

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
ENGENHARIA MECÂNICA**

LEONARDO MOREIRA DA SILVA

**ANÁLISE COMPUTACIONAL DA TAXA DE PRODUÇÃO DE VAPOR
GERADA EM TROCADOR DE CALOR TIPO JAQUETA ACOPLADO À
SEÇÃO RISER DE UM LEITO FLUIDIZADO CIRCULANTE DE
LABORATÓRIO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PONTA GROSSA

2021

LEONARDO MOREIRA DA SILVA

**ANÁLISE COMPUTACIONAL DA TAXA DE PRODUÇÃO DE VAPOR GERADA
EM TROCADOR DE CALOR TIPO JAQUETA ACOPLADO À SEÇÃO RISER DE
UM LEITO FLUIDIZADO CIRCULANTE DE LABORATÓRIO**

**COMPUTATIONAL ANALYSIS OF THE STEAM MASS FLOWRATE GENERATED
FROM A WATER-JACKET HEAT EXCHANGER COUPLED TO THE RISER OF A
LAB-SCALE CIRCULATING FLUIDIZED BED**

Trabalho de conclusão de curso de graduação apresentado como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Orientador: Prof. Dr. Jhon Jairo Ramirez Behainne.

PONTA GROSSA

2021



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/)

Esta licença permite download e compartilhamento do trabalho desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es), sem a possibilidade de alterá-lo ou utilizá-lo para fins comerciais.

Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.



TERMO DE APROVAÇÃO

ANÁLISE COMPUTACIONAL DA TAXA DE PRODUÇÃO DE VAPOR GERADA EM TROCADOR DE CALOR TIPO JAQUETA ACOPLADO À SEÇÃO RISER DE UM LEITO FLUIDIZADO CIRCULANTE DE LABORATÓRIO

por

LEONARDO MOREIRA DA SILVA

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 13 de maio de 2021 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Dr. Jhon Jairo Ramirez Behainne
Orientador

Profa. Dra. Maria Regina Parise
Membro Titular

Prof. Dr. Luiz Eduardo Melo Lima
Membro Titular

Prof. Dr. Marcos Eduardo Soares
Responsável pelos TCC

**Prof. Dr. Marcelo Vasconcelos de
Carvalho**
Coordenador do Curso

AGRADECIMENTOS

Deixo, nos seguintes parágrafos, minha gratidão a todos que de alguma maneira contribuíram para meu crescimento e formação durante esse período de graduação.

Agradeço, primeiramente, aos meus pais e minha família por todo o amor, apoio e preocupação, por aguentar a distância e ausência em datas importantes e por sempre estarem presentes quando precisei de orientação.

À minha noiva Julie, pelos momentos de carinho, de sabedoria, por estar sempre presente, me apoiar, me guiar e realizar boa parte dessa caminhada ao meu lado.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Jhon Jairo Ramirez Behainne, pela paciência, sabedoria, presença inestimável e carinho com que me guiou nesta trajetória.

Aos meus colegas de turma.

À Secretaria do Curso, pela cooperação.

Somos o que repetidamente fazemos.
A excelência, portanto, não é um feito,
mas um hábito
(Aristóteles)

RESUMO

SILVA, Leonardo Moreira da. **Análise computacional da taxa de produção de vapor gerada em trocador de calor tipo jaqueta acoplado à seção *riser* de um leito fluidizado circulante de laboratório.** 2021. 76 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2021.

A utilização das caldeiras de leito fluidizado circulante (LFC), para a produção de vapor como fonte de calor e/ou de energia elétrica, tem crescido consideravelmente nas últimas décadas pelas vantagens oferecidas em termos de rendimento energético e impacto ambiental. No entanto, a abundante informação disponível na literatura sobre as características operacionais dos evaporadores das caldeiras de LFC comerciais, contrasta com a escassez de dados relatando o desempenho de geradores de vapor acoplados em unidades de fluidização rápida de pequeno porte. O presente trabalho contribui no preenchimento dessa lacuna, propondo um procedimento para o cálculo da vazão mássica de vapor de água que pode ser produzida a partir de um trocador de calor do tipo jaqueta posicionado na coluna *riser* de uma unidade de leito fluidizado circulante em escala de laboratório. Os modelos matemáticos escolhidos para detalhar os fenômenos de transferência de calor, atrelados tanto à mudança de fase da água no interior do trocador de calor, bem como ao escoamento gás-sólido aquecido pela combustão na coluna *riser*, foram obtidos da literatura e implementados no aplicativo *Engineering Equation Solver* (EES®) para sua solução numérica. A partir das condições operacionais impostas ao evaporador, foram obtidos os perfis da taxa de produção de vapor em função da pressão de operação, da velocidade de fluidização no *riser*, do título do vapor gerado, do diâmetro médio da partícula fluidizada, da porosidade média do leito e da temperatura do escoamento gás-sólido. Os resultados mostraram que a taxa do vapor produzido pelo trocador de calor, nas condições operacionais simuladas, pode variar na faixa de 8,5 kg/h a 15,7 kg/h, com a temperatura e a porosidade do leito fluidizado tendo destaque no processo da mudança de fase. Embora os resultados das simulações realizadas tenham mostrado comportamento coerente, testes experimentais na fornalha de LFC estudada se fazem necessários para a validação dos modelos matemáticos implementados.

Palavras-chave: Geração de vapor. Trocadores de calor. Mudança de fase. Caldeiras de leito fluidizado circulante. Escoamento gás-sólido.

ABSTRACT

MOREIRA DA SILVA, Leonardo. **Computational analysis of the steam mass flowrate generated from a water-jacket heat exchanger coupled to the riser of a lab-scale circulating fluidized bed.** 2021. 76 p. Bachelor's Degree (Mechanical Engineering), Federal University of Technology Paraná. Ponta Grossa, 2021.

In last decades, the steam production from circulating fluidized bed (CFB) boilers has deserved importance due to their advantages in terms of energy efficiency and environmental impact. However, the abundant information regarding the operation of evaporators used in commercial CFB boilers contrasts with scarce data detailing the performance of such devices coupled to small fast fluidization units. By recognizing this gap, a procedure to calculate the steam mass flow rate that could be produced from a jacket type heat exchanger externally positioned on the riser column of a lab-scale circulating fluidized bed unit was proposed. Mathematical models extracted from literature were implemented in the Engineering Equation Solver (EES®) software to simulate the heat transfer phenomena related to the water's phase change through the heat exchanger, as well as to the gas-solid flow in contact with riser walls. Profiles of the steam mass flowrate were predicted as a function of the steam pressure, fluidizing gas velocity in the riser, steam quality, bed mean particle diameter, average bed porosity and temperature of the gas-solid flow. Results showed that the steam mass flowrate generated by the small evaporator can vary from 8.5 kg/h up to 15.7 kg/h, suggesting that both the bed temperature and the bed porosity have the highest impact on the phase change process. Although the predicted results obtained from simulations make sense, experimental tests in the lab scale CFB unit here studied are required to validate the proposed mathematical models.

Keywords: Steam generation. Heat exchangers. Phase change. Circulating fluidized bed boilers. Gas-solid flow.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Características do leito na fluidização de partículas sólidas	19
Figura 2 - Esquema do padrão núcleo-anular na fluidização rápida	23
Figura 3 - Esquema de uma caldeira de LFC com seus principais componentes	24
Figura 4 - Esquema de um ciclone de entrada tangencial e saída axial.....	26
Figura 5 - Esquema de uma válvula do tipo <i>loop-seal</i>	27
Figura 6 - Caldeira de LFC com dois tipos de evaporadores	29
Figura 7 - Vista ampliada do evaporador do tipo <i>Water Wall Tube</i>	29
Figura 8 - Variação da camada de gás formada pelas partículas no contato com superfícies	32
Figura 9 - Variação da fração média de bolhas formadas na evaporação ao longo do canal aquecido	38
Figura 10 - Vista da caldeira de LFC do LProT com a localização do evaporador analisado.....	44
Figura 11 - Demarcação das fronteiras do volume de controle referente ao evaporador.....	45
Gráfico 1 - Vazão mássica do vapor produzido em função da pressão de operação.	52
Gráfico 2 - Coeficientes de transferência de calor em função da pressão de operação.	53
Gráfico 3 - Vazão mássica do vapor produzido em função da velocidade de fluidização.....	54
Gráfico 4 - Coeficientes de transferência de calor em função da velocidade de fluidização no <i>riser</i>	55
Gráfico 5 - Vazão mássica de vapor produzido em função do título do vapor. .	56
Gráfico 6 - Coeficientes de transferência de calor em função do título do vapor.	57
Gráfico 7 - Taxa de transferência de calor com mudança de fase em função do título do vapor	58

Gráfico 8 - Vazão mássica de vapor produzido em função do diâmetro da partícula.	59
Gráfico 9 - Coeficientes de transferência de calor em função do diâmetro da partícula.	59
Gráfico 10 - Vazão mássica de vapor produzido em função da porosidade média do leito.	60
Gráfico 11 - Coeficientes de transferência de calor em função da porosidade média do leito.	61
Gráfico 12 - Vazão mássica de vapor produzido em função da temperatura do escoamento gás-sólido no <i>riser</i>.	62
Gráfico 13 - Resultados da variação dos coeficientes de transferência de calor em função das temperaturas.....	63

LISTA DE SIGLAS

CLFC	Caldeira de Leito Fluidizado Circulante
DAMEC	Departamento Acadêmico de Mecânica
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
LFC	Leito Fluidizado Circulante
LFB	Leito Fluidizado Borbulhante
NO _x	Óxido de Nitrogênio
PG	Ponta Grossa
SO ₂	Dióxido de Enxofre
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Latinas

A	Área total da parede	[m ²]
Ar	Número de Arquimedes	[]
Bo	Número de evaporação	[]
C_D	Coeficiente de arrasto	[]
C_l	Calor específico do líquido	[kJ/(kg.K)]
Co	Número de convecção	[]
C_p	Calor específico da partícula	[kJ/(kg.K)]
C_{pg}	Calor específico do gás	[kJ/(kg.K)]
C_{pp}	Coeficiente de correção	[]
C_{sf}	Fração sólida no <i>cluster</i>	[]
C_t	Fator de correção para as diferenças de temperatura	[K]
C_{tubo}	Fator de correção para o comprimento do tubo	[K]
D	Diâmetro do <i>riser</i>	[m]
d_h	Diâmetro hidráulico	[m]
d_l	Diâmetro do canal	[m]
d_p	Diâmetro médio da partícula	[m]
e_c	Emissividade térmica do <i>cluster</i>	[]
e_{dis}	Emissividade térmica da fase dispersa	[]
e_p	Emissividade térmica da partícula	[]
e_w	Emissividade térmica da parede	[]
F_{cb}	Fator de convecção	[]
Fr_l	Número de Froude	[]
f	Fração de tempo que a parede fica coberto pelos <i>clusters</i>	[]
G	Fluxo mássico	[kg/(m ² .s)]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
H	Comprimento do <i>riser</i>	[m]
h	Altura na fornalha	[m]
h_{ae}	Entalpia da água líquida na entrada	[kJ/kg]

h_{as}	Entalpia do vapor na saída	[kJ/kg]
h_c	Coeficiente convectivo do <i>cluster</i>	[kW/(m ² .K)]
$h_{cluster}$	Coeficiente condutivo do <i>cluster</i>	[kW/(m ² .K)]
h_{cr}	Coeficiente de radiação do <i>cluster</i>	[kW/(m ² .K)]
h_d	Coeficiente convectivo da fase dispersa	[kW/(m ² .K)]
h_{dr}	Coeficiente de radiação da fase dispersa	[kW/(m ² .K)]
h_e	Entalpia da água na entrada do evaporador	[kJ/kg]
h_{ge}	Entalpias da corrente gás-sólido na entrada	[kJ/kg]
h_{gs}	Entalpias da corrente gás-sólido na saída	[kJ/kg]
h_l	Coeficiente de transferência de calor da fase líquida	[kW/(m ² .K)]
h_{mf}	Coeficiente de transferência de calor com mudança de fase no interior do evaporador	[kW/(m ² .K)]
h_s	Entalpia da água na saída do evaporador	[kJ/kg]
h_{sp}	Coeficiente de transferência de calor suspensão/parede	[kW/(m ² .K)]
Δh_v	Varição da entalpia	[kJ/kg]
h_w	Coeficiente atribuído à fina camada entre partícula e parede	[kW/(m ² .K)]
i_{lg}	Calor latente de vaporização	[kJ/kg]
K_{FR}	Fator de Correção	[]
k	Condutividade térmica	[kW/(m.K)]
k_l	Condutividade térmica do líquido	[kW/(m.K)]
k_c	Condutividade térmica do <i>cluster</i>	[kW/(m.K)]
k_g	Condutividade térmica do gás	[kW/(m.K)]
L_c	Comprimento característico do leito	[m]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
\dot{m}_{agua}	Vazão mássica da água	[kg/s]
\dot{m}_e	Vazão mássica da água na entrada do evaporador	[kg/s]
\dot{m}_{gs}	Vazão mássica da suspensão gás-sólido	[kg/s]
\dot{m}_s	Vazão mássica da água na saída do evaporador	[kg/s]
Nu_L	Número de Nusselt do líquido	[]
Pr	Número de Prandtl	[]

\dot{Q}	Taxa líquida de transferência de calor através da fronteira do evaporador	[kW/m ²]
q''	Fluxo de calor	[kW/m ²]
Q_{evap}	Taxa de transferência de calor com mudança de fase	[kW/m ²]
$R_{cd,t}$	Resistência térmica por condução	[K/kW]
$R_{condução}$	Resistência térmica por condução	[K/kW]
$R_{convecção}$	Resistência térmica por convecção	[K/kW]
$R_{cv,ext}$	Resistência térmica por convecção e radiação externa	[K/kW]
$R_{cv,int}$	Resistência térmica por convecção e radiação interna	[K/kW]
$R_{radiação}$	Resistência térmica por radiação	[K/kW]
Re_g	Número de Reynolds da corrente gasosa	[]
Re_l	Número de Reynolds do escoamento na fase líquida	[]
RT_{MF}	Resistência térmica da mudança de fase	[K/kW]
r_1	Raio interno	[m]
r_2	Raio externo	[m]
T_b	Temperatura do leite	[K]
ΔT_{EN}	Variação de temperatura para Superaquecimento	[K]
$T_{f,ent}$	Temperatura do fluido frio na entrada	[K]
$T_{f,sai}$	Temperatura do fluido frio na saída	[K]
T_{leito}	Temperatura do leite	[K]
ΔT_{ml}	Média logarítmica da variação de temperatura	[K]
$T_{q,ent}$	Temperatura do fluido quente na entrada	[K]
$T_{q,sai}$	Temperatura do fluido quente na saída	[K]
T_q	Temperatura do fluido quente	[K]
T_s	Temperatura do <i>cluster</i>	[K]
T_{sa}	Temperatura de saturação da água no evaporador	[K]
$T_{saturação}$	Temperatura de saturação	[K]
T_w	Temperatura aproximada da parede do leite	[K]
t_c	Tempo de contato do <i>cluster</i> na parede	[s]
U	Coefficiente global de transferência de calor	[kW/(m ² .K)]
U_t	Velocidade terminal da partícula	[m/s]
U_{lc}	Velocidade do <i>cluster</i>	[m/s]

U_{tr}	Velocidade de transporte da partícula	[m/s]
x	Título do vapor	[]
\dot{W}	Taxa líquida das interações de trabalho nas fronteiras do evaporador	[kJ]

Letras Gregas

ε	Porosidade média da seção transversal	[]
ε_c	Porosidade do <i>cluster</i>	[]
ε_{mf}	Porosidade na mínima fluidização	[]
$(\rho C)_c$	Capacidade térmica volumétrica do <i>cluster</i>	[kJ/(m ³ .K)]
ρ_{dis}	Densidade da fase dispersa	[kg/m ³]
ρ_f	Massa específica do fluido	[kg/m ³]
ρ_g	Massa específica do gás	[kg/m ³]
ρ_l	Massa específica do líquido	[kg/m ³]
ρ_p	Densidade da partícula	[kg/m ³]
ρ_{sus}	Densidade da suspensão	[kg/m ³]
ρ_v	Massa específica do vapor saturado	[kg/m ³]
δ	Dimensão da fina camada	[m]
\emptyset	Esfericidade da partícula	[]
σ	Tensão Superficial	[N/m]
μ_g	Viscosidade dinâmica do gás	[N.s/m ²]
μ_l	Viscosidade dinâmica do líquido	[N.s/m ²]

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	16
1.1 OBJETIVOS.....	17
1.1.1 Objetivo Geral	17
1.1.2 Objetivos Específicos.....	18
1.2 MOTIVAÇÃO.....	18
2. REFERENCIAL TEÓRICO	19
2.1 FLUIDIZAÇÃO.....	19
2.1.1 Velocidade de Mínima Fluidização	20
2.1.2 Velocidade Terminal da Partícula	21
2.2 FLUIDIZAÇÃO RÁPIDA	21
2.3 CALDEIRAS DE LEITO FLUIDIZADO CIRCULANTE.....	23
2.3.1 Vantagens de uma Caldeira de Leito Fluidizado	24
2.3.2 Componentes da Caldeira de Leito Fluidizado Circulante	25
2.3.3 Evaporadores das Caldeiras de Leito Fluidizado Circulante	28
2.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA SEÇÃO RISER DE CALDEIRAS DE LFC.....	30
2.4.1 Coeficiente de Transferência de Calor Suspensão/Parede.....	31
2.4.1.1 Coeficientes de transferência de calor atribuídos ao <i>cluster</i>	33
2.4.1.2 Coeficientes de transferência de calor atribuídos à fase dispersa	36
2.4.1.3 Fração de Tempo	37
2.4.2 Coeficiente de Transferência de Calor com Mudança de Fase Líquido-Vapor.....	37
3. METODOLOGIA	44
3.1 DESCRIÇÃO DO EVAPORADOR	44
3.2 PROCEDIMENTO DE CÁLCULO DA VAZÃO MÁSSICA DE VAPOR PRODUZIDA NO EVAPORADOR	45
3.2.1 Balanço de Energia no Evaporador	46
3.2.2 Transferência de Calor no Escoamento com Mudança de Fase (região anular)	48
3.2.3 Transferência de Calor do Escoamento Gás-Sólido (região no interior do riser)	49
3.3 PLANEJAMENTO DAS SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS	50
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	52

4.1 EFEITO DA PRESSÃO DE OPERAÇÃO DO EVAPORADOR	52
4.2 EFEITO DA VELOCIDADE DE FLUIDIZAÇÃO.....	53
4.3 EFEITO DO TÍTULO DO VAPOR NA SAÍDA	55
4.4 EFEITO DO DIÂMETRO MÉDIO DA PARTÍCULA	58
4.5 EFEITO DA POROSIDADE MÉDIA DO LEITO.....	60
4.6 EFEITO DA TEMPERATURA DO ESCOAMENTO GÁS-SÓLIDO	62
5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	64
REFERÊNCIAS.....	66

1. INTRODUÇÃO

A fluidização é uma operação de interação multifásica, na qual, um conjunto de partículas sólidas adquire características dos fluidos ao ser percolado por um gás ou por um líquido. Dentre as principais vantagens da fluidização, cabe mencionar as altas taxas de transferência de calor e de massa promovidas em processos termoquímicos para geração de energia térmica e elétrica, da indústria do petróleo, da transformação e beneficiamento de minerais, das indústrias química e farmacêutica, dentre outros (KUNII; LEVENSPIEL, 1991).

