



**ESTUDO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO-ENERGÉTICO
DA SESSÃO DE PRÉ-AQUECIMENTO DE UMA PLANTA PILOTO DE CAPTURA DE
CO₂, OPERANDO EM LEITO MOVENTE, PELO PROCESSO TSA.**

Bruno Patrício Silvano¹

George Luiz dos Santos Amaral²

Resumo: O artigo apresenta o estudo feito em cima de uma modelagem matemática simplificada, desenvolvida no software Aspen Custom Modeler, usando os métodos das diferenças finitas, para os cálculos de troca térmica de uma seção de pré-aquecimento de uma planta piloto de CO₂, onde buscou-se estimar os coeficientes de troca térmica, tendo em vista que dificilmente são encontrados na literatura para tal processo, e otimizar as condições de operação da planta, de forma que se descobriu que com uma vazão mínima de sólidos de 1600 kg/h, a planta apresenta o melhor desempenho térmico, além de que, a modelagem feita pôde ser validada uma margem de desvio de 10,57% do valor encontrado experimentalmente

Palavras-Chave: Simulação. Dióxido de carbono. TSA. Modelagem. Engenharia.

1 INTRODUÇÃO

O carvão mineral, bem como outros combustíveis fósseis, exercem funções muito importante na geração de energia elétrica, sendo atualmente responsáveis por uma boa parcela da produção mundial de eletricidade (KIM ET. AL, 2016).

Como uma das desvantagens do uso destes recursos como fonte energética, tem-se a alta emissão de gases prejudiciais ao meio-ambiente como o dióxido de carbono (CO₂). Estados Unidos, por exemplo, as plantas de queima de carvão, emitem, anualmente, cerca de dois milhões de toneladas de CO₂, o que representa dois terços de toda a emissão do país. (KIM ET. AL, 2016).

Segundo os dados do Sistema de Estimativa de Emissão de Gases do Efeito Estufa, só em 2003 o Brasil emitiu cerca de 1,9 gigatonelada de CO₂ na

¹ Graduando em Engenharia Química – UniSATC – E-mail: brunopsilvano97@gmail.com

² Professor. do Cento Universitário UniSATC.. E-mail: george.amaral@satc.edu.br



atmosfera, sendo que destes, 363 milhões de toneladas foram advindas da queima de combustíveis fósseis.

No ano de 2016, com o intuito de diminuir a emissões dos gases do efeito estufa a partir de março de 2020, foi assinado o Acordo de Paris, dentre algumas das medidas os países desenvolvidos comprometeram-se em investir 100 bilhões de dólares por ano em medidas de combate às mudanças climáticas em países em desenvolvimento.

No que tange a área de estudo, muitas propostas vêm sendo desenvolvidas com o intuito de mitigar a emissão de CO₂. Como base, alguns estudos propõem o desenvolvimento de plantas de captura de CO₂, utilizando técnicas de adsorção, como a adsorção no método PSA (*Pressure Swing adsorption*) e o VSA (*Vacuum Swing Adsorption*), utilizando adsorventes sólidos em regime de escoamento de leito movente.

O *National Energy Technology Laboratory* (NETL) dos Estados Unidos, propôs em 2016, um sistema que opera em regime de lento movente, com troca direta de calor e em contracorrente, usando como adsorvente sólido uma mistura de polietilenoimina e aminosilanos impregnados no mesoporo de substrato de sílica. Onde a adsorção ocorre por reação deste composto pelo contato com o CO₂ e a água (KIM ET AL., 2016).

Como alternativa, este trabalho propõe-se a se aprofundar nos desafios da modelagem de uma planta piloto de captura de CO₂, operando em TSA (*Temperature Swing Adsorption*), desenvolvida para minimizar as perdas energéticas do processo de captura, utilizando como material adsorvente a zeólita comercial 13x. Cujas modelagem computacional representativa dos fenômenos que ocorrem na planta faz-se necessário, tanto para futuros *scale-up*, como também para estudos de viabilidade financeira.

Portando, este artigo objetiva em realizar a modelagem e simulação para a estimativa de parâmetros de trocas térmicas da sessão de pré-aquecimento de uma planta piloto de captura de CO₂, operando em leito movente, pelo processo TSA. Bem como encontrar o perfil de troca térmica da zona de pré-aquecimento por meio da modelagem e simulação, determinar o coeficiente convectivo de troca-térmica por estimativa de parâmetros e propor melhorias a partir dos resultados obtidos. Utilizando como suporte o *software* Aspen Custom Modeler.



2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O capítulo a seguir discorrerá sobre as referências bibliográficas e dados obtidos de demais pesquisas que sustentam e justificam o desenvolvimento deste trabalho. Será dada ênfase ao cenário atual da geração de energia, emissão de carbono, trabalhos já realizados acerca deste tema, e conceitos pertinentes.

