b$	diâmetro efetivo de bolha	$k_e^o$	condutividade térmica efetiva de um leito fixo com um gás estagnado
$d_{b0}$	diâmetro inicial de bolha	$k_{ew}^o$	condutividade térmica efetiva de uma camada fina do leito próxima à parede
$d_{bm}$	diâmetro máximo de bolha	$k_g$	condutividade térmica do gás
$D_{e,annular}$	diâmetro equivalente anular	$k_s$	condutividade térmica do sólido
$d_{eq}$	diâmetro equivalente de bolha	$k_{water}$	condutividade térmica da água
$d_{or}$	diâmetro de orifício	$L$	altura do leito
$d_p$	diâmetro de partícula		
$d_t$	diâmetro do leito		
$g$	aceleração da gravidade		
$g_c$	fator de conversão = 1 kg·m/N·s <sup>2</sup>		
$h$	coeficiente de transferência de calor entre parede e leito		
$h_{conv,water}$	coeficiente de transferência de calor da jaqueta d'água		
$H_{jacket}$	altura da jaqueta d'água		

$L_{mf}$	altura mínima de fluidização	$r_2$	raio da parede
$LMTD$	log da diferença média de temperatura	$r_3$	raio da jaqueta
$\dot{m}_{water}$	vazão mássica de água	$t$	espessura do distribuidor
$n_w$	frequência de bolha na vizinhança da parede	$TDH$	altura de transporte arrastado
$N_{or}$	número de orifícios por área	$T_{in,water}$	temperatura de entrada da água
$N_{or,total}$	número total orifícios na placa	$T_{out,water}$	temperatura de saída da água
$Nu_D$	número de Nusselt na região anular	$T_s$	temperatura da superfície
$p_b$	queda de pressão através do leito	$UA$	resistência térmica global
$p_d$	queda de pressão através do distribuidor	$u_b$	velocidade de bolha
$p_{holes}$	passo triangular de orifícios	$u_{br}$	velocidade de crescimento de bolha
$p_{total}$	queda de pressão total	$U_e$	coeficiente de transferência de calor externo
$Pr_{water}$	número de Prandtl da água	$U_i$	coeficiente de transferência de calor interno
$Q$	taxa de transferência de calor	$u_{mb}$	velocidade de mínimo borbulhamento
$\dot{Q}_{air}$	vazão volumétrica de ar	$u_{mf}$	velocidade de mínima fluidização
$Re_D$	número de Reynolds na região anular	$u_{ms}$	velocidade mínima de pistonamento
$Re_p$	número de Reynolds da partícula	$u_o$	velocidade superficial do gás
$Re_{p,mf}$	número de Reynolds da partícula à mínima fluidização	$u_{or}$	velocidade do gás através do orifício
$Re_t$	número de Reynolds do leito	$u_t$	velocidade terminal da partícula
$r_1$	raio do leito	$z$	altura relativa no leito

### Letras gregas

$\alpha$	energia cinética de um jato de um orifício	$\mu$	viscosidade do ar
$\alpha_w$	constante representando a mistura de gás na vizinhança da parede	$\rho$	densidade do ar
$\delta_w$	fração de tempo	$\rho_s$	densidade do sólido
$\varepsilon_f$	porosidade do leito fluidizado	$\sigma$	constante de Stefan-Boltzmann
$\varepsilon_{mf}$	porosidade à mínima fluidização	$\tau$	tempo de médio de residência
$\varepsilon_s$	emissividade do sólido	$\phi_b$	razão de contato entre partículas adjacentes
$\varepsilon_{steel}$	emissividade do aço	$\phi_p$	esfericidade da partícula
$\varepsilon_{uo}$	porosidade à velocidade superficial do gás	$\phi_w$	razão de contato entre partícula e superfície