Desde a primeira metade dos anos 1980, a fluidização tem sido extensamente aplicada em fornalhas que permitem melhorar a eficiência da queima dos combustíveis fósseis, contribuindo na mitigação do impacto ambiental ocasionado por eles. Tais fornalhas são classificadas em dois tipos, as de leito fluidizado borbulhante (LFB) e as de leito fluidizado circulante (LFC). Ambas aproveitam parte da energia do combustível na conversão de água líquida em vapor em grandes caldeiras, para uso direto do calor em processos de transformação ou para a operação de turbinas em ciclo Rankine com geração de energia elétrica. Duas das maiores vantagens oferecidas por estas fornalhas são a redução na emissão dos gases poluentes dióxido de nitrogênio (NO_2) e dióxido de enxofre (SO_2), bem como as altas eficiências de combustão (BASU, 2006).

A fornalha de um leito fluidizado circulante é composta por quatro componentes principais, sendo eles: *riser*, ciclone, *standpipe* e *loop-seal* (válvula de recirculação dos sólidos). No *riser* é onde ocorre a queima do material combustível na presença de partículas inertes, geralmente areia, a qual é a principal responsável pela formação de *clusters* (aglomerados de partículas) na proximidade das paredes do *riser*, aumentando significativamente o potencial da transferência de calor para superfícies em contato. Após a sua passagem pelo *riser*, as partículas inertes e do combustível dirigem-se para o ciclone, onde são separadas da corrente gasosa que segue caminho para fora da fornalha. Os sólidos retidos pelo ciclone descem pelo *standpipe* e são recebidos pela válvula de recirculação, onde são devolvidas ao *riser* para serem submetidas a um novo ciclo de queima (BASU, 2006).

Na região do *riser* localizam-se os principais trocadores de calor de uma fornalha de LFC, os quais podem ter a finalidade de apenas transformar água líquida

em vapor (chamado de evaporador) e/ou também elevar a temperatura do vapor produzido acima do seu ponto de saturação (chamado de superaquecedor). Estes trocadores de calor podem ser posicionados no lado interno ou externo do *riser*, dependendo da escala dimensional e das características da demanda da caldeira. Enquanto caldeiras comerciais usam exclusivamente trocadores de calor internos, as de escala piloto e de laboratório priorizam o uso de trocadores de calor externos, devido às limitações de espaço na seção transversal e à maior razão superfície externa/volume que é oferecida pelos *risers* de pequena dimensão (BASU, 2006).

A literatura disponibiliza vasta informação sobre condições operacionais de evaporadores e superaquecedores localizados internamente em *risers* de caldeiras comerciais de LFC, seja como feixe de tubos encostados sobre as laterais da fornalha ou invadindo a seção transversal na forma de grandes asas (*Wing Walls*) (DUTTA; BASU, 2002; CHINSUWAN; DUTTA, 2009; CHEN; LU; ZHANG, et al., 2018). No entanto, para *risers* com geometria de pequena escala, os dados são praticamente inexistentes. Assim, este trabalho pretende contribuir no preenchimento dessa lacuna, fornecendo informação sobre as condições operacionais de um evaporador do tipo jaqueta concêntrica, posicionado na parte superior do *riser* de uma caldeira de LFC construída em escala de laboratório.

1.1 OBJETIVOS

Este trabalho tem os objetivos geral e específicos descritos a seguir.

1.1.1 Objetivo Geral

O objetivo principal deste trabalho é o cálculo e a análise, sob diferentes condições operacionais, da taxa de produção de vapor de água em um trocador de calor tipo jaqueta acoplado ao *riser* de uma pequena fornalha de leito fluidizado circulante.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Definir um modelo matemático que permita determinar a taxa de produção de vapor de água no trocador de calor em estudo.
- Implementar o modelo matemático desenvolvido no aplicativo *Engineering Equation Solver* — EES®.
- Simular, sob diferentes condições operacionais, o comportamento da produção de vapor gerada pelo evaporador instalado.

1.2 MOTIVAÇÃO

A realização deste trabalho é motivada pelo menor número de pesquisas e artigos da literatura contendo informações relacionadas ao estudo de fornalhas de leito fluidizado circulante em escala piloto ou de laboratório. Uma busca realizada na base de dados *ScienceDirect (Elsevier)*, uma das mais importantes, a combinação das palavras-chave *CFB, boiler, pilot e lab-scale*, indicou que, dos 223 artigos relacionados, apenas 56 envolvem estudos realizados no mundo em equipamentos com capacidade térmica menor que 2 MW, nenhum deles no Brasil. Apenas um trabalho foi encontrado na base de dados de teses e dissertações das universidades do país.

O desenvolvimento de sistemas de geração de vapor de pequeno porte pode ser útil para a implementação de experimentos na busca pelo desenvolvimento de novos processos de queima ou otimização dos mesmos. Ensaios preliminares em equipamentos de laboratório ou piloto podem, por exemplo, demonstrar a viabilização de propostas para a solução de problemas ou melhoria operacional de unidades comerciais, demandando menos tempo e/ou recursos, e diminuindo os riscos envolvidos nas tentativas de implementação das mudanças.

Devido à alta eficiência energética e reduzida emissão de poluentes, as caldeiras de leito fluidizado circulante, bem como as suas vertentes tecnológicas, emergem como alternativas de grande benefício para o Brasil na produção de energia elétrica em usinas, bem como na obtenção de outros produtos de alto valor agregado a partir da conversão termoquímica dos combustíveis sólidos disponíveis.

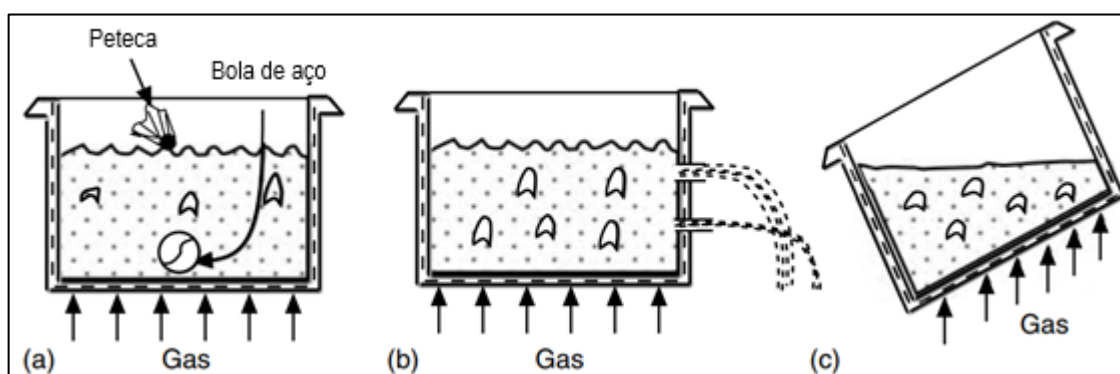
2. REFERENCIAL TEÓRICO

Nesta seção do trabalho, são apresentados, alguns dos princípios da fluidização, da transferência de calor envolvendo o regime de fluidização rápida gás-sólido e também da mudança de fase líquido-vapor. Adicionalmente, descrevem-se os principais componentes das fornalhas de leito fluidizado circulante e alguns outros detalhes relacionados ao cálculo da transferência de calor em evaporadores acoplados em unidades de LFC.

2.1 FLUIDIZAÇÃO

A fluidização é definida como uma operação de interação multifásica, na qual, partículas sólidas adquirem o comportamento de um fluido ao entrarem em contato com gases ou líquidos. Quando aplicada em fornalhas para a geração de calor a partir de combustíveis sólidos, tal operação pode ser realizada utilizando partículas inertes de 0,05 mm a 0,5 mm de diâmetro médio, fluidizadas a uma velocidade do gás na faixa de 1 m/s a 6 m/s e que representam mais de 95% da massa total do leito. Na Figura 1, podem-se verificar algumas das características que o leito de sólidos acaba adquirindo ao alcançar o estado de fluidização, em termos do efeito da densidade do leito em relação a corpos externos, abertura de orifícios para esvaziamento e inclinação do recipiente (BASU, 2006)

Figura 1 – Características do leito na fluidização de partículas sólidas



Fonte: Adaptada de Basu (2006).

2.1.1 Velocidade de Mínima Fluidização

Este parâmetro corresponde ao valor mínimo da velocidade superficial do gás que seria necessário para manter as partículas sólidas em suspensão no leito. Kunii e Levenspiel (1991), apresentaram as Equações (1) e (2) para o seu cálculo aproximado:

$$U_{mf} = \sqrt{\frac{(\phi d_p)(\rho_p - \rho_f)g}{1,75\rho_f}} \varepsilon_{mf}^3 \quad (\text{Re} > 1000) \quad (1)$$

$$\text{Re} = \frac{U_{mf} d_p \rho_g}{\mu_g} \quad (2)$$

Onde:

ϕ – Esfericidade da partícula

d_p – Diâmetro médio da partícula

ρ_p – Densidade da partícula

ρ_f – Massa específica do fluido

ε_{mf} – Porosidade na mínima fluidização

μ_g – Viscosidade dinâmica do gás

Re – Número de Reynolds da partícula

Alternativamente, a Equação (3), em conjunto com a Equação (4), traz resultados mais satisfatórios (KUNII; LEVENSPIEL, 2008):

$$U_{mf} = \frac{\mu}{\rho_f d_p} (\sqrt{33.7^2 + 0.0408 Ar} - 33.7) \quad (3)$$

Onde:

Ar – Número de Arquimedes, definido por:

$$Ar = \frac{3}{4} C_D \left[\frac{d_p U_t \rho_g}{\mu} \right]^2 \quad (4)$$

Onde:

C_D – Coeficiente de arrasto

ρ_g – Massa específica do gás

U_t – Velocidade terminal da partícula

2.1.2 Velocidade Terminal da Partícula

A velocidade terminal representa a velocidade teórica do gás requerida para arrastar uma partícula, não tendo assim mais possibilidade de retorno para a região do leito. Ela tem o mesmo valor da velocidade de equilíbrio atingida pela partícula durante a sua queda livre (BASU, 2006).

A partir de testes experimentais, Hamdan e Al-Qaq (2008) obtiveram uma expressão para determinar o valor da velocidade terminal, sendo esta apresentada na Equação (5):

$$U_t = 1,2d_p \left(\frac{\rho_p^2}{\mu_g} \right)^{1/3} \quad (5)$$

Onde:

μ_g – Viscosidade dinâmica do gás

2.2 FLUIDIZAÇÃO RÁPIDA

A fluidização rápida corresponde ao regime fluidodinâmico de interação gás-sólido utilizado pelos leitos fluidizados circulantes na região da coluna *riser*. Na prática, a velocidade terminal não garante este regime, pois ela aplica-se à condição de equilíbrio de uma partícula isolada no meio fluidizante. Assim, torna-se necessário considerar a velocidade de transporte, a qual consegue promover um arraste líquido de partículas contidas no leito, garantindo a presença do regime de fluidização rápida. Esta velocidade pode ser obtida mediante a Equação (6) (PERALES *et al.*, 1991):

$$U_{tr} = 1,45 \frac{\mu}{d_p \rho_g} Ar^{0,484} \quad (20 < Ar < 50.000) \quad (6)$$

Na fluidização rápida, o padrão de escoamento multifásico é chamado de núcleo-anular. Nesse padrão, o gás e as partículas dispersas se movimentam pelo

centro do *riser* em sentido ascendente, enquanto aglomerados de partículas (*clusters*) descem perto das paredes, formando uma região anular que varia em espessura de acordo com a posição axial no *riser*. Esta variação axial da densidade do leito de sólidos torna-se um fator relevante no estudo da fluidização rápida, condicionando a intensidade das operações de transferência de calor e de massa no sistema. Uma expressão genérica utilizada para calcular a densidade do leito com a altura ou posição axial na coluna *riser* foi desenvolvida por Zhang et al. (2005):

$$\rho_{sus} = \frac{1}{g} \left[A_1 \exp\left(-\frac{h}{t_1}\right) + A_2 \exp\left(-\frac{h}{t_2}\right) \right] \quad (7)$$

onde:

g – Aceleração da gravidade

h – Altura na fornalha

A_1, A_2, t_1 e t_2 - Parâmetros experimentais ajustados conforme característica do perfil axial da queda de pressão estática.

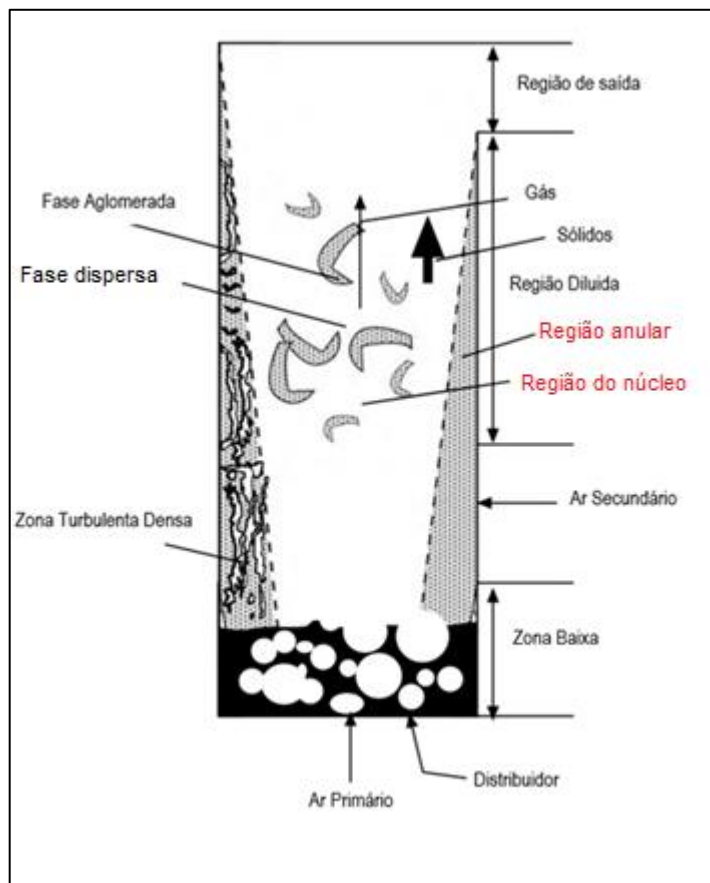
A densidade do leito pode ser determinada de forma aproximada a partir de medições locais da queda de pressão axial, com as quais é possível conhecer a porosidade média da suspensão numa certa região da coluna *riser*, seguindo a Equação (8) (ZHANG et al., 2014):

$$\rho_{sus} = (1 - \varepsilon)\rho_p \quad (8)$$

Onde, ε representa a porosidade média da suspensão.

O padrão de escoamento núcleo-anular formado no *riser* (Figura 2), onde partículas sobem pelo centro e descem pelas paredes na forma de *clusters*, leva a uma circulação líquida de sólidos que ajuda a manter a temperatura uniforme em toda a extensão da fornalha do LFC. Essa uniformidade na temperatura ainda permanece em unidades de LFC de pequena escala, onde a espessura da camada gerada pelos *clusters* é de apenas alguns milímetros (BASU, 2006).