2.1 UM CENÁRIO GERAL DA GERAÇÃO DE ENERGIA E EMISSÃO DE CO₂ NO MUNDO

Segundo dados colhidos pela organização *Global Energy Monitor* da *Carbon brief clean on climate*, desde o início do século XXI o mundo dobrou a sua capacidade de produção de energia elétrica através da queima de carvão, tendo em 2020 um poderio energético de 2,045 gigawatts (GW). Atualmente é gerado por ano, no mundo, cerca de 9,843 terawatt-hora (TWh), sendo a China a maior geradora deste tipo de energia. O resultado disto é a emissão de 9,788 megatoneladas (Mt) de dióxido de carbono para a atmosfera.

Embora apresente uma ampla capacidade de geração de energia, conforme os dados da *International Energy Agency* (IEA) de 2016, o carvão ocupa o segundo lugar na matriz energética mundial com uma fatia de 27,1%, ficando atrás dos derivados de petróleo com 31,9%. Além destes, o gás natural representa 22,1% e a biomassa 9,8%.

2.2 O PROCESSO ARI

O processo da planta piloto estudada nesse artigo foi elaborado pela *Adsorption Research Inc.* ARI. De maneira similar aos exemplos descritos na sessão anterior, o processo ARI é dividido basicamente em 4 sessões a adsorção, o pré-aquecimento, a regeneração ou dessorção e a recuperação energética (KNAEBEL, 2009)

O processo de captura de CO₂ inicia-se no topo do reator, onde o adsorvente sólido é descarregado e desliza pela ação da gravidade com volume de sólidos baixo quando comparado com o volume total. A parte inferior da zona de adsorção é alimentada com gás de combustão, com velocidade inferior à de mínima



fluidização, proveniente de queimadores e resfriada pelo trocador de calor de placas acoplado na sessão de dessorção (KNAEBEL, 2009).

No interior da sessão de adsorção são colocadas placas perfuradas com o objetivo de prolongar o tempo de residência do adsorvente sólido e consequentemente aumentar o tempo de contato da mesma com o gás de combustão. A adsorção dá-se pela afinidade química das moléculas de CO₂ e H₂O com os sítios dos poros do adsorvente (PERRY, 2008).

Após a adsorção, as partículas sólidas deslizam em regime de leito movente, para a sessão de pré-aquecimento, onde as mesmas recebem uma grande quantidade de energia, através de troca térmica com trocadores de calor alimentados com um fluido térmico aquecido na zona de recuperação energéticas (KNAEBEL, 2009).

Já na sessão de dessorção ou regeneração, o adsorvente recebe energia suficiente para o processo de dessorção ou desprendimento das moléculas de carbono, que se dá pela troca de calor com placas planas, por onde passa o gás de combustão. O gás dessorvido é retirado por meio da aplicação do vácuo. (KNAEBEL, 2009)

Por fim, a sessão de recuperação energética, que se assemelha a de pré-aquecimento, o fluido térmico através dos trocadores de calor, absorve a caloria do adsorvente, resfriando-o. (KNAEBEL, 2009)

Após o resfriamento o adsorvente passa por uma válvula que regula o fluxo mássico e através de um elevador de canecos é reabastecido na sessão de adsorção (KNAEBEL, 2009).

2.2.1 Adsorção por oscilação de temperatura

O processo de adsorção por oscilação de temperatura ou por oscilação térmica, da sigla inglesa TSA *Temperature Swing Adsorption*, ocorre normalmente em dois leitos, o leito de adsorção, cuja molécula de adsorbato é atraída para o interior do adsorvente e a regeneração, onde esta mesma molécula é liberada. De forma que a adsorção do primeiro leito se dá a baixas temperaturas, aumentando a seletividade, e a sua regeneração se dá a temperaturas superiores (PERRY, 2008).



O tempo de adsorção é mais rápido que o tempo de dessorção, o que significa dizer que para um determinado tempo de ciclo, igual para os dois leitos, somente uma fração do que foi adsorvido será dessorvido. Uma maneira de aumentar a fração adsorvida, é utilizando uma temperatura no ciclo de regeneração muito maior que a utilizada na adsorção ou que se aumentando o tempo de residência na sessão de regeneração. Quanto maior for a afinidade entre a molécula adsorvida e o sólido adsorvente, maior será a oscilação de temperatura necessária, para a sua liberação. (RUTHVEN, 1984).

2.2.2. Material adsorvente

Os adsorventes são materiais naturais ou sintéticos amorfos ou microcristalinos. (PERRY, 2008).

Na separação e purificação de gases, como é o caso do processo de captura de CO₂, é muito comum que se utilize adsorventes sólidos como a sílica-gel, compostos de carbono, e zeólitas sintéticas (que são peneiras moleculares de aluminossilicatos desidratados), devido a suas áreas superficiais serem maiores que de outros materiais. Além disso, devido as dimensões dos poros, se tornam mais seletivas a determinadas moléculas gasosas, como os poros da zeólita sintética, por exemplo, que variam de 0,4 a 1,3 nanômetros (nm) (PERRY, 2008).

A adsorção ocorre principalmente por duas principais forças de repulsão-dispersão, as forças de London e a de Van der Waals (PERRY, 2008) durante o processo de difusão, dito difusão intracristalina. A interação dessas moléculas com a superfície do microporo da zeólita, resulta em uma reação exotérmica, com a liberação de calor, que em partes é absorvida pelo sólido adsorvente e o restante dissipa na vizinhança, à variação desse calor, dá-se o nome de calor isostérico de adsorção (DO, 1998).

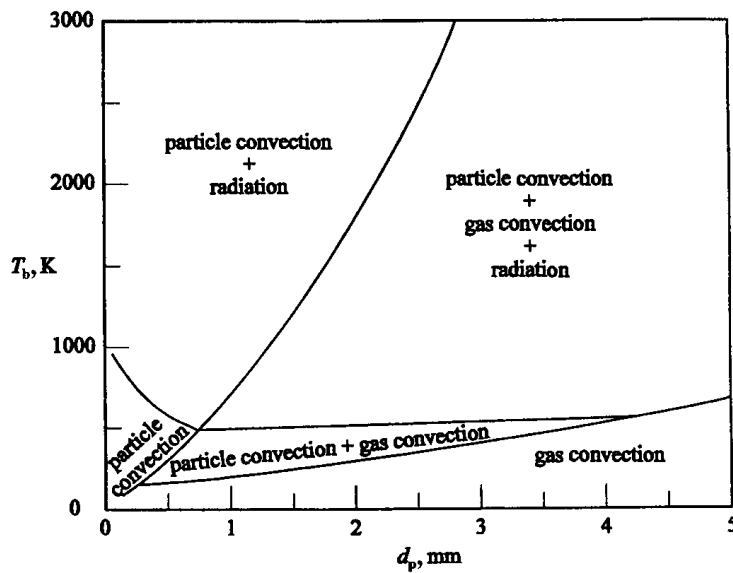
2.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Na literatura são encontrados frequentemente três modos de transferência de calor, por condução quando há o contato ou interação de duas superfícies, sendo ao calor da superfície mais energizada para a menos energizada. Por convecção

quando há o contato de uma superfície estática e um fluido em movimento e a radiação quando uma matéria emite calor através de ondas eletromagnéticas ou fótons (CENGEL, 2002).

Rohsenow et al., (1998), conforme pode ser visto na Fig. 1, faz uma aproximação dos fenômenos governantes conforme características do leito, para um leito fluidizado.

Figura 1 - Fenômenos governantes em um leito fluidizado



Fonte: Rohsenow et al (1998)

Ainda segundo o autor o modo que governa a transferência de calor em leitos fluidizados é a temperatura do leito e o tamanho da partícula, percebe-se também que a convecção da partícula é importante em quase todos os casos, exceto a baixas temperatura e grandes tamanhos de partícula. (ROHSENOW, 1998).

2.4.1 Condução



Cengel (2002), mostra que levando em consideração a transferência de calor através de duas placas de metais de área transversal, que estão pressionadas uma contra a outra. A transferência de calor através da interface dessas duas placas, é a soma da transferência de calor através dos pontos de contato dos sólidos e os *gaps* de ar na area de não-contato e pode ser expresso como a Eq. 1:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_c + \dot{Q}_g \quad (1)$$

Onde:

\dot{Q} = quantidade total de calor transferida (W);

\dot{Q}_c = quantidade de calor transferida pelo sólido (W);

\dot{Q}_g = quantidade de calor transferida pelos “*gaps*” (W);

Ou também pode ser expresso de maneira análoga a lei de resfriamento de Newton como a Eq. 2:

$$\dot{Q} = h_c A \Delta T \quad (2)$$

Onde:

\dot{Q} = Quantidade de calor (W);

h_c = coeficiente de troca térmica (W/m²K);

A = Área de troca térmica (m²);

ΔT = Variação de temperatura (k);

A quantidade h_c que corresponde ao coeficiente de transferência de calor e é expresso como a Eq. 3:

$$h_c = \frac{\dot{Q}/A}{\Delta T} \quad (3)$$



Cengel (2002) ressalta que na análise do calor de condução através de sólidos multicamadas, assume-se “contato perfeito” na interface das duas camadas, portanto sem queda de temperatura na interface. Mas isso seria o caso apenas quando as superfícies são perfeitamente lisas. Porém há casos onde, apesar de parecer lisa, as superfícies formam microscopicamente picos e vales, que são conhecidos como rugosidade microscópica.

Cengel (2002) explica ainda, que quando há a formação desses picos e vales o vazio formado por eles é ocupado pelo ar, que por sua baixa condutividade térmica irá agir com um isolante, portanto a interface ocasionará uma resistência a transferência de calor, que é chamada de resistência do contato térmico.

2.4.2 Convecção

A convecção é a combinação dos efeitos transferência de calor por condução e da movimentação do fluido de forma que quanto maior for a velocidade de deslocamento do fluido, maior será a transferência de calor no processo. Ela pode ser natural ou forçada. O primeiro caso se dá quando a movimentação do fluido acontece por um gradiente de concentração, ou temperatura, que provoque uma variação na densidade, ou em casos de mudança de fase. O segundo caso se dá quando há uns equipamentos como bombas e ventiladores ocasionando o movimento. A convecção depende da geometria do material de escoamento, a natureza do movimento, e propriedades do fluido, como por exemplo, sua velocidade superficial (CENGEL, 2002).