Figura 2 – Esquema do padrão núcleo-anular na fluidização rápida



Fonte: Adaptado de Basu (2006)

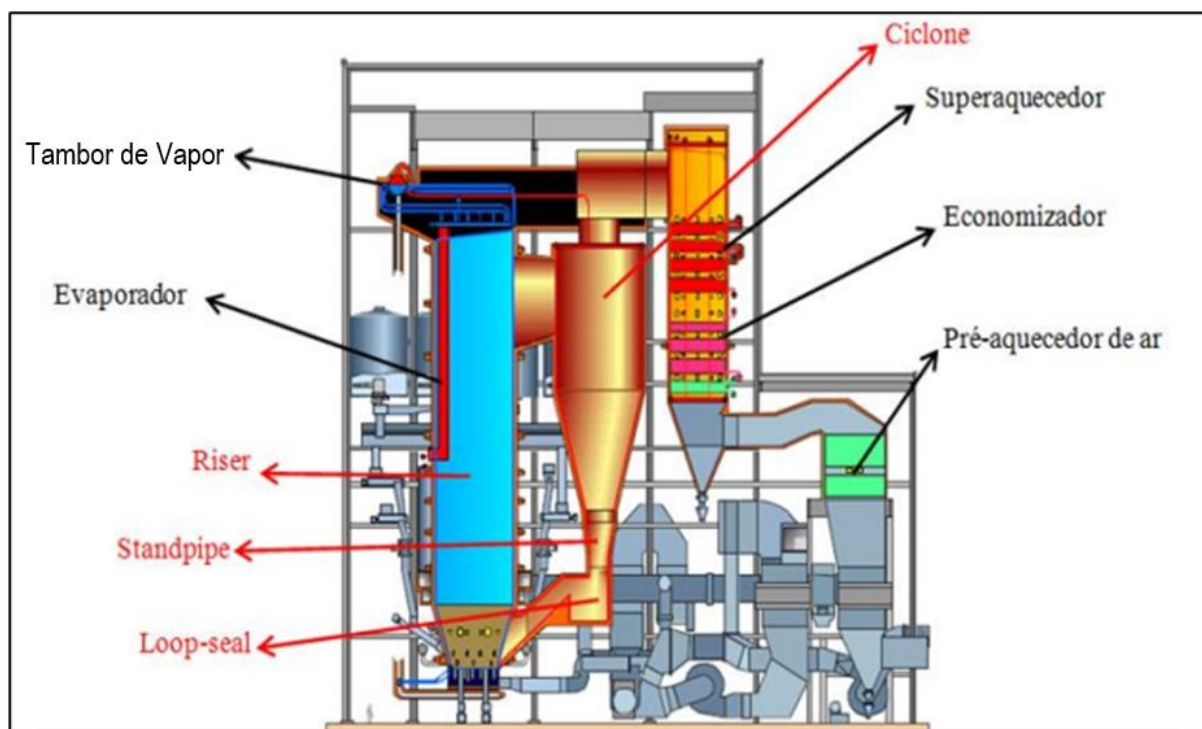
2.3 CALDEIRAS DE LEITO FLUIDIZADO CIRCULANTE

Caldeiras são equipamentos que transformam água líquida em vapor saturado a pressões acima da pressão atmosférica. Neste equipamento, a geração do vapor é realizada com o aproveitamento de energia térmica normalmente fornecida a partir da oxidação de um combustível (RAYAPROLU, 2009).

Numa caldeira de leito fluidizado circulante (CLFC), ilustrada na Figura 3, a produção do vapor de água acontece eficientemente no interior de um trocador de calor denominado “evaporador”. O elevado rendimento desse evaporador se dá como consequência do maior tempo de residência do combustível na fornalha, alta

turbulência do escoamento gás-sólido e altos coeficientes de transferência de calor deste com as superfícies em contato na região do *riser* (BASU, 2006).

Figura 3 – Esquema de uma caldeira de LFC com seus principais componentes



Fonte: Adaptado de Martins (2013)

2.3.1 Vantagens de uma Caldeira de Leito Fluidizado

As caldeiras de leito fluidizado se destacam no campo da geração termelétrica utilizando o ciclo *Rankine*, onde conseguem um rendimento energético global próximo de 45%. Além de fornecer um alto rendimento energético, elas também possibilitam a utilização de diversos tipos de combustíveis, como, carvão, coque, xisto e resíduos agrícolas. Adicionalmente, a crescente expansão no mundo desta tecnologia é alavancada pela sua baixa emissão de poluentes do ar em termos dos óxidos de nitrogênio (NO_x) e dióxido de enxofre (SO₂) (BLASZCZUK, 2015).

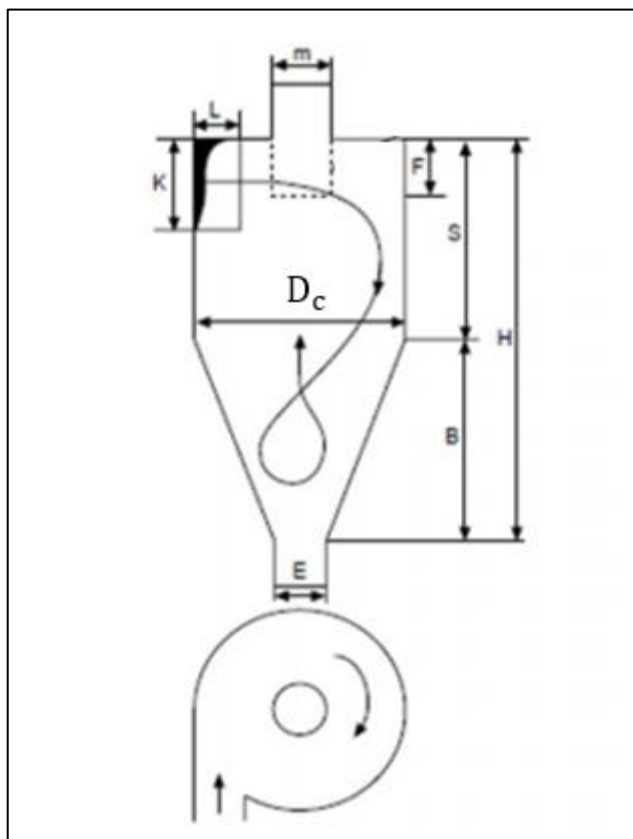
2.3.2 Componentes da Caldeira de Leito Fluidizado Circulante

A fornalha de uma CLFC é composta pelos quatro elementos básicos já citados: *riser*, ciclone, *standpipe* e *loop-seal*. Em caldeiras de grande porte ou comerciais, os trocadores de calor são localizados no interior da fornalha para absorver calor principalmente por radiação e convecção térmica, sendo estes, o evaporador (onde ocorre a mudança de fase líquido-vapor), e parte do superaquecedor (lado radiante), que condiciona o estado final do vapor superaquecido. Já, como trocadores de calor externos à fornalha, costuma-se instalar a outra parte do superaquecedor (lado convectivo), o economizador (onde a água de alimentação da caldeira é pré-aquecida) e o pré-aquecedor de ar de combustão. Estes dispositivos absorvem calor principalmente pelo mecanismo de convecção térmica (BASU, 2006).

No *riser* ocorre a maior parte da transferência de energia térmica para a água, uma vez que nele acoplamos o evaporador da caldeira e parte do superaquecedor. Esta transferência de energia ocorre de diversas maneiras, envolvendo principalmente interações de radiação e convecção térmica dos aglomerados de partículas (*clusters*) e da fase dispersa (gás com poucos sólidos em suspensão) em contato com as paredes da coluna de fluidização (BASU, 2006).

No ciclone (Figura 4), separam-se, do gás, as partículas quentes inertes e combustíveis, fazendo com que elas continuem recirculando pela fornalha em ciclos. Em um LFC, a eficiência deste dispositivo depende principalmente do tamanho das partículas que estão sendo utilizadas e da concentração das mesmas no escoamento gás-sólido. No geral, um ciclone eficiente leva também a um melhor aproveitamento no consumo de calcário em operações que precisem da remoção de SO₂ do gás de exaustão, menor emissão de gases nocivos e menores temperaturas de leito. Adicionalmente, contribui para diminuir a corrosão nos tubos expostos à convecção térmica (BLASZCZUK; NOWAK, 2014).

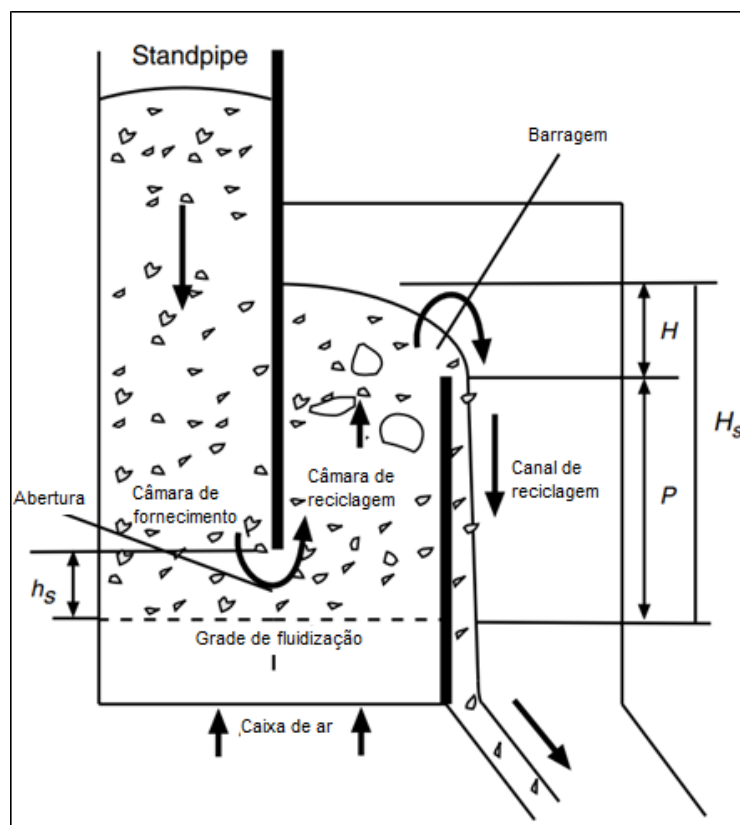
Figura 4 - Esquema de um ciclone de entrada tangencial e saída axial



Fonte: Adaptado de Basu (2006)

Após a saída do *riser*, o escoamento gás-sólido entra no ciclone pela parte superior de maneira tangencial e, devido à força centrífuga exercida sobre as partículas no interior do separador, elas descem para a parte inferior do ciclone e são entregues à coluna *standpipe*. No *standpipe*, os sólidos se acumulam antes de voltarem à zona baixa do *riser* pela ação do dispositivo de reciclagem de sólidos, normalmente composta por uma válvula *loop-seal*. (Figura 5).

Figura 5 - Esquema de uma válvula do tipo *loop-seal*



Fonte: Adaptado de Basu (2006)

Esta válvula é dividida em duas câmaras, sendo a primeira delas chamada de câmara de abastecimento ou de alimentação, que compartilha o seu volume com uma porção do *standpipe*. Já, a segunda, é conhecida como câmara de reciclagem, que entrega as partículas recirculadas novamente ao *riser* com o auxílio de ar comprimido injetado na sua base. Por não possuírem componentes de acionamento mecânico, as válvulas de recirculação de acionamento pneumático são preferidas em aplicações que envolvem alta temperatura (BASU, 2006).

O gás quase isento de sólidos, que deixa o ciclone pela parte superior, ingressa ao duto de convecção ou *back-pass*, onde se aloja uma parte do superaquecedor, o economizador e o pré-aquecedor de ar. O economizador recebe a água de alimentação da caldeira e a pré-aquece antes de entregá-la ao evaporador. O economizador é normalmente composto por tubos com fluxo em contracorrente, aquecendo a água até aproximadamente 20 °C abaixo da temperatura de saturação na pressão de trabalho. Isto ajuda a manter uma operação mais estável, evitando

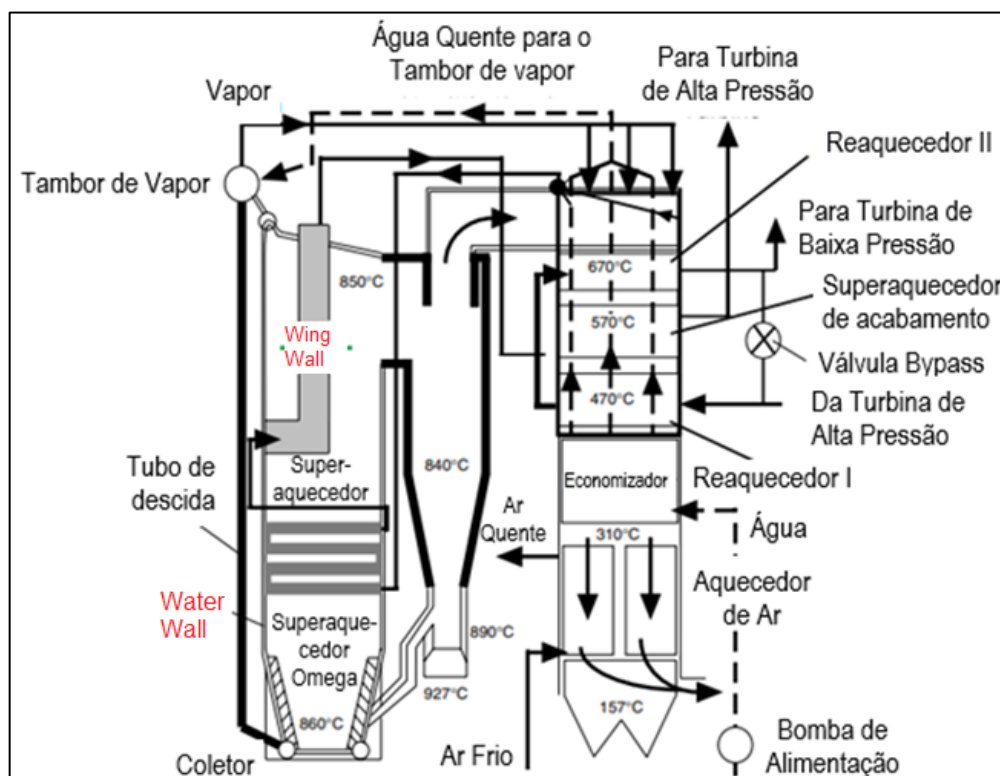
também o choque térmico durante a passagem da água pelos trocadores de calor, o que pode afetar principalmente o tambor de vapor (STULTZ; KITTO, 1992).

O tambor de vapor (*steam drum*) possui múltiplas entradas e saídas, recebendo a água procedente do economizador e entregando-a ao evaporador, bem como, liberando o vapor produzido pelo evaporador ao superaquecedor, ou ao processo na ausência deste. Ao chegar ao tambor de vapor, o vapor saturado sobe e passa para os tubos que formam as paredes superiores da seção convectiva, que vão auxiliar no pré-aquecimento da água (BASU, 2006).

2.3.3 Evaporadores das Caldeiras de Leito Fluidizado Circulante

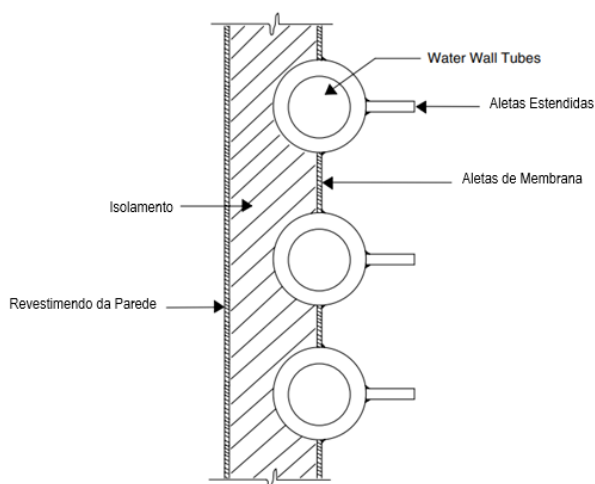
Existem diversos tipos de evaporadores que podem ser alojados na fornalha de uma caldeira de LFC, sendo eles definidos conforme a geometria e o volume do *riser*. A escolha de tipo de evaporador irá influenciar na eficiência da transferência de calor, o que pela sua vez, depende dos parâmetros operacionais. Os tipos de evaporadores mais utilizados em caldeiras com produção de vapor subcrítico (abaixo da pressão crítica da água) é o de parede de tubos com água (*water wall*), no qual tubos paralelos são fixados junto às superfícies laterais da seção *riser*. Caso seja necessário a adição de mais superfícies para troca de calor, devido à alta razão volume/superfície da fornalha, podem ser incluídas grandes asas de tubos que avançam para a parte central da seção transversal do *riser*, chamadas de *wing walls*. Ambos os tipos de evaporadores podem ser visualizados nas Figuras 6 e 7.

Figura 6 – Caldeira de LFC com dois tipos de evaporadores



Fonte: Basu (2006)

Figura 7 – Vista ampliada do evaporador do tipo *Water Wall Tube*



Fonte: Basu (2006)

2.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA SEÇÃO *RISER* DE CALDEIRAS DE LFC

A transferência de calor em evaporadores alojados na seção *riser* de caldeiras de LFC envolve os mecanismos de radiação e convecção térmica do escoamento a alta temperatura (suspensão gás-sólido da combustão) com as paredes externas dos tubos do evaporador, condução de calor na parede dos tubos e convecção interna do fluido submetido a mudança de fase líquido-vapor.

O cálculo da troca de calor no evaporador pode ser realizado a partir das Equações (9) a (13) (BAZZO, 1995):

$$Q = UA(\Delta T_{ml}) \quad (9)$$

Sendo,

$$UA = \frac{1}{R_t} \quad (10)$$

Onde,

U – Coeficiente global de transferência de calor.

A – Área total exposta à troca térmica.

R_t – Resistência térmica total, dada por:

$$R_t = R_{cv,ext} + R_{cd,t} + R_{cv,int} \quad (11)$$

$R_{cv,ext}$ - Resistência térmica por convecção e radiação externa.

$R_{cd,t}$ - Resistência térmica por condução na parede dos tubos.

$R_{cv,int}$ - Resistência térmica por convecção interna.

O coeficiente global de transferência de calor é determinado pela expressão:

$$U = \left[\left(\frac{1}{h_{sp}} \right) + R_{cd,t} + \left(\frac{1}{h_{mf}} \right) \right]^{-1} \quad (12)$$

Onde,

h_{sp} – Coeficiente de transferência de calor suspensão/parede.

h_{mf} – Coeficiente de transferência de calor com mudança de fase no interior do evaporador.