A dependência da transferência de calor por convecção com as propriedades do fluido pode ser entendida melhor quando se analisa e compreende as camadas e o regime de escoamento, bem como a formação da camada limite (CENGEL 2002).

2.4.3 As camadas limite

Ao escoar e entrar em contato com uma superfície, as partículas do fluido que estão em contato com a superfície do material adquirem a velocidade nula, o que causa uma desaceleração das moléculas da camada seguinte, que por sua vez



interferem na camada seguinte até o momento em que os efeitos desta desaceleração não sejam mais sentidos, para esta região dá-se o nome de camada-limite de velocidade. A medida que escoar pelo eixo y , a espessura da camada limite aumenta, devido ao aumento do efeito das forças viscosas (INCROPERA, 2007).

Análogo a camada-limite de velocidade, a térmica, ocorre por meio do contato do fluido com uma superfície com temperatura diferente da mesma, assim as moléculas em contato com a superfície entram em equilíbrio térmico com a mesma, e por sua vez entrando em equilíbrio com camadas superiores, até que efeito se torne desprezível. A espessura da camada limite aumenta com x . O fluxo térmico pode ser calculado pela lei de Fourier em fluidos, ou pela combinação da mesma com a lei de resfriamento de Newton (INCROPERA, 2007).

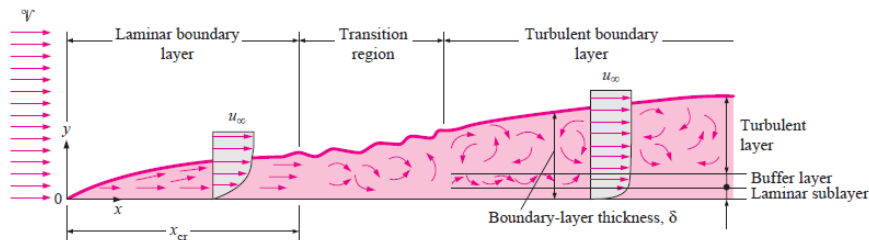
Quando há um gradiente de concentração a massa será transferida devido ao mesmo e também ao movimento do fluido, como, por exemplo, quando o ar passa por uma superfície de água e há a transferência de vapor d'água para a fase gasosa. (INCROPERA, 2007)

Portanto a camada limite existirá sempre que houver um escoamento por uma superfície e se caracterizará por um gradiente de temperatura (no caso da camada-limite térmica) entre ela e a camada de escoamento livre. A espessura dessa cama sempre aumentará com o aumento do eixo x . (INCROPERA, 2007).

O escoamento nas camadas pode ser classificado em laminar ou turbulento. Laminar quando o escoamento é altamente ordenado, como é o caso de fluidos de alta viscosidade, e turbulento quando o escoamento é caótico, para fluidos de baixas viscosidades como o ar. (CENGEL, 2002)

A Fig. 2, mostra a formação da camada limite, bem como o comportamento do escoamento laminar e turbulento

Figura 2 - Camada limite e perfil de escoamento



Fonte: Cengel (2002)

O regime de escoamento pode ainda, ser encontrado numericamente a partir da razão das forças inerciais pelas forças viscosas, que resulta no conhecido número de Reynolds que é representado pela Eq. 4. (CENGEL, 2002)

$$Re = \frac{\rho Lv}{\mu} \quad (4)$$

Onde:

ρ = Massa específica do fluido (kg/m^3);

L = Comprimento da placa (m);

v = Velocidade do fluido (m/s);

μ = Viscosidade do fluido (Pa.s);

Em números de Reynolds altos as forças de inercias são muito maiores impedindo que as forças viscosas estabilizem o escoamento, o que faz com que ocorra as turbulências, a recíproca, para números de Reynolds baixos, o escoamento é estabilizado e, portanto, torna-se laminar. O número onde ocorre a transição dos regimes de escoamento varia conforme a geometria da superfície. (CENGEL, 2002)

Além do Reynolds, o número adimensional de Nusselt também se faz essencial em fenômenos de transferência de calor convectiva, definido como a razão da quantidade de calor transferida por convecção pela quantidade de calor transmitida pela condução, é conhecido como o coeficiente convectivo de transferência de calor adimensional, por justamente, ser utilizado para encontrar o coeficiente convectivo, conforme a Eq. 5 (CENGEL, 2002).



$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (5)$$

Onde:

k = condutividade térmica do fluido (W/mK)

h = coeficiente convectivo (W/m²K);

L = Comprimento da placa (m);

2.4.4 Transferência de calor em trocadores de calor

As correlações para convecção forçada sejam do regime laminar ou turbulento para fluidos de única fase representa uma importante classe de soluções de transferência de calor para aplicações de trocadores de calor. Quando um fluido viscoso entra em um duto uma camada limite se formará, ao longo da parede. A camada limite gradualmente preenche toda a transversal e então o fluido é considerado plenamente desenvolvido. A distância na qual a velocidade se torna plenamente desenvolvida é chamada de hidrodinâmica ou velocidade de entrada comprimento. Teoricamente, uma aproximação para o perfil de velocidade plenamente desenvolvida é assintótica, e além do mais, seria impossível definir o local onde a camada limite preenche completamente o duto. Mas para o propósito prático, o comprimento de entrada hidrodinâmico é finito. (KAÇAC, 2012)

Os coeficientes de transferência de calor e os de fricção para regime turbulento em dutos não-circulares foram compilados por Bhatti e Shah. Uma prática comum é empregar o diâmetro hidráulico nas correlações de dutos circulares para determinar o Nu e o f para regimes turbulentos em dutos não circulares. Para a maioria dos dutos não-circulares lisos, os fatores de atrito experimentais precisos e constantes estão dentro de um intervalo de +-10% daqueles determinados utilizando correlação de dutos circulares com o diâmetro hidráulico (Dh) no lugar do diâmetro (d). Da mesma forma, Nusselt possui de +-10% a +-15% de acuracidade, exceto para alguns formatos pontiagudos e canais estreitos. Essa ordem de acuracidade é adequada para cálculos do coeficiente de transferência global e da queda de pressão na maior parte dos



problemas práticos de design. (KAÇAC, 2012). Para *pillow plates*, Thulukkanam (2013) define Nusselt da seguinte conforme a Eq. 6:

$$Nu = 0,374Re^{0,668}Pr^{0,33} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,15} \quad (6)$$

Onde:

μ_b = viscosidade na temperatura bulk (Pa.s);

μ_w = viscosidade na temperatura da parede (Pa.s);

Para Welty *et al.* (2008) os trocadores de calor denominado recuperadores as duas correntes, a quente e a fria não entram em contato diretamente sendo separados por paredes curvadas ou lisas. Para fluídos a troca de calor dá-se por convecção, do fluído quente para a parede, por condução através da parede, e por convecção para o fluído seguinte. O autor ainda indica que a taxa calor devido ao movimento do fluído, pode ser representada através da primeira lei da termodinâmica Eq.7.

$$\dot{Q} = JC_p\Delta T \quad (7)$$

Onde:

Q= Energia interno do fluído (W);

J= Vazão mássica (kg/s);

C_p = Calor específico (J/Kg°C);

ΔT = Variação de temperatura (°C);

2.5 SIMULAÇÃO DE PROCESSO

O Aspen Custom Modeler (ACM) oferece soluções de projeto, operação, manutenção e otimização de processos por meio de modelagem. Permite que o modelo seja customizado por meio da descrição das equações e scripts que melhor o represente, e pode eventualmente ser integrado aos demais softwares da AspenTech.



As propriedades dos materiais podem ser importadas da base de dados do *Aspen Plus* ou *Aspen HYSYS* para o ACM, caso seja necessário (ASPENTECH, 2003).

O ACM permite também que parâmetros sejam estimados dentro da caixa pelos métodos de mínimos quadrados ponderados ou regressão linear ponderada e máxima probabilidade de log, ou máxima verossimilhança. (ASPENTECH, 2003).

2.5.1 Quadrados mínimos ponderados

A estimativa pelo método dos quadrados mínimos ponderados, minimiza o quadrado do erro absoluto obtido entre os dados observados experimentalmente e os de projeto. Encontrando a partir dos dados fornecidos, um valor para ϑ que resolva a Eq.8 (ASPENTECH, 2003).

$$\left\{ \sum_{i=1}^{N_{dyn}} \sum_{j=1}^{N_{meas}} \sum_{k=1}^{M_{ij}} W_{ijk}^2 (Z_j(t_{ijk}) - Z_{ikj}) + \sum \sum W_{ij}^2 (Z_{ij} - z_{ij})^2 \right\} \quad (8)$$

Onde as incógnitas são parâmetros experimentais.

2.5.2 Máxima verossimilhança

O método da máxima verossimilhança, como o próprio nome diz, busca validar a máxima probabilidade de um dado observado se repetir. Considera os erros padrões através de um parâmetro de heterocedasticidade (γ) que pode variar de 0 à 2. 0 quando o erro for constante e independente dos valores medidos e 2 quando o erro for proporcional aos valores medidos. Encontra-se valores de γ e ϑ que que resolvam a Eq. 9 (ASPENTECH, 2003).

$$\max \left\{ \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{N_{meas}} \left(n_i (\log 2\pi + 1) + n_i \log \left[n_i \sum_{j=1}^{N_{dyn}} \sum_{k=1}^{M_{ij}} W_j^2 \left(\frac{z_{ijk} - Z(t_{ijk})}{z_{ijk}^{ij}} \right)^2 \right] + \gamma_i \sum_{j=1}^{N_{dyn}} \sum_{k=1}^{M_{ij}} \log W_j z(t_{ijk}) \right) \right. \\ \left. + \frac{1}{2} \sum_{i=j}^{N_{meas}} \left(n_i (\log 2\pi + 1) + n_i \log \left[n_i \sum_{j=i}^{N_{SS}} W_j^2 \frac{(z_U - Z_U)^2}{z_U^{ij}} \right] + \gamma_i \sum_{j=1}^{N_{SS}} \log W_j z_{ij} \right) \right\} \quad (9)$$



Onde as incógnitas são parâmetros experimentais.