Finalmente, a diferença média logarítmica de temperaturas (ΔT_{ml}) é calculada por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (13)$$

Sendo, para a configuração em escoamento paralelo (escoamento gás-sólido no *riser* e da corrente da água no interior do evaporador movimentando-se no sentido ascendente):

$$\Delta T_1 = T_{q,ent} - T_{f,ent}$$

$$\Delta T_2 = T_{q,sai} - T_{f,sai}$$

$T_{q,ent}$ - Temperatura do fluido quente na entrada

$T_{q,sai}$ - Temperatura do fluido quente na saída

$T_{f,ent}$ - Temperatura do fluido frio na entrada

$T_{f,sai}$ - Temperatura do fluido frio na saída

2.4.1 Coeficiente de Transferência de Calor Suspensão/Parede

O calor transferido pelo escoamento gás-sólido para as superfícies do *riser* de uma caldeira de leito fluidizado circulante é influenciado pela densidade da suspensão, que depende da presença dos aglomerados de partículas. Esses aglomerados, bem como a fase dispersa, podem trocar energia térmica envolvendo convecção em fase gasosa, bem como convecção e radiação envolvendo a fase particulada (BASU, 2006). A seguir, serão apresentadas as equações necessárias para determinar o valor do coeficiente global de transferência de calor sob o regime de fluidização rápida.

A partir dos mecanismos de transferência de calor citados anteriormente, pode-se utilizar a equação (14) para encontrar o coeficiente de transferência de calor suspensão/parede (HAMDAN; AL-QAQ, 2008):

$$h_{sp} = f(h_c + h_{cr}) + (1 - f)(h_d + h_{dr}) \quad (14)$$

Na qual:

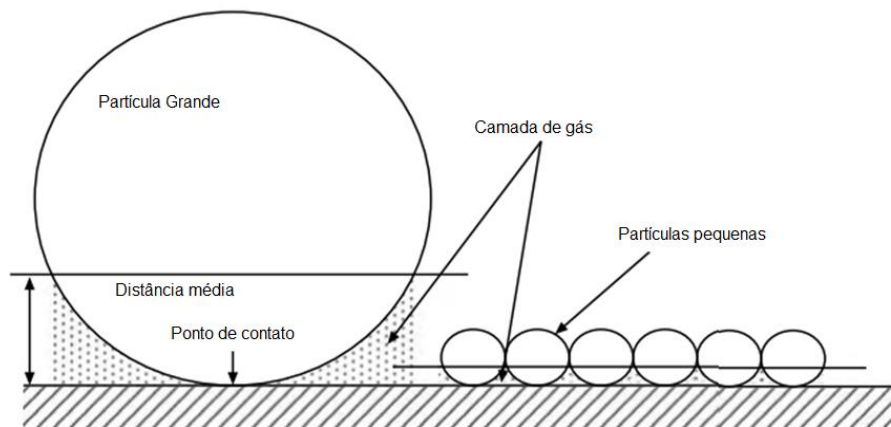
h_c e h_d - são os coeficientes convectivos do *cluster* e da fase dispersa, respectivamente;

h_{cr} e h_{dr} - são os coeficientes de radiação do *cluster* e da fase dispersa, respectivamente.

f - Fração de parede coberta por clusters.

A maior parte do calor transferido acontece por condução térmica em uma fina camada de gás localizada entre a camada de partículas e a parede, enquanto que a parcela restante, relativa à transferência de calor por contato direto entre as partículas e a parede, pode-se desprezar. Conforme descrito por Basu (2006), quanto menor for a distância entre os aglomerados de partículas e a parede, mais significativa será a troca de calor. Desta forma, como ilustra a Figura 8, quanto menor for o tamanho da partícula, menor será a camada de gás formada e maior a transferência de calor.

Figura 8 – Variação da camada de gás formada pelas partículas no contato com superfícies



Fonte: Adaptado de Basu (2006)

2.4.1.1 Coeficientes de transferência de calor atribuídos ao *cluster*

Os aglomerados ou *clusters* ficam, em movimento cíclico, aumentando e perdendo tamanho conforme circulam pela parede da fornalha. Enquanto estão deslizando sobre a parede, transferindo calor em condição instável, o coeficiente de transferência de calor do *cluster* por condução interna entre partículas pode ser obtido por meio da expressão (BASU, 2006):

$$h_{cluster} = \left[\frac{4k_c(\rho C)_c}{\pi t_c} \right]^{1/2} \quad (15)$$

Em que:

k_c – Condutividade térmica do *cluster*

$(\rho C)_c$ – Produto da densidade e calor específico do *cluster*

t_c – Tempo que o *cluster* fica em contato com a parede

Agora, faz-se necessário o cálculo da condutividade térmica do *cluster*, que pode ser obtida pela Equação (16) (BASU, 2006):

$$\frac{k_c}{k_g} = 1 + \frac{M}{N} \quad (16)$$

Na qual:

k_g – Condutividade térmica do gás

Caso a razão entre as condutividades k_g/k_p seja menor que 5.000, e o tamanho da partícula menor que 0,5 mm, pode-se obter os valores de M e N a partir das Equações (17) e (18), respectivamente (BASU, 2006):

$$M = (1 - \varepsilon_c) \left(\frac{k_g}{k_p} \right) \quad (17)$$

$$N = \left(\frac{k_g}{k_p}\right) + 0,28\varepsilon_c^{0,63}(k_g/k_p)^{0,18} \quad (18)$$

O valor do produto $(\rho C)_c$, segundo Basu e Nag (1996), pode ser calculado como:

$$(\rho C)_c = (1 - \varepsilon_c)\rho_p C_p + \varepsilon_c \rho_g C_{pg} \quad (19)$$

Onde:

C_p – Calor específico da partícula.

ε_c – Porosidade do *cluster*, que pode ser obtida por: $\varepsilon_c = 1 - C_{sf}$

C_{sf} – Fração de parte sólida no *cluster*, que depende da porosidade média ε , dada por Lints e Glicksman (1994):

$$C_{sf} = 1,23(1 - \varepsilon)^{0,54} \quad (20)$$

Após formado, o *cluster* consegue deslizar pela parede da fornalha, avançando uma distância característica denominada L_c . Ao começar a deslizar, o *cluster* acelera, e após um certo tempo, atinge uma velocidade constante, até ser removido da parede para retomar o ciclo. O tempo médio que o *cluster* permanece na parede pode ser determinado pela Equação (21) (BASU, 2006):

$$t_c = \frac{L_c}{U_{lc}} \quad (21)$$

Sendo, U_{lc} calculado por:

$$U_{lc} = 0,75 \sqrt{\frac{\rho_p}{\rho_g} g d_p} \quad (22)$$

Com L_c sendo maior que 0,5 m e menor que 2 m, tem-se:

$$L_c = 0,0178(\rho_{sus})^{0,596} \quad (23)$$

Onde, ρ_{sus} é a densidade da suspensão.

Além do coeficiente de transferência de calor por condução atribuído à partícula no *cluster*, tem-se também o coeficiente atribuído à fina camada existente entre as partículas e as paredes do *riser*. Este coeficiente pode ser determinado pela expressão (BASU, 2006):

$$h_w = \frac{k_g}{\delta d_p} \quad (24)$$

O parâmetro δ é utilizado para representar a dimensão da fina camada, que se calcula utilizando a Equação (25) (LINTS; GLICKSMAN, 1994):

$$\delta = 0,0282(1 - \varepsilon)^{-0,59} \quad (25)$$

Onde, ε representa a porosidade média da seção transversal no *riser*.

Considerando que as resistências térmicas atribuídas à condução no interior do cluster e à condução da fina camada atuam em série por unidade de área da superfície de parede, pode-se obter o coeficiente convectivo de transferência de calor do *cluster*, na forma (BASU, 2006):

$$h_c = \left[\frac{1}{h_{cluster}} + \frac{1}{h_w} \right]^{-1} = \frac{1}{\left[\frac{4k_c(\rho C)_c}{\pi t_c} \right]^{1/2} + \frac{k_g}{\delta d_p}} \quad (26)$$

Por fim, o coeficiente de transferência de calor por radiação atribuído ao *cluster* é obtido pela Equação (27):

$$h_{cr} = \frac{\sigma(T_s^4 - T_w^4)}{\left[\frac{1}{e_c} + \frac{1}{e_w} - 1 \right] (T_s - T_w)} \quad (27)$$

Onde:

T_s – Temperatura do *cluster*

T_w – Temperatura aproximada da parede do leito

e_c – Emissividade do *cluster*

e_w – Emissividade da parede

Sendo que e_c pode ser calculado a partir da expressão:

$$e_c = 0,5(1 + e_p) \quad (28)$$

Na qual, e_p é a emissividade da partícula.

2.4.1.2 Coeficientes de transferência de calor atribuídos à fase dispersa

A fase dispersa é composta por partículas em concentração diluída na corrente gasosa. A presença dessa fase também acaba afetando diretamente na transferência de calor. O valor do coeficiente convectivo da fase dispersa pode ser determinado mediante a Equação (29) (GOLRIZ; SUNDEN, 1995) (HAMDAN; AL-QAQ, 2008):

$$h_d = \left(\frac{\mu_g C_p}{d_p} \right) \left(\frac{\rho_{dis}}{\rho_p} \right)^{0,3} \left(\frac{U_t^2}{g d_p} \right)^{0,21} \quad (29)$$

Onde, μ_g é a viscosidade dinâmica do gás.

Além da transferência de calor por convecção, a fase dispersa conta com uma parcela de calor atribuída à radiação, calculada mediante a Equação (30) (GOLRIZ; SUNDEN, 1995) (HAMDAN; AL-QAQ, 2008):

$$h_{dr} = \frac{\sigma(T_b^4 - T_w^4)}{\left[\frac{1}{e_{dis}} + \frac{1}{e_w} - 1 \right] (T_b - T_w)} \quad (30)$$

Na qual,

T_b – Temperatura do Leito (K).

e_{dis} – Emissividade térmica da fase dispersa.

2.4.1.3 Fração de Tempo

A fração de tempo que a parede fica coberta pelos *clusters* depende principalmente da porosidade da suspensão na seção transversal do *riser*, além de estar relacionada com a constante desenvolvida por Dutta e Basu (2004). Sendo assim, a fração de tempo pode ser obtida mediante a expressão:

$$f = 1 - \exp\left(-4300\{1 - \varepsilon\}^{1,39} \left(\frac{D}{H}\right)^{0,22}\right) \quad (31)$$

D – Diâmetro do *riser*

H – Comprimento do *riser*

ε – Porosidade média da seção transversal

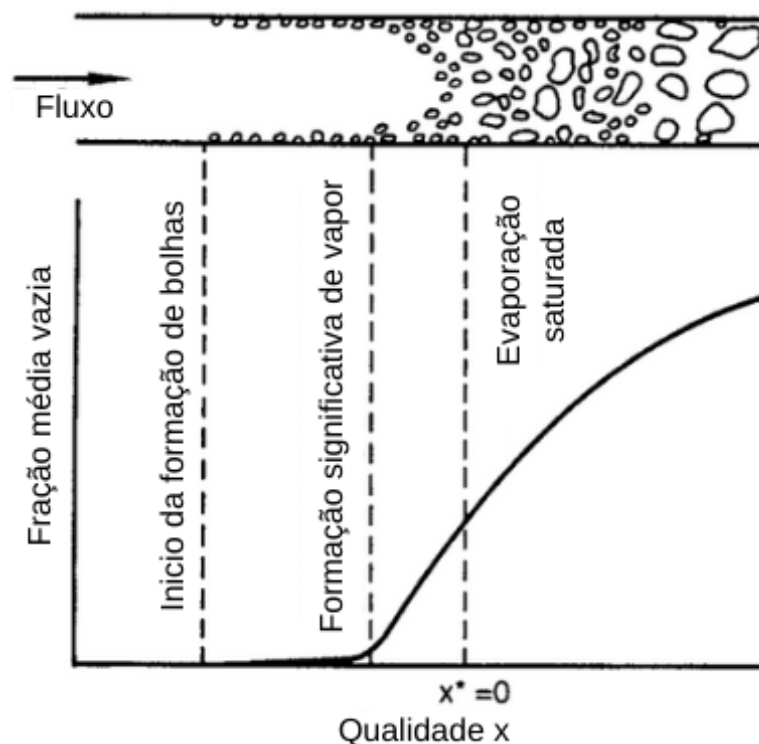
2.4.2 Coeficiente de Transferência de Calor com Mudança de Fase Líquido-Vapor

O aprimoramento dos estudos na transferência de calor com mudança de fase é de essencial importância no setor industrial. A evaporação pode acontecer de vários modos, sendo a evaporação nucleada a preferida em aplicações industriais por permitir uma transferência de calor mais adequada (KAKAÇ; LIU, 2002; RAYAPROLU, 2009)

Na evaporação nucleada, a transferência de calor acontece com a intensidade suficiente para que haja a correta formação de bolhas, avançando com o núcleo do escoamento em condição sub-resfriada. Como ilustrado na Figura 9, na região mais próxima da superfície aquecida, as bolhas começam a se desenvolver devido à transferência de calor latente. Essas bolhas se soltam das superfícies e avançam penetrando as camadas mais internas do fluido, onde podem-se condensar novamente caso a temperatura esteja inferior à necessária para que se mantenha a evaporação. Conforme a diferença de temperatura entre a superfície e o fluido aumenta, incrementa-se também a quantidade de bolhas formadas e a quantidade de calor transferida. O local onde esses fenômenos acontecem é chamado de início de formação das bolhas. Na região da formação significativa de vapor, a taxa de

transferência de calor sofre um aumento, devido a uma maior velocidade de circulação do fluido, o que faz com que a formação de bolhas passe a ser cada vez maior até que, na evaporação saturada, boa parte do fluido encontra-se composto por bolhas transportando o vapor, servindo como túneis de calor (KAKAÇ; LIU, 2002).

Figura 9 - Variação da fração média de bolhas formadas na evaporação ao longo do canal aquecido



Fonte: Adaptado de Kakaç (2002)

O superaquecimento necessário para iniciar a evaporação nucleada é determinado pela Equação (32) (DAVIS; ANDERSON, 1966):

$$\Delta T_{EN} = \frac{8\sigma T_{sa} q''}{k\rho_v \Delta h_v} + T_{sa} \quad (32)$$

T_{sa} – Temperatura de saturação da água no evaporador (K)

Testes experimentais realizados com diferentes fluidos mostram que, para aqueles com melhor molhabilidade, a Equação (32) retorna um valor menor de ΔT_{EN} em relação ao realmente necessário para alcançar a evaporação nucleada. No caso de líquidos como a água e outros com molhabilidade menor, pode-se utilizar o

conjunto de equações indicadas no procedimento a seguir, juntamente com a Equação (32) para se encontrar a temperatura de início da evaporação nucleada.

Para determinar o coeficiente de transferência de calor com mudança de fase, primeiramente, é preciso encontra-se o número de Prandtl do fluido na fase líquida e, em seguida, o número de Reynolds (KAKAÇ; LIU, 2002):

$$Re_l = \frac{G(1-x)d_l}{\mu_l} \quad (33)$$

Onde,

Re_l – Número de Reynolds do líquido

G – Fluxo mássico

d_l – Diâmetro do canal

x – Título do vapor produzido

Dessa forma, determina-se o número de Nusselt pela correlação de Gnielinski correspondente:

$$Nu_L = \frac{(B/2)(Re_l - 1000)Pr}{1 + 12.7(B/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad \begin{array}{l} 0.5 \leq Pr \leq 2000 \\ 3000 \leq Re_l \leq 5 \times 10^6 \end{array} \quad (34)$$

Na qual,

$$B = (1.58 \ln Re_l - 3.28)^{-2}$$

A partir do número de Nusselt obtido, pode-se encontrar o valor do coeficiente de transferência de calor da fase líquida, mediante a expressão:

$$h_l = \frac{Nu_L k_L}{d_l} \quad (35)$$

Onde,

h_l – Coeficiente de transferência de calor da fase líquida

k_L - Condutividade térmica do líquido

d_l – Diâmetro do canal

Antes de determinação do fluxo de calor, é necessário verificar o efeito da estratificação do escoamento, a partir do cálculo no número de Froude, dado pela Equação (36):

$$Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 g d_l} \quad (36)$$

Fr_l – Número de Froude

ρ_l – Massa específica do líquido

Caso o número de Froude seja maior que 0,04, pode-se descartar a estratificação (KAKAÇ; LIU, 2002). Em caso contrário ($Fr_l < 0,04$), utiliza-se a Equação (37) para fazer a correção:

$$K_{FR} = (25Fr_l)^{-0.3} \quad (37)$$

Onde K_{FR} é um fator de correção.

O fator de correção definido na Equação (37) é utilizado na Equação (38), correspondente ao número de convecção, Co , definido por Kakaç e Liu (2002) como:

$$Co = \left[\frac{(1-x)}{x} \right]^{0.8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} K_{FR} \quad (38)$$

Por outro lado, precisa-se conhecer o número de evaporação, Bo , que indica a presença ou ausência de um aumento no coeficiente de convecção devido á evaporação nucleada. Caso a Equação (39) retorne um valor menor que $1,9 \times 10^{-5}$ para o número de evaporação, descarta-se esse valor e desconsidera-se o efeito da evaporação nucleada (KAKAÇ; LIU, 2002):

$$Bo = \frac{q''}{\dot{m} i_{lg}} \quad (39)$$

Onde,

\dot{m} – Vazão mássica (kg/s)

i_{lg} – Calor latente de vaporização

Posteriormente, faz-se necessária a obtenção do fator de convecção, definido por Kakaç e Liu (2002) pelas expressões:

$$F_{cb} = 1.8 Co^{-0.8} \quad \text{para } Co < 1 \quad (40)$$

$$F_{cb} = 1 + 0.8 \exp(1 - (Co)^{0.5}) \quad \text{para } Co > 1 \quad (41)$$

Com isso, o coeficiente de transferência de calor com mudança de fase é determinado por:

$$h_{mf} = F_0 h_l \quad (42)$$

Onde: $F_0 = F(1 - x)$

O valor de F pode tomar o valor de F_{cb} para o caso de evaporação convectiva. Para vapor com título baixo, no qual Co é maior que 1, F pode tomar o valor do parâmetro F_{nb} indicado pela Equação (43) (KAKAÇ; LIU, 2002):

$$F_{nb} = 231(Bo)^{0.5} \quad (43)$$

F também pode tomar o valor de F_{cnb} (Equação (44)) para os casos em que Co esteja entre 0,02 e 1 (KAKAÇ; LIU, 2002), seguindo a relação:

$$F_{cnb} = F_{nb}(0.77 + 0.13F_{cb}) \quad (44)$$

Nos casos de ocorrência de evaporação nucleada e evaporação convectiva simultânea, utiliza-se o maior valor entre F_{cnb} e F_{nb} nos casos em que Co esteja entre 0.02 e 1. Para valores de Co maiores que 1, utiliza-se o maior valor de F_{nb} encontrado.

Após realizados os cálculos utilizando as equações descritas anteriormente, é preciso realizar a validação da hipótese da presença da evaporação nucleada ou de apenas da evaporação convectiva. Essa verificação ocorre a partir da comparação do resultado da Equação (32) com o valor da temperatura da parede (KAKAÇ; LIU, 2002):

$$T_w = \frac{q''}{h_{mf}} + T_{sa} \quad (45)$$

Onde:

$$q'' = U(T_q - T_{sa}) \quad (46)$$

Sendo:

T_q – Temperatura do fluido quente (K)

U – Coeficiente global de transferência de calor, que pode ser calculado a partir da expressão (BERGMAN et al., 2011):

$$UA = \frac{1}{R_{total}} \quad (47)$$

Na qual, R_{total} é determinada pela soma das resistências térmicas de condução, convecção e radiação listadas a seguir (BERGMAN et al., 2011):

$$R_{condução} = \frac{L}{KA} \quad , \text{ para parede plana} \quad (48)$$

ou,

$$R_{condução} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi LK}, \text{ para cilindros} \quad (49)$$

$$R_{convecção} = \frac{1}{hA} \quad , \text{ para paredes e cilindros} \quad (50)$$

$$R_{radiação} = \frac{1}{h_{rA}} \quad , \text{ para paredes e cilindros} \quad (51)$$

Caso T_w for maior que T_{EN} , deve ser considerada a evaporação nucleada juntamente com a evaporação convectiva, devendo-se repetir os cálculos utilizando o procedimento para a ocorrência de evaporação nucleada. Para essa situação, calcula-se o fluxo de calor mediante a Equação (46) e, em seguida, verifica-se a influência da evaporação nos cálculos a partir das considerações feitas na Equação (20), como o valor mínimo de Bo . Por fim, encontra-se o valor de F_{nb} ou F_{cnb} a partir das Equações (43) ou (44), sendo finalmente determinado o valor do coeficiente convectivo de mudança de fase líquido-vapor a partir da Equação (42) (KAKAÇ; LIU, 2002).

3. METODOLOGIA

Nesta seção, apresenta-se, inicialmente, a descrição do evaporador objeto de estudo. Na sequência, descreve-se o procedimento que permite o cálculo da vazão mássica do vapor produzido pelo dispositivo. Finalmente, apresenta-se o planejamento adotado nas simulações computacionais, visando a análise da influência de parâmetros operacionais de uma fornalha de LFC de pequeno porte sobre o comportamento da vazão mássica da geração de vapor.

3.1 DESCRIÇÃO DO EVAPORADOR

O evaporador considerado neste estudo consiste de um trocador de calor do tipo jaqueta, acoplado a uma caldeira de leito fluidizado circulante construída em pequena escala e atualmente instalada no Laboratório de Processos Termoquímicos (LProT) da UTFPR/Câmpus Ponta Grossa (Figura 10).

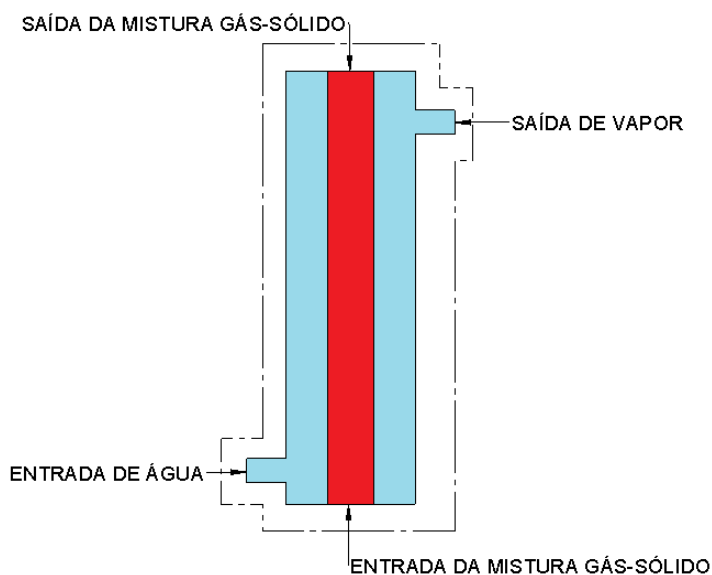
Figura 10 - Vista da caldeira de LFC do LProT com a localização do evaporador analisado



Fonte: Autoria própria

A corrente de “fluido quente” corresponde à do escoamento gás-sólido presente no interior do *riser* (região central do trocador), enquanto que, a água escoando pela região anular do trocador de calor, constitui o “fluido frio” que será submetido à mudança de fase líquido-vapor. O trocador de calor opera na configuração de escoamento em paralelo, com ambas as correntes se dirigindo no sentido ascendente. Um esquema do trocador de calor, com a demarcação das fronteiras de volume de controle para análise, é apresentado na Figura 11.

Figura 11 – Demarcação das fronteiras do volume de controle referente ao evaporador



Fonte: Autoria Própria

A distância vertical entre centros dos tubos que recebem a água e liberam o vapor produzido é de 600 mm, e o diâmetro hidráulico por onde escoar a corrente do fluido interno submetido a mudança de fase é de 15 mm.

3.2 PROCEDIMENTO DE CÁLCULO DA VAZÃO MÁSSICA DE VAPOR PRODUZIDA NO EVAPORADOR

A vazão mássica do vapor produzido pelo sistema foi determinada integrando a equação do balanço de energia para o evaporador com os cálculos de transferência de calor relacionados à mudança de fase líquido-vapor no interior dele e ao

escoamento gás-sólido em contato com as paredes do *riser*. O roteiro desse modelo matemático, descrito a seguir, foi desenvolvido a partir das equações apresentadas por Basu (2006), Hamdan e Al-qaq (2008), Kakaç (2002) e Bergman et al. (2011).

3.2.1 Balanço de Energia no Evaporador

O balanço de energia foi realizado considerando o volume de controle da Figura 11, com variação das energias cinética e potencial desprezíveis. Para esse volume de controle operado em regime permanente, a primeira lei da termodinâmica é expressa na forma da Equação (52):

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s = 0 \quad (52)$$

Sendo,

\dot{Q} – Taxa líquida de transferência de calor através da fronteira do evaporador
(perdas de calor com a vizinhança)

\dot{W} – Taxa líquida das interações de trabalho nas fronteiras do evaporador

\dot{m}_e - Vazão mássica da água na entrada do evaporador

\dot{m}_s - Vazão mássica da água na saída do evaporador

h_e - Entalpia da água na entrada do evaporador

h_s - Entalpia da água na saída do evaporador

Na ausência de trabalho devido à rigidez das fronteiras e, assumindo paredes externas adiabáticas pela cobertura das superfícies com material isolante térmico, o balanço de energia fornece:

$$\sum \dot{m}_e h_e = \sum \dot{m}_s h_s \quad (53)$$

A Equação (53) envolve as correntes que passam pela região anular (água a ser evaporada), e pela região central do trocador (mistura composta por gás e sólidos a alta temperatura). Assim, ao exprimir a Equação (53), tem-se:

$$(\dot{m}_{gs})_e h_{ge} + (\dot{m}_{agua})_e h_{ae} = (\dot{m}_{gs})_s h_{gs} + (\dot{m}_{agua})_s h_{as}$$

Na qual, h_{ge} e h_{gs} são as entalpias da corrente gás-sólido na entrada e na saída, respectivamente; e h_{ae} e h_{as} , as entalpias da água líquida na entrada e do vapor na saída, respectivamente.

Rearranjando os termos, a Equação (53) fica:

$$\dot{m}_{gs}(h_{gs,e} - h_{gs,s}) = \dot{m}_{agua}(h_{as} - h_{ae}) \quad (54)$$

Se dados experimentais estivessem disponíveis para os termos do lado esquerdo da Equação (54), a vazão mássica de vapor a uma certa pressão de trabalho e título na saída poderia ser calculada de forma direta. Como alternativa, a taxa de transferência de calor fornecida à água do evaporador foi determinada a partir do valor médio do coeficiente global de transferência de calor, tendo em vista a característica praticamente isotérmica das correntes envolvidas em virtude da excelente mistura axial do leito de sólidos no interior do *riser* e da presença do fenômeno de mudança de fase da água em quase toda a extensão do evaporador. Assim, com base nessa aproximação, a Equação (54) pode ser escrita na forma:

$$UA(T_{leito} - T_{saturação}) = \dot{m}_{agua}(h_{as} - h_{ae}) \quad (55)$$

Onde, de acordo com Bergman *et al.* (2011):

$$UA = \frac{1}{RT_{gs} + R_{cd,t} + RT_{MF}}$$

Com as resistências térmicas sendo calculadas pelas expressões:

$$RT_{gs} = \frac{1}{f(h_c + h_{cr}) + (1-f)(h_d + h_{dr})} \quad (56)$$

$$R_{cd,t} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{k} \quad (57)$$

$$RT_{MF} = \frac{1}{h_{mf}} \quad (58)$$

Sendo,

h_c e h_d - Coeficientes convectivos da fase dispersa e do *cluster*

h_{cr} e h_{dr} - Coeficientes de radiação do *cluster* e da fase dispersa

f - Fração de tempo que a parede fica coberto pelos clusters.

h_{mf} – Coeficiente de convecção com mudança de fase da região anelar

3.2.2 Transferência de Calor no Escoamento com Mudança de Fase (região anular)

Para a obtenção do coeficiente de convecção com mudança de fase, inicialmente utilizou-se a Equação (39) para a verificação da ocorrência ou não da evaporação nucleada.

Caso Bo retorne um valor maior que $1,9 \times 10^{-5}$, a evaporação nucleada deve ser considerada, precisando-se adotar a sequência de cálculo descrita a seguir, com o objetivo de se encontrar o valor de h_{mf} dado pela Equação (42):

(a) Determina-se o valor de F_0 , que pela sua vez, requer o valor de Co , definido pela Equação (38). O valor de K_{FR} é determinado a partir da Equação (37).

(b) O efeito da estratificação, quantificado pelo número de Froude (Fr_l), obtém-se a partir da Equação (36). Se o valor de Fr_l é maior que 0,04, a estratificação deverá ser desconsiderada, e o valor de K_{FR} na Equação (38) torna-se igual a 1.

(c) Após a obtenção do número de convecção (Co), F será representado pela Equação (43) para F_{nb} se o valor de Co for maior que 1, ou pela Equação (44) para F_{cnb} , se o valor de Co estiver entre 0,02 e 1.

(d) O valor de F_{cb} pode ser obtido a partir da Equação (40) ou da Equação (41), dependendo do valor de Co .

Por outro lado, se Bo retorna um valor menor que $1,9 \times 10^{-5}$, a obtenção do coeficiente F corresponderá ao valor de F_{cb} (Equação (40) ou (41)), substituído na Equação (42).

Após definido o valor de F , faz-se necessário a obtenção do coeficiente de transferência de calor da fase líquida (h_l), utilizando-se a Equação (35). Para o caso em estudo, o número de Nusselt é o definido por Incropera (2011) para escoamento em região anular.

Finalmente, os números de Reynolds e de Prandtl foram obtidos por meio das Equações (33) e (34), respectivamente.

3.2.3 Transferência de Calor do Escoamento Gás-Sólido (região no interior do *riser*)

Após a obtenção do coeficiente de transferência de calor atribuído à mudança de fase, calcula-se o valor do coeficiente de transferência de calor suspensão-parede do *riser*. Para isso, obtém-se inicialmente o valor do coeficiente da condutividade do *cluster*, a partir da Equação (16). Em seguida, calcula-se o valor do produto da densidade e calor específico do *cluster*, a partir da Equação (19), bem como o tempo de contato deste com a parede do *riser* seguindo a Equação (21). Nesta última expressão, utiliza-se a velocidade do *cluster* e o comprimento característico percorrido por ele na parede.

Por fim, obtém-se o valor do coeficiente relativo ao *cluster* a partir da Equação (15), que junto com a Equação (24), permite encontrar o valor do coeficiente combinado relativo ao *cluster* (Equação (26)). Ainda, para o cálculo do coeficiente relacionado à radiação emitida a partir do *cluster*, adota-se a Equação (27).

Na sequência, obtém-se os valores dos coeficientes de transferência de calor referentes à fase dispersa, a partir da média aritmética calculada com os valores retornados pela Equação (59) de Basu (2006) e pela Equação (60) de Hamdan e Al-qaq (2008), respectivamente:

$$h_d = 0,023 C_{pp} C_t C_l \left(\frac{k_g}{D_b} \right) (Re_g)^{0,8} (Pr)^{0,4} \quad (59)$$

$$h_d = \left(\frac{\mu_g C_p}{d_p} \right) \left(\frac{\rho_{dis}}{\rho_p} \right)^{0,3} \left(\frac{U_t^2}{g d_p} \right)^{0,21} \quad (60)$$

Nas quais,

C_{pp} - Valor de correção, assumido igual a 1,1 (Basu, 2006)

$C_t = \left(\frac{T_b}{T_w} \right)^{0,5}$ – Fator de correção para as diferenças de temperatura

$C_{tubo} = 1 + 1,4 \left(\frac{D_b}{L_{evap}} \right)$ – Fator de correção para o comprimento do tubo

Re_g – Número de Reynolds da corrente gasosa

μ_g – Viscosidade do gás (N.s/m²)

ρ_{dis} – Densidade da fase dispersa (suspensão gás-sólido) (kg/m³)

U_t – Velocidade terminal da partícula (m/s)

Em seguida, encontra-se o valor referente à radiação térmica emitida pela fase dispersa, calculada pela Equação (30).

Por fim, o valor do coeficiente de transferência de calor suspensão/parede foi obtido a partir da Equação (14), considerando-se a fração coberta pelos *clusters* (Equação (31)), que usa coeficientes calculados previamente.

3.3 PLANEJAMENTO DAS SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS

O planejamento das simulações computacionais relativas ao cálculo da taxa de geração de vapor no evaporador foi realizado considerando seis variáveis operacionais da caldeira de leito fluidizado circulante instalada.

As variáveis estudadas foram: pressão do vapor produzido, título do vapor, porosidade média do leito fluidizado na altura da seção do evaporador, temperatura da suspensão gás-sólido (igual para o gás, a partícula e os *clusters*), diâmetro da partícula e velocidade de fluidização no *riser*. Enquanto a influência de uma variável em estudo era analisada dentro de numa determinada faixa de valores, o resto das variáveis operacionais permaneceram com valor constante nos valores relacionados na Tabela 1. Os valores escolhidos nessa tabela refletem condições operacionais de pesquisas experimentais futuras.

Tabela 1 - Valores fixos durante o estudo da influência de um parâmetro operacional

Parâmetro	Variável	Valor	Unidade
Pressão do vapor produzido	P_Agua_entrada_e_Saída	5	(bar)
Título do vapor	x_v	0,90	(-)
Porosidade média do leito	E_media	0,990	(-)
Temperatura do gás, <i>clusters</i> e leito	T_g, Ts e Tb	1073	(K)
Diâmetro da partícula	Dp	183	(μm)
Velocidade de fluidização	U_g	3,0	(m/s)

Fonte: Autoria própria.

Na Tabela 2 são apresentados os cinco valores escolhidos dentro da faixa de interesse que foram simulados para o estudo da influência de cada parâmetro

operacional. Os valores ressaltados em negrito correspondem às quantidades mantidas constantes durante a variação de um outro parâmetro.

Tabela 2 – Valores utilizados nos parâmetros

Parâmetro	Valor 1	Valor 2	Valor 3	Valor 4	Valor 5
Pressão do vapor produzido	3	4	5	6	7
Título do vapor	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95
Porosidade média do leito	0,980	0,985	0,990	0,995	0,9975
Temperatura do gás, clusters e leito	923	973	1023	1073	1123
Diâmetro da partícula	150	183	212	256	300
Velocidade de fluidização	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0

Fonte: Autoria própria.

As simulações computacionais foram realizadas utilizando o aplicativo comercial *Engineering Equation Solver* (EES™), totalizando 30 casos simulados. O algoritmo do programa encontra-se no Apêndice A.