3 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

O procedimento experimental deste trabalho, apresenta, passo-a-passo, uma metodologia útil de se estimar parâmetros experimentais em processos com controle de dados, utilizando o software Aspen Custom Modeler.

3.1 TRATAMENTO DOS DADOS EXPERIMENTAIS

Os dados experimentais obtidos em planta piloto foram recebidos em planilhas do software Excel, de forma que as temperaturas dos termopares fossem medidas de minuto a minuto, por um período de cerca de dez horas. Para a utilização dos dados experimentais na simulação computacional, que acontece em estado estacionário, foi necessário analisar o período onde as temperaturas dos testes mantiveram-se estáveis, de modo que se pudesse utilizar o estado estacionário e dentro das condições de operação, o que é perceptível plotando os dados em gráficos e analisando as curvas. O período selecionado foi entre os minutos 61 e 250.

Com o intervalo de tempo definido fez-se a média das temperaturas para cada termopar, de forma que se tenha quatro temperaturas: Entrada e saída do sólido e entrada e saída do fluido térmico dentro do trocador de calor.

O teste escolhido para validar o modelo foi realizado no dia 6 de outubro de 2020, e foi preferido por não apresentar disfunções processuais, como por exemplo, temperaturas de saída menor que a de entrada.

3.2 MODELAGEM MATEMÁTICA

A modelagem matemática do reator foi modelada em linguagem de programação C++ dentro da menu “Custom Modeling” do painel geral do ACM. As discretizações adotadas foram a *Backward Finite Differences* (BFD) para as propriedades e processos relacionados ao sólido e ao leito em geral, e *Forward Finite*



Differences (FFD), para as propriedades relacionadas ao trocador de calor, que está em contracorrente.

As principais equações utilizadas foram as Eq.7 e Eq.2, que representam neste modelo, o fenômeno de troca térmica entre o fluido térmico utilizado em planta piloto e a Eq.6 para a correlação do coeficiente de troca térmica. Os parâmetros de operação, bem como as dimensões do equipamento utilizado para os testes, foram mantidos os valores reais da planta piloto. As condições estão na Tab.1.

Tabela 1 - Condições de operação

Condição	Valor	Unidade
Vazão de sólidos	2240	Kg/h
Rotação da bomba	200	RPM

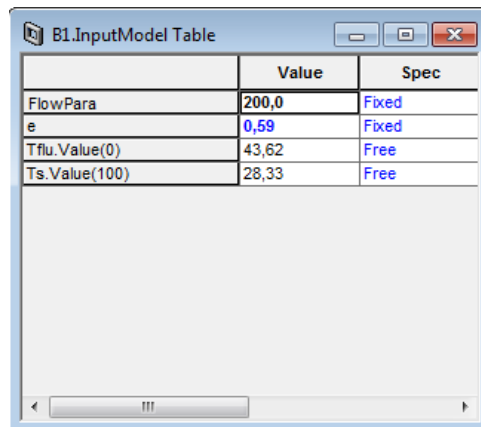
Fonte: Autor (2020).

Por ausência de dados técnicos para fazer a isoterma de adsorção para diferentes moléculas, foi considerado apenas a composição de 10% de dióxido de carbono e 90% de nitrogênio na amostra.

Adotou-se como hipótese também que não há outras perdas de calores, além daquelas transferidos do fluido térmico para o sólido no leito por condução. Além disso considerou-se a temperatura do sólido como uniforme na direção radial e as perdas por atrito irrelevantes, bem como considerou-se que a velocidade do gás no leito é muito baixa, não ocorrendo convecção.

Os testes realizados para a secção do reator analisada, não consideraram a dessorção do gás, logo avaliou-se somente a troca térmica, sem a transferência de massa. Os dados de entrada no software para o pré-aquecimento estão na Fig. 3.

Figura 1 - Entradas do modelo de pré-aquecimento



	Value	Spec
FlowPara	200,0	Fixed
e	0,59	Fixed
Tflu.Value(0)	43,62	Free
Ts.Value(100)	28,33	Free

Onde: e - fração de vazios; FlowPara – Vazão do fluido (kg/h); Tflu – Temperatura do fluido (°C); Ts – Temperatura sólido (°C).

Fonte: Autor (2020).

3.3 ESTIMATIVA DE PARÂMETROS

A estimativa do valor do coeficiente global de troca térmica foi realizada manipulando o valor do mesmo, de forma que a diferença entre a temperatura de saída do sólido experimental e a da simulação fossem a menor possível sem causar anomalias no perfil, ou seja, que o gráfico do perfil de variação de temperatura obtido na simulação, não apresentasse picos ou descontinuidades que não fossem características do processo abordado.

Comentado [JA1]: Qual gráfico? Você tem que citar.

3.4 OTIMIZAÇÃO

Com o modelo validado, o mesmo foi executado alterando as condições do processo, de forma que se atingisse os melhores valores possíveis, ou seja, que a temperatura de saída do sólido na zona de pré-aquecimento fosse a maior possível, respeitando os limites de operação da planta. Primeiramente simulou-se alterando as vazões mássicas de entrada do sólido no leito, utilizando as vazões de 2240kg/h,



1800kg/h e 1600kg/h. E posteriormente variou-se a rotação da bomba do fluido térmico, dentro do trocador de calor, com rotações de 500 RPM, 400 RPM, 300 RPM e 200 RPM.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados obtidos após o tratamento dos dados dos testes realizados em planta piloto são demonstrados na Tab. 2.