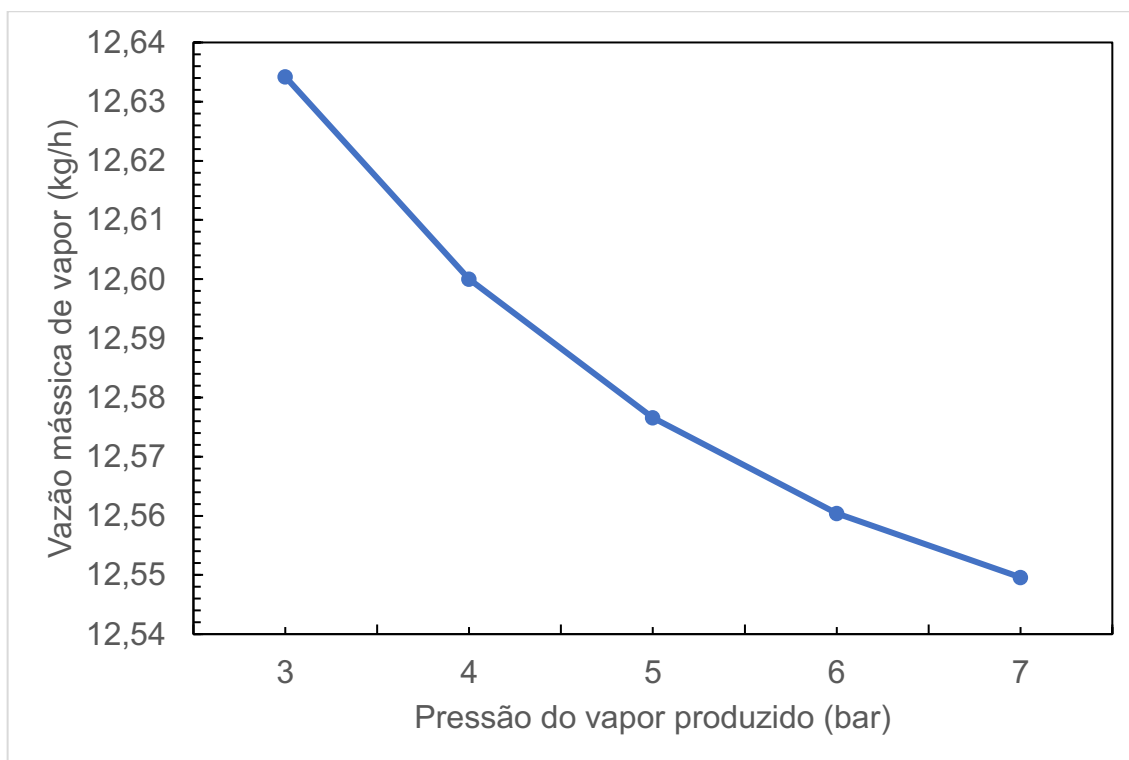
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A seguir, são apresentados e discutidos os resultados obtidos nas simulações realizadas conforme o procedimento descrito no Capítulo 3. Os resultados destas simulações foram focados na determinação dos valores da vazão mássica do vapor gerado no evaporador, bem como da verificação da sua variação em função da pressão do vapor produzido, título do vapor, porosidade média do leito, temperatura do escoamento gás-sólido, diâmetro da partícula e velocidade de fluidização.

4.1 EFEITO DA PRESSÃO DE OPERAÇÃO DO EVAPORADOR

O Gráfico 1 apresenta o comportamento da vazão mássica do vapor produzido no evaporador quando a pressão absoluta do fluido varia na faixa de 3 bar a 7 bar.

Gráfico 1 - Vazão mássica do vapor produzido em função da pressão de operação.

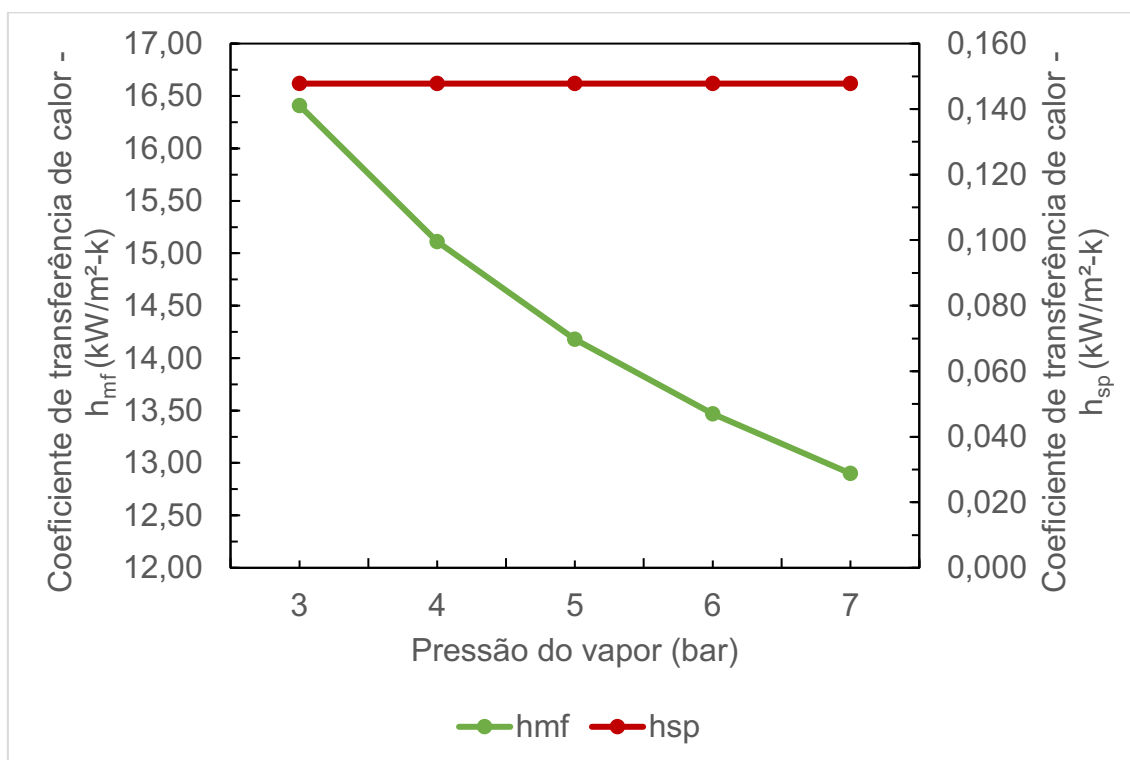


Fonte: Autoria própria.

O aumento da pressão do vapor produzido resultou em uma curva de tendência exponencial decrescente, levando a uma redução de apenas 0,63% da

vazão mássica na faixa de valores estudada. Esta variação é explicada pela diminuição do coeficiente de transferência de calor com mudança de fase (h_{mf}), como verificado no Gráfico 2.

Gráfico 2 - Coeficientes de transferência de calor em função da pressão de operação.

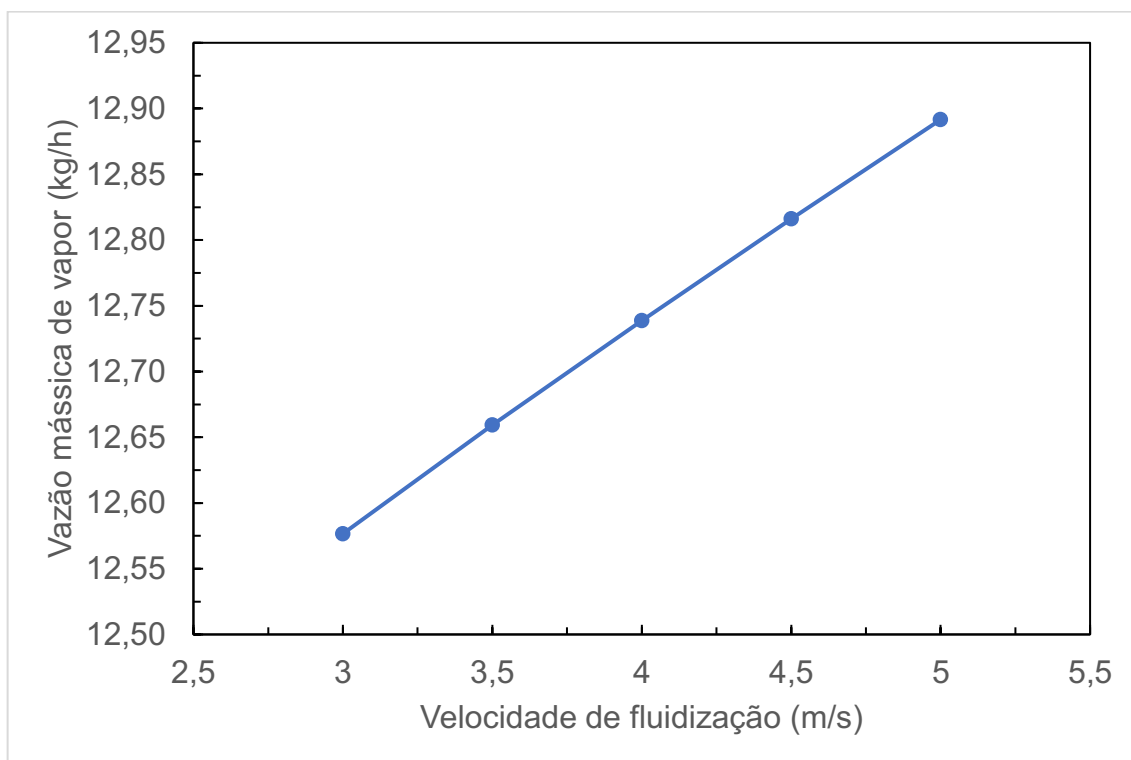


Fonte: Autoria própria.

Neste caso, o comportamento do coeficiente de transferência de calor com mudança de fase faz com que a vazão mássica possível de evaporar diminua de maneira semelhante, na presença de um coeficiente do escoamento gás-sólido constante não afetado pela variação da pressão da água no sistema (linha vermelha). Sendo assim, as simulações sugerem que a variação da pressão de operação do evaporador na faixa de interesse pouco influencia na vazão mássica do vapor gerado.

4.2 EFEITO DA VELOCIDADE DE FLUIDIZAÇÃO

A influência da velocidade de fluidização no interior da coluna *riser*, que contém o gerador de vapor, é representada no Gráfico 3.

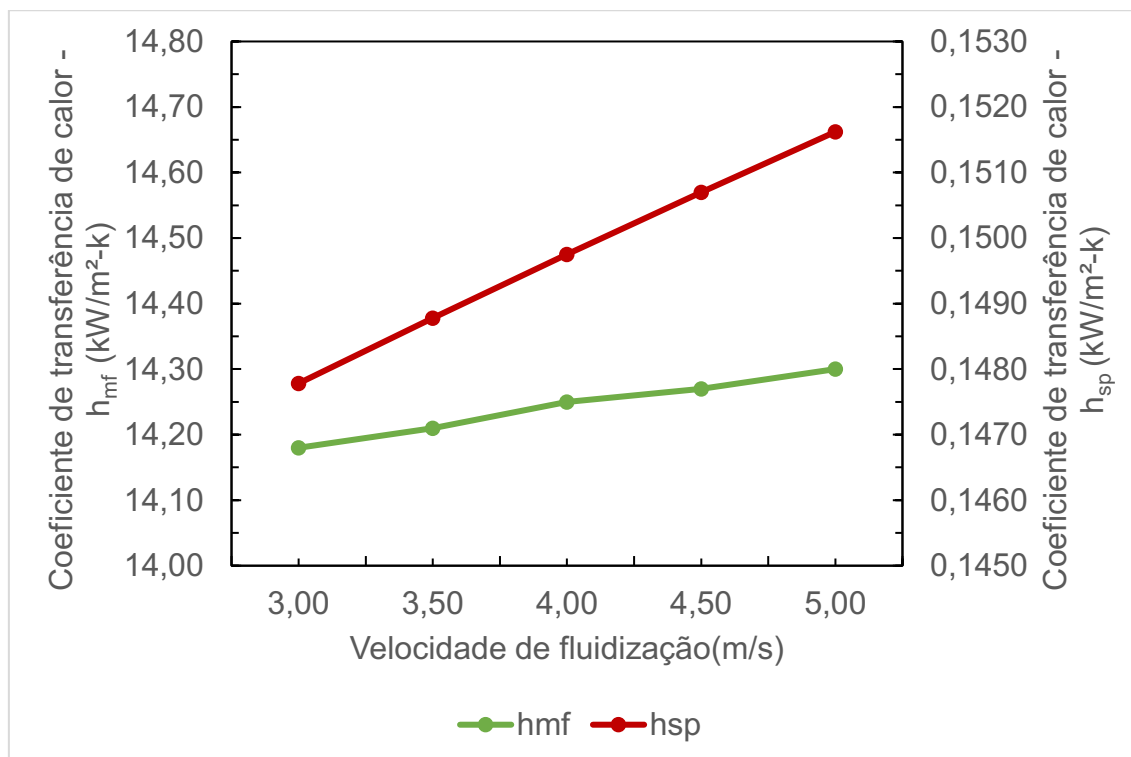
Gráfico 3 - Vazão mássica do vapor produzido em função da velocidade de fluidização.

Fonte: Autoria própria.

A partir do aumento da velocidade de fluidização, pôde-se verificar um incremento de aproximadamente 2,5% na vazão mássica da água evaporada, obtendo-se uma curva com comportamento aproximadamente linear.

Tal comportamento pode ser explicado pelo aumento dos coeficientes de transferência de calor relacionados às duas correntes envolvidas (Gráfico 4), principalmente, no lado do escoamento gás-sólido. Assim, sob a hipótese considerada nestas simulações, na qual a densidade do leito no interior da coluna *riser* foi mantida constante ainda com variação na velocidade do gás, o aumento na velocidade de fluidização eleva o coeficiente de transferência de calor do escoamento gás-sólido por causa do aumento no fluxo de partículas arrastadas em contato com as paredes.

Gráfico 4 - Coeficientes de transferência de calor em função da velocidade de fluidização no riser.



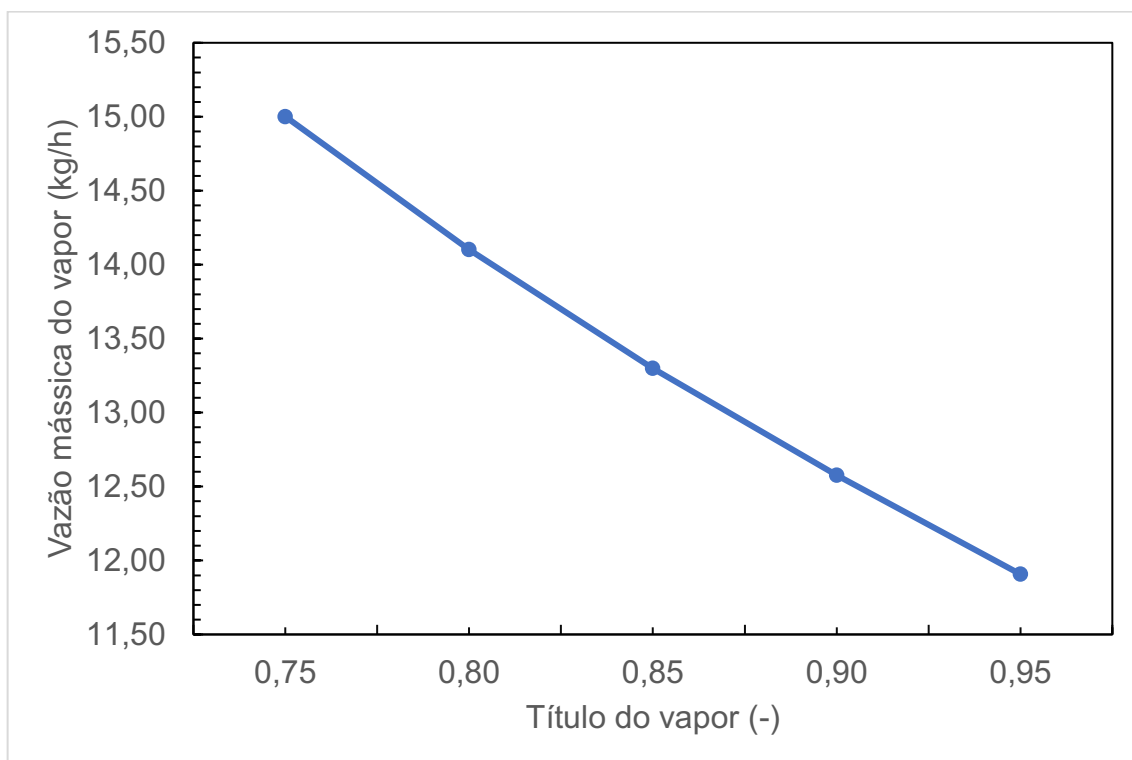
Fonte: Autoria própria.

Os perfis obtidos do Gráfico 4 foram como esperados. Hamdan e Al-qaq (2008) relataram curvas com tendência semelhante para os coeficientes de transferência de calor, mostrando um pequeno aumento nos seus valores com o incremento da velocidade de fluidização.

Esse incremento na velocidade de fluidização leva a um aumento na vazão mássica que por fim, traduz-se em aumento no calor transferido e consequente aumento, mesmo que pouco significativo, no coeficiente de transferência de calor com mudança de fase.