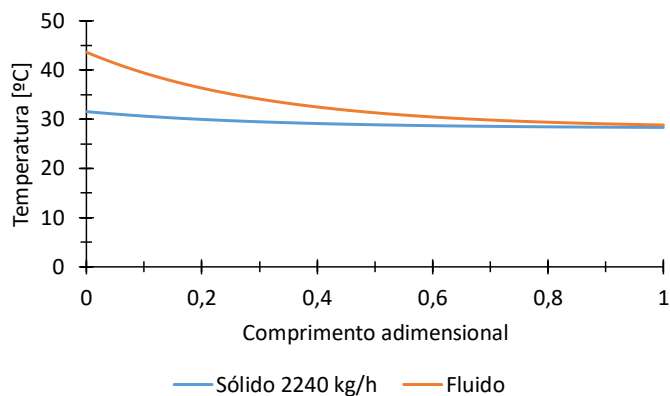
Tabela 2 – Temperatura secção pré-aquecimento obtida experimentalmente

Fase	Entrada	Saída
Sólida	28,33°C	35,27°C
Fluido térmico no pillow plate	43,62°C	35,32°C

Fonte: Autor (2020).

Considerando as correlações utilizadas no modelo para o cálculo do coeficiente global de troca térmica, o valor encontrado foi de 0,014 kW/m²K, o que resulta no perfil de temperatura da Fig. 4.

Figura 4 - Perfil de temperatura na simulação



Fonte: Autor (2020).



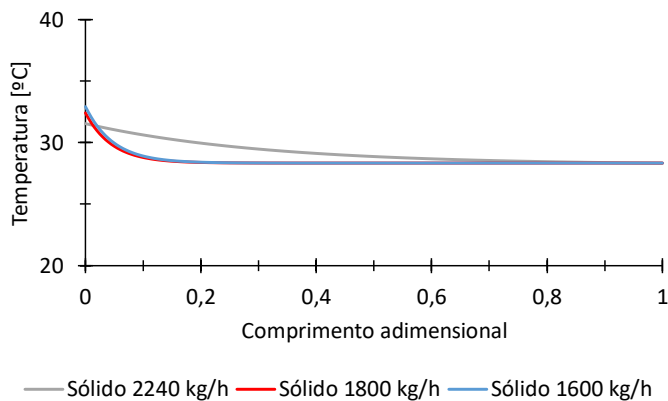
O comprimento adimensional 0 e 1 representam, respectivamente, a base e o topo do reator para a zona de pré-aquecimento. A temperatura do sólido no ponto 0 é de 31,54°C o que representa um desvio de 10,57% do valor de 35,27°C encontrado experimentalmente. O que é um desvio satisfatório para o processo em questão, tendo em vista as premissas adotadas no modelo, tendo uma diferença de temperatura inferior a 5°C.

Percebe-se que utilizando estes valores o fluido térmico entra em equilíbrio térmico com o sólido o que não é visível neste teste, mas foi observado em outros, onde a temperatura do fluido ficou muito próxima da do sólido.

A modelagem adotada permitiu que se manipulasse o valor do coeficiente convectivo até o valor de 0,1 kW/m²K sem causar alterações indevidas no perfil do gráfico. Welty *et al.* (2008) sugere valores para fluidos orgânicos que variam de 0,1 a 0,5 kW/m²K, faixa esta onde, o valor encontrado na simulação se encontra. O que permite considerar o valor encontrado e utiliza-lo para as demais simulações.

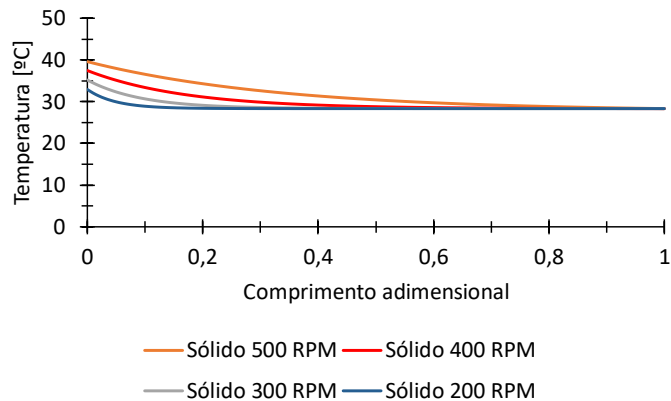
Os resultados das otimizações do processo, tanto para a variação da vazão do sólido, quanto do fluido térmico, aparecem na Fig. 5 e Fig. 6 respectivamente.

Figura 5 - Perfil de temperatura com a variação da vazão mássica de sólidos



Fonte: Autor (2020).

Figura 6 - Perfil de temperatura variando a vazão do fluido térmico



Fonte: Autor (2020).

Analisando os gráficos percebe-se que quanto menor a vazão de sólidos, mais sua temperatura irá subir pois haverá um tempo maior de troca entre o material e o trocador de calor. Já para o fluido térmico, quanto menor a vazão, menos a capacidade de aquecer o sólido, isso ocorre pois, o coeficiente de troca térmica é dependente do número de Reynolds, que por sua vez, é dependente da vazão do fluido, quanto maior a vazão maior o Reynolds e o coeficiente de troca térmica, além disso, baseado na Eq.7 percebe-se que o termo da vazão mássica é diretamente proporcional a quantidade de calor gerado.

Os gráficos apresentados na Fig.5 e na Fig.6 estão combinados, ou seja, o gráfico da Fig.6 foi feito em cima da melhor variação do gráfico da Fig.5, para que se houvesse a melhor hipótese possível. O valor encontrado, para a temperatura de saída do sólido foi de 39,6°C, considerando o desvio do modelo de 10,57%, estima-se que o valor da temperatura de saída na planta piloto será de 43,8°C. Ativando a transferência de massa, tendo a isoterma deste processo como base, esta otimização de temperatura corresponde a um aumento de 2% da eficiência da dessorção de CO₂.



5 CONCLUSÕES

A modelagem desenvolvida permitiu com que se fosse possível estimar o coeficiente convectivo de troca térmica levando em consideração um desvio de cerca de 10,6% dos valores experimentais, o que se apresenta como um resultado promissor e os coeficientes encontrados na simulação estão próximos dos coeficientes globais de troca térmica apresentados na literatura para materiais parecidos.

A modelagem permitiu ainda identificar como é o perfil de temperatura durante o processo com a temperatura do sólido aumentando gradativamente sem picos de aquecimento, o que é determinante para a eficiência do processo tendo em vista que a isoterma depende da temperatura, de forma que, os resultados mostraram um aumento de 2% da eficiência, realizando apenas algumas poucas alterações nas condições operacionais.

A modelagem da zona de pré-aquecimento, por si só não extrai informações conclusivas sobre o processo, para tal, sugere-se que a modelagem das demais seções presentes na planta, sejam feitas e que mais resultados experimentais sejam gerados para a validação do modelo.

REFERÊNCIAS

ASPENTECH (Estados Unidos) (Org.). **Aspen Custom Modeler: Aspen Modeler Reference Guide**. 2003. Disponível em: <<https://www.aspentech.com/en/products/full-product-listing>>. Acesso em: 31 mar. 2020

Carbon brief clean on climate. **Mapped: The world's coal power plants**. Disponível em: <<https://www.carbonbrief.org/mapped-worlds-coal-power-plants>>. Acesso em: 4 abril. 2020.

CENGEL, Yunus. **Heat Transfer: A Practical Approach**. 2. ed. [s.i.]: Mcgraw-hill, 2002. 896 p.



DO, Duong D.. **ADSORPTION ANALYSIS: EQUILIBRIA AND KINETICS**. Londres: Imperial College, 1998. 892 p.

INCROPERA, Frank K. et al. **Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2007.

International Energy Agency. **Shaping a secure and sustainable energy for all**. 2020. Disponível em: < <https://www.iea.org/> >. Acesso em: 9 abril. 2020

KAKAÇ, Sadik; LIU, Hongtan; PRAMUANJAROENKIJ, Anchasa. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design**. 3. ed. Boca Raton: Crc Press, 2012. 615 p.

KIM, Hosoo; MILLER, David C.; BHATTACHARYYA, Debangsu; ZITNEY, Stephen E. Mathematical Modeling of a Moving Bed Reactor for Post-Combustion CO₂ Capture. **AIChE Journal**, Process Systems Engineering, n.2016, p. 3899-3913, 2016.

KNAEBEL, K. S., inventor; Adsorption Research Inc., cessionário. Temperature Swing Adsorption System. United States patent US 7594956 B2. 2009. Sep 29.

MONDINO, Giorgia; GRANDE, Carlos A.; BLOM, Richard. Effect of Gas Recycling on the Performance of a Moving Bed Temperature-Swing (MBTSA) Process for CO₂ Capture in a Coal Fired Power Plant Context. **Energies**, [s.l.], v. 10, n. 6, p. 745-763, 25 maio 2017. MDPI AG. <http://dx.doi.org/10.3390/en10060745>.

PERRY, Robert H.; GREEN, Don W. **Perry's Chemical Engineers' Handbook**. 8ª ed. New York: McGraw-Hill Companies, 2008.

ROHSENOW, Warren M.; HARTNETT, James R; CHO, Young I. (Ed.). **HANDBOOK OF HEAT TRANSFER**. 3. ed. [s.i]: Mcgraw-hill, 1998. 1501 p.



RUTHVEN, Douglas M.. **Principles of adsorption and adsorption process**. Fredericton: John Wiley & Sons, 1984.

THULUKKANAM, Kuppan. **Heat Exchanger Design Handbook**. 2. ed. Boca Raton: Crc Press, 2013. 1216 p.

WELTY, James R. *et al.* **Fundamentals of Momentum, Heat, and Mass Transfer**. 5. ed. Corvallis: Hamilton Printing, 2008. 729 p.