4.3 EFEITO DO TÍTULO DO VAPOR NA SAÍDA

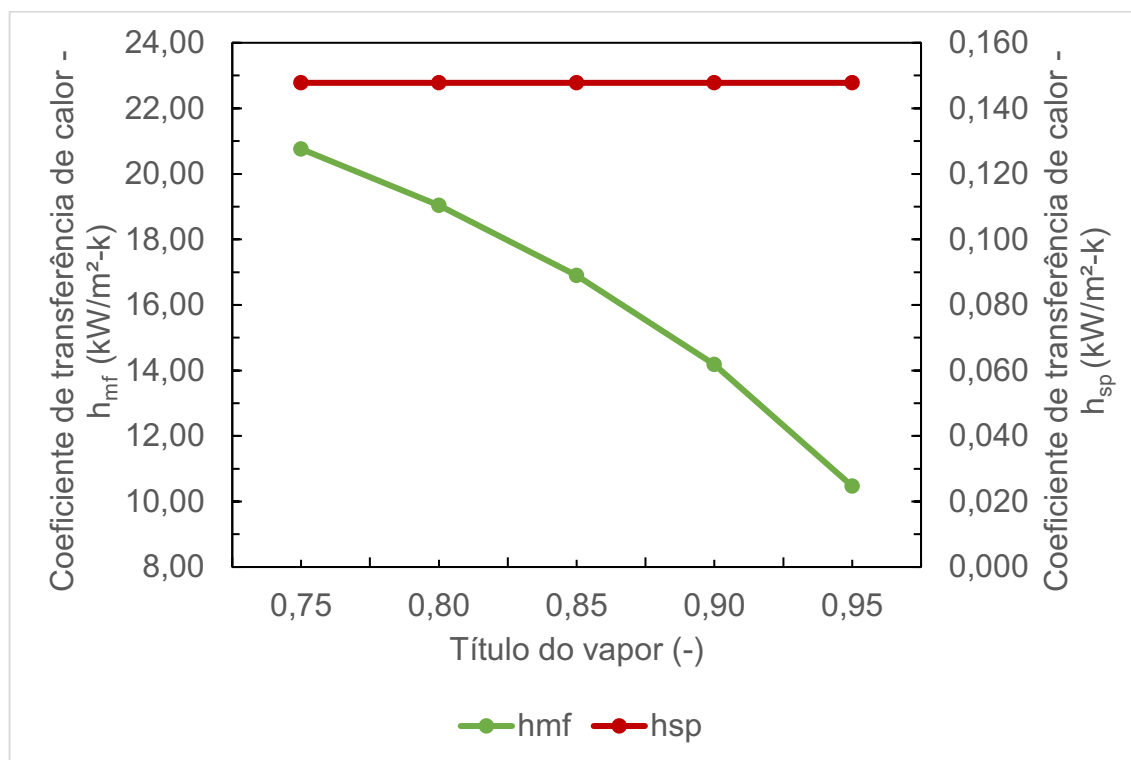
O comportamento da vazão mássica do vapor produzido em função do título deste na saída do evaporador é apresentado no Gráfico 5.

Gráfico 5 - Vazão mássica de vapor produzido em função do título do vapor.

Fonte: Autoria própria.

Uma vez que um maior gradiente de entalpia é necessário ao aumentar-se o título do vapor exigido, a vazão mássica do vapor produzido tende a cair com a manutenção das condições do escoamento gás-sólido inalteradas. Neste caso, observou-se um comportamento linear com diminuição de 20,63%. Os perfis dos coeficientes de transferência de calor em função do título do vapor na saída do evaporador são ilustrados no Gráfico 6.

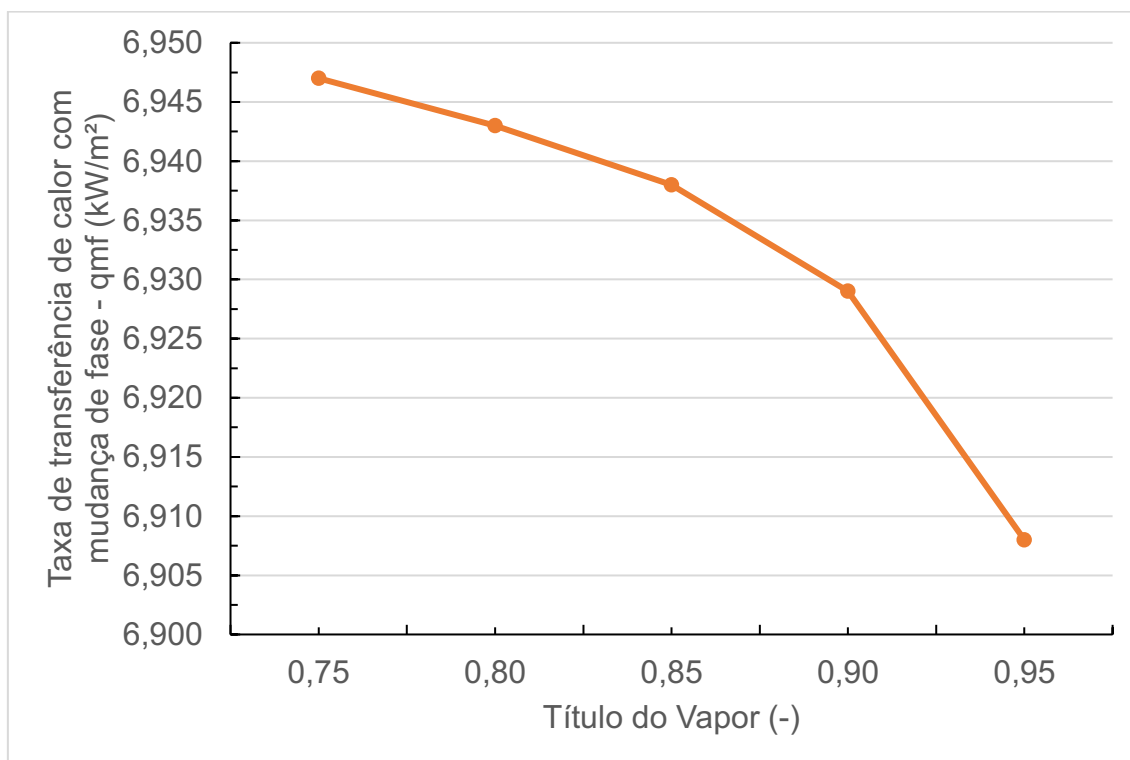
Gráfico 6 - Coeficientes de transferência de calor em função do título do vapor.



Fonte: Autoria própria.

A aceleração na queda da vazão mássica do vapor produzido deve-se ao fato da rápida diminuição no valor do coeficiente de transferência de calor com mudança de fase, com o coeficiente relacionado ao lado gás-sólido permanecendo constante.

Os resultados obtidos nas simulações mostram semelhanças de tendência em relação às curvas disponibilizadas por Kakaç (2002), nas quais, as maiores taxas de transferência de calor durante a mudança de fase são obtidas na faixa de título do vapor perto de 0,75, conforme indicado no Gráfico 7. Como esperado, ao se aumentar excessivamente a quantidade de vapor produzida no escoamento, a camada de bolhas formadas junto às paredes aquecidas do duto dificultará progressivamente a transferência de calor.

Gráfico 7 - Taxa de transferência de calor com mudança de fase em função do título do vapor

Fonte: Autoria própria.

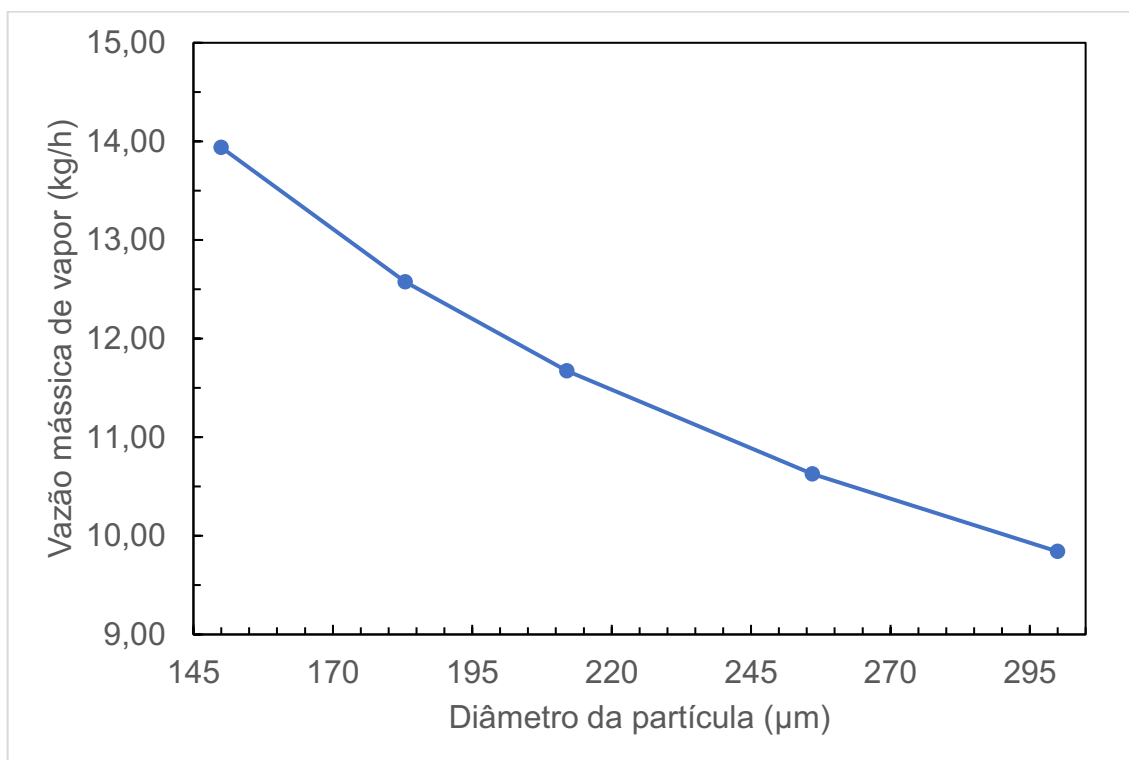
4.4 EFEITO DO DIÂMETRO MÉDIO DA PARTÍCULA

O perfil da variação da vazão mássica do vapor produzido em função do diâmetro médio da partícula no interior da coluna *riser* é apresentado no Gráfico 8.

Dos resultados obtidos, pode-se verificar a diminuição da vazão mássica do vapor produzido com o aumento no tamanho da partícula. Essa diminuição, que segue um comportamento exponencial, foi de 29,40% na faixa operacional simulada. O comportamento encontrado foi o mesmo reportado por Blaszczyk (2014), atribuindo-o ao incremento no contato sólido-parede que as partículas menores proporcionam, devido à sua maior área superficial por volume.

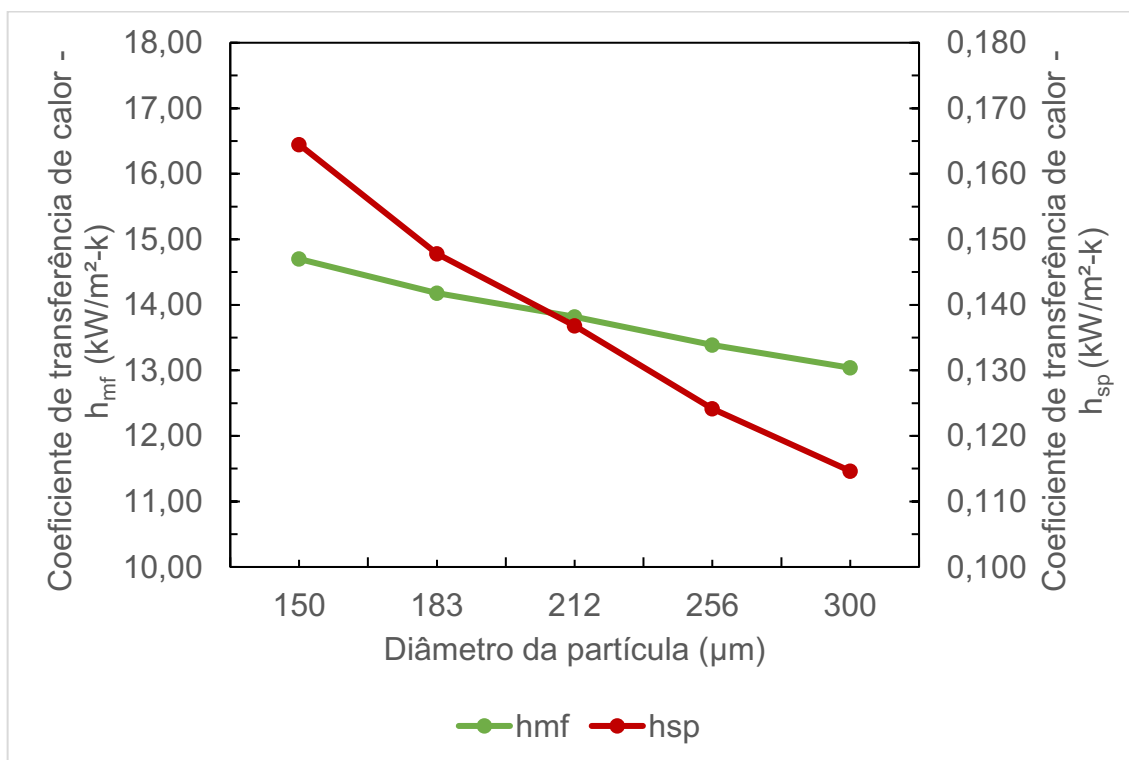
Os respectivos coeficientes de transferência de calor são apresentados no Gráfico 9.

Gráfico 8 - Vazão mássica de vapor produzido em função do diâmetro da partícula.



Fonte: Autoria própria.

Gráfico 9 - Coeficientes de transferência de calor em função do diâmetro da partícula.



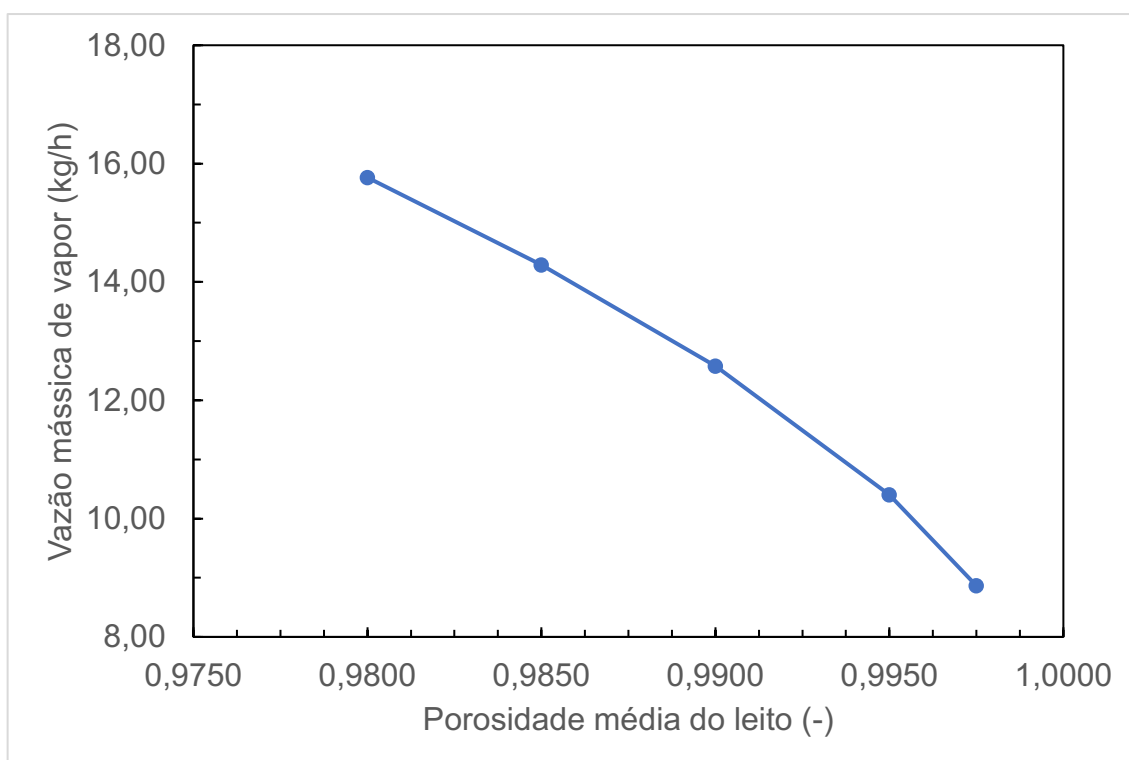
Fonte: Autoria própria.

Percebe-se que o aumento do diâmetro das partículas leva à diminuição dos coeficientes de transferência de calor em ambas as correntes. A diminuição foi mais intensa no coeficiente de transferência de calor leito-parede devido a uma menor vazão mássica com o aumento do diâmetro da partícula. Esse aumento leva a uma menor área de contato com a parede, causando a diminuição do coeficiente de transferência de calor sobre a superfície.

4.5 EFEITO DA POROSIDADE MÉDIA DO LEITO

O comportamento da variação da vazão mássica do vapor produzido em função da porosidade média do leito no interior da coluna *riser* é apresentado no Gráfico 10.

Gráfico 10 - Vazão mássica de vapor produzido em função da porosidade média do leito.



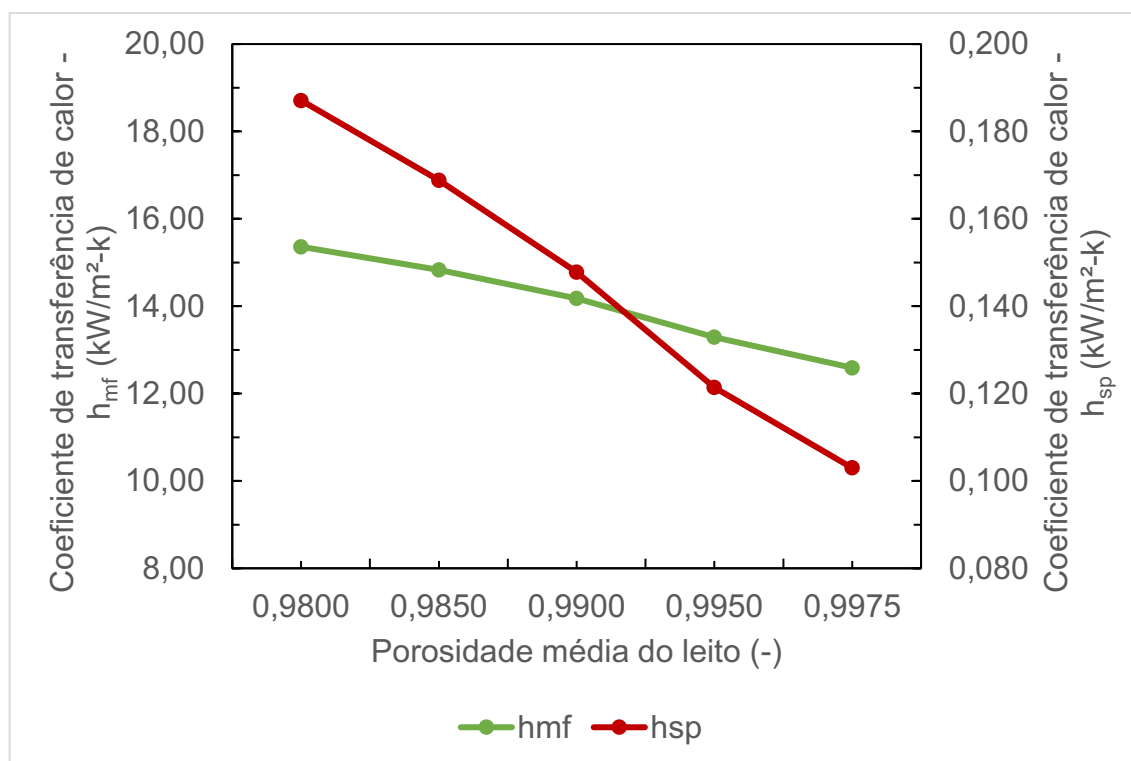
Fonte: Autoria própria

Nota-se que, a partir do aumento da porosidade média do leito no interior da coluna de fluidização, houve uma diminuição de 47,77% no valor da vazão mássica de vapor produzido dentro do intervalo estudado. Observa-se também que o perfil da curva foi exponencial, acentuada em direção ao crescimento da porosidade média do leito.

Sabe-se que a porosidade média do leito é inversamente proporcional à densidade média da suspensão. Portanto, quanto menor for a porosidade, maior será a densidade média dos sólidos suspensos em contato com as paredes do evaporador. Conforme descrito por Basu (2006), o incremento na densidade da fase particulada no escoamento gás-sólido em *risers* leva ao aumento no coeficiente de transferência de calor suspensão-parede, justificando assim os resultados relacionados ao comportamento da produção de vapor.

Os respectivos perfis dos coeficientes de transferência de calor obtidos nas simulações são apresentados no Gráfico 11.

Gráfico 11 - Coeficientes de transferência de calor em função da porosidade média do leito.



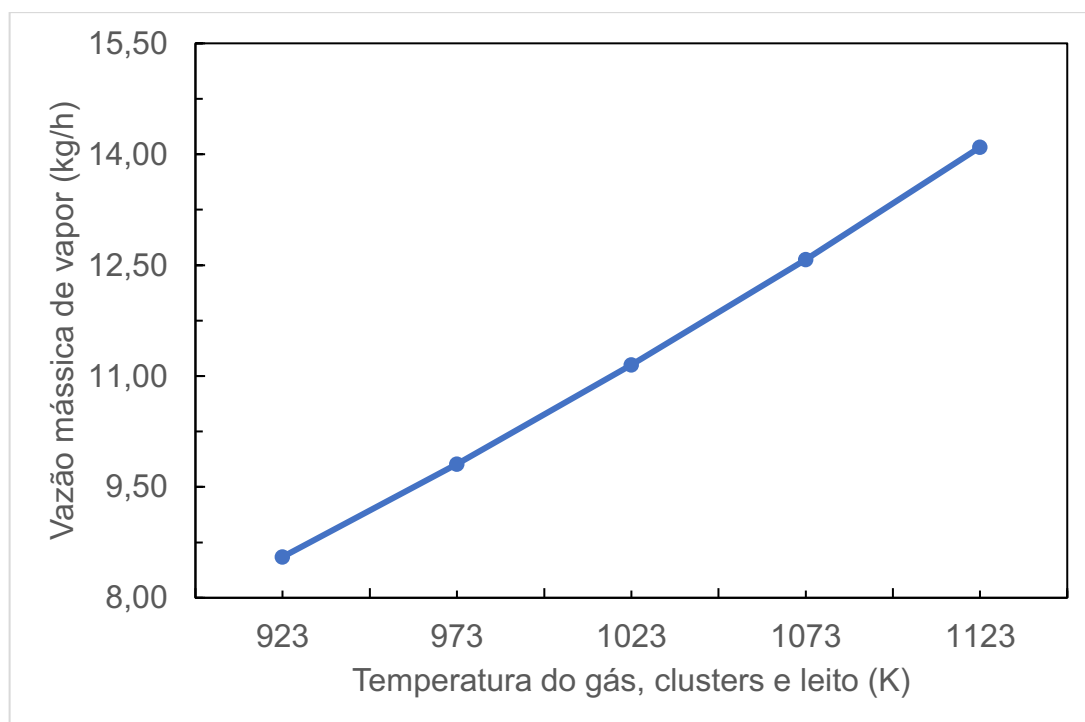
Fonte: Autoria própria

Os resultados confirmam a forte influência da porosidade média do leito no coeficiente de transferência de calor relacionado à interação do escoamento gás-sólido com as paredes. Uma tendência similar, porém, bem menos acentuada, foi obtida para o coeficiente de transferência de calor relacionado ao escoamento com mudança de fase, influenciado pela variação no tamanho da fina camada formada pelos *clusters*. Com o aumento da porosidade, a espessura dessa fina camada aumenta, dificultando assim a transferência de calor para o escoamento com mudança de fase.

4.6 EFEITO DA TEMPERATURA DO ESCOAMENTO GÁS-SÓLIDO

O comportamento da variação da vazão mássica do vapor produzido em função da temperatura do escoamento gás-sólido (*clusters*, gás e partícula) no interior da coluna *riser* é apresentado no Gráfico 12.

Gráfico 12 - Vazão mássica de vapor produzido em função da temperatura do escoamento gás-sólido no *riser*.

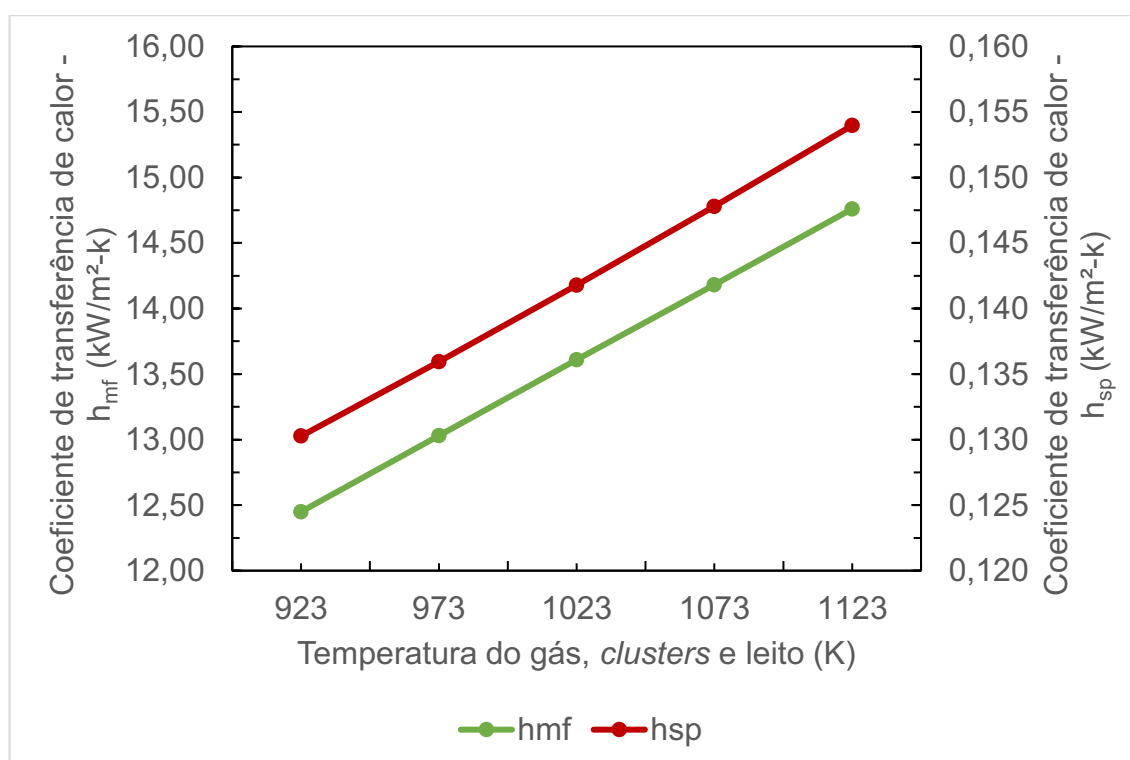


Fonte: Autoria própria

A partir do Gráfico 12 observa-se que, como esperado, a vazão mássica de vapor produzido é maior quanto maior for a temperatura da suspensão gás-sólido, apresentando perfil de crescimento levemente exponencial. Na faixa de valores estudada, a variação no valor da vazão mássica de vapor foi de 64,79%, constituindo-se na maior variação ocasionada pelos parâmetros analisados neste estudo.

Como descrito por Basu (2006), o crescimento da temperatura do escoamento gás-sólido traz o aumento nos coeficientes de transferência de calor do sistema, como verificado no Gráfico 13.

Gráfico 13 - Resultados da variação dos coeficientes de transferência de calor em função das temperaturas.



Fonte: Autoria Própria

O aumento no perfil do coeficiente de transferência de calor suspensão-parede deve-se, principalmente, à melhora na condutividade térmica das fases e também à intensificação do mecanismo de radiação térmica com o incremento da temperatura.

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Este trabalho propôs um procedimento baseado nas equações de Hamdan e Al-Qaq (2008), Kakaç (2002), Basu (2006) e Bergman *et al.* (2011) para a determinação da vazão mássica de produção de vapor de água em evaporador instalado na coluna *riser* de um leito fluidizado circulante de pequeno porte.

O modelo matemático resultante integrou a equação de balanço de energia no evaporador com o cálculo dos coeficientes de transferência de calor referentes ao fenômeno de mudança de fase líquido-vapor e ao escoamento gás-sólido em interação com as paredes internas da coluna *riser*. A resolução do sistema de equações foi realizada com o auxílio do aplicativo comercial EES, com o qual foram analisados 30 casos envolvendo a variação da pressão do vapor produzido, o título do vapor, a porosidade média do leito fluidizado na altura da seção do evaporador, a temperatura da suspensão gás-sólido, o diâmetro da partícula e a velocidade de fluidização no *riser*.

Os resultados das simulações mostraram que o perfil da vazão mássica de vapor na saída do evaporador pode variar significativamente de acordo com o parâmetro operacional testado, sendo a velocidade de fluidização e a temperatura da suspensão gás-sólido os únicos com os quais a produção de vapor cresceu com o aumento de tais variáveis. Nesse sentido, a vazão mássica do vapor gerado foi incrementada em quase 64% quando a temperatura do leito variou na faixa de 923 K a 1123 K, constituindo-se no parâmetro operacional de maior influência. O resto das variáveis mostrou comportamento inversamente proporcional, com a porosidade da suspensão e o tamanho da partícula merecendo destaque. O aumento no valor destes parâmetros promoveu uma diminuição na vazão mássica do vapor gerado de aproximadamente 48% e 30%, respectivamente. A pressão do vapor, variando na faixa de 3 bar a 7 bar, não produziu alteração significativa na variável de interesse, sendo assim o parâmetro de menor influência dos aqui estudados.

Embora ainda seja necessário validar os resultados das simulações com dados experimentais, o procedimento de cálculo adotado poderá contribuir como ferramenta norteadora no controle operacional de caldeiras de leito fluidizado circulante instaladas em laboratório, principalmente durante a programação dos seus testes iniciais.

Finalmente, para a realização de trabalhos futuros relacionados ao tema, sugere-se:

- Realizar um estudo mais abrangente, considerando o acoplamento do trocador de calor (economizador) disponível na linha de exaustão dos gases de combustão, ampliando assim novas possibilidades em relação às condições operacionais do sistema de geração de vapor.
- Realizar um estudo experimental que possa contribuir com a validação dos resultados aqui obtidos a partir de simulações computacionais, possibilitando o aperfeiçoamento do modelo adotado neste trabalho.

REFERÊNCIAS

BASU, P. **Combustion and Gasification in Fluidized Beds**. Ed. Taylor & Francis, Boca Raton-U.S.A., 2006, 473 p.

BASU, P.; NAG, P.K. Heat transfer to walls of a circulating fluidized-bed furnace. **Chemical Engineering Science**, v. 51, n. 1, pp. 1-26, 1996.

BERGMAN, T.L.; INCROPERA, F.P.; LAVINE, A.S. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. John Wiley & Sons. 2011.

BLASZCZUK, A.; NOWAK, W. Bed-to-wall heat transfer coefficient in a supercritical CFB boiler at different bed particle sizes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 79, pp.736-749, 2014.

BLASZCZUK, A. Effect of flue gas recirculation on heat transfer in a supercritical circulating fluidized bed combustor. **Archives of thermodynamics**, v. 36, n. 3, p. 61-83, 2015.

CHEN, Y.; LU, X.; ZHANG, W. et al. An experimental study on the hydrodynamic performance of the water-wall system of a 600 MW supercritical CFB boiler. **Applied Thermal Engineering**, v. 141, p. 280-287, Ago. 2018.

CHINSUWAN, A.; DUTTA, A. An investigation of the heat transfer behavior of longitudinal finned membrane water wall tubes in circulating fluidized bed boilers. **Powder Technology**, v. 193, n. 2, p. 187-194, Jul. 2009.

DAVIS, E. J.; ANDRESON, G. H., **The incipience of nucleate boiling in convective flow**, AIChE J., v. 12, p. 774, 1966.

DUTTA, A.; BASU, P. An experimental investigation into the heat transfer on wing walls in a circulating fluidized bed boiler. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 45, n. 22, p. 4479-4491, Out. 2002.

GOLRIZ, M. R.; SUNDEN, B. An analytical-empirical model to predict heat transfer coefficients in circulating fluidized bed combustors. **Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 30, n. 6, pp. 377-383, 1995.

GRACE, J.R.; KNOWLTON, T.M; AVIDAN, A.A. **Circulating fluidized beds**. Springer Science & Business Media, 2012.

HAMDAN, M.A.; AL-QAQ, A.M. The prediction of heat transfer coefficient in circulating fluidized bed combustors. **Energy Conversion and Management**, v.49, n. 11, pp. 3274-3277, 2008.

KAKAÇ, S.; LIU, H.; **Heat Exchangers**, Selection, Rating, and Thermal Design 2. ed. U.S.A, Crc Press, 2002.

KUNII, D.; LEVENSPIEL, O. **Fluidization engineering** 2. ed. Stoneham: Butterworths-Heinemann, 1991.

LINTS, M. C.; GLICKSMAN, L. R. **Parameters governing particle to wall heat transfer in a circulating fluidized bed**, In Circulating Fluidized Bed Technology IV, Avidan, A. A., Ed., pp. 297–304, 1994.

MARTINS, R.; RAMIREZ-BEHAINNE, J. J. Projeto de uma caldeira de leito fluidizado circulante acoplada a ciclo rankine de 200 kW. In: **SEMINARIO DE INICIAÇÃO CIENTIFICA E TECNOLÓGICA SICITE**, 2013, Campo Mourão, Anais... Campo Mourão: [S.I.], 2013.

PERALES, J.F.; COLL, T.; LLOP, M. F.; PUIGJANER, L.; ARNALDOS, J.; CASAL, J. On The Transition From Bubbling To Fast-Fluidization Regimes. **Circulating Fluidized Bed Technology**, v. 3, pp. 73-78, 1991.

RAYAPROLU, K. **Boilers for power and process** 1. ed. New York: Taylor & Francis Group, 2009. STULTZ, S. C.; KITTO, J. B., **Steam: its generation and use**, 41 ed., Babcock & Wilcox, Barberton, 1992, pp. 19–23.

ZHANG, H.; LU, J.; YANG, H.; YONG, J.; WANG, Y.; XIAO, X.; ZHAO, X.; YUE, G. Heat transfer measurements and predictions inside the furnace of 135 MWe CFB boiler, In Circulating Fluidized Bed Technology III, Cen, K., Ed., **International Academic Publishers**, Beijing, pp. 254–260, 2005.

ZHANG, H.L.; BAEYENS, J.; DEGRÈVE, J.; BREMS, A.; DEWIL, R. The convection heat transfer coefficient in a Circulating Fluidized Bed (CFB). **Advanced Powder Technology**, v. 25, n. 2, pp. 710-715, 2014.

APÊNDICE A

Programa na Linguagem do Pacote Computacional EES® para o Cálculo da Vazão
Mássica de Vapor em Leito Fluidizado Circulante

"0. MODELO MATEMÁTICO - FUNÇÕES MODULARES"

"Função if do Froude"

Function Fr_teste(Fr_l)

If ($Fr_l \leq 0,04$) Then

$$K_{FR} = (25Fr_l)^{-0.3}$$

Else

$$K_{FR} = 1$$

Endif

Fr_teste := K_{FR}

End

"Função if do Numero de Convecção atrelado"

Function Co_teste(Bo ; Co)

If ($Bo > 1,9 \cdot (10^{-5})$) Then "Condição do Bo"

If ($Co > 1$) Then

$$F_{nb} = 231(Bo)^{0.5}$$

F_aux = Fnb

Else

If ($Co \leq 1$) and ($Co \geq 0,02$) Then

$$F_{nb} = 231(Bo)^{0.5}$$

$$F_{cb} = 1.8 Co^{-0.8}$$

$$F_{cnb} = F_{nb}(0.77 + 0.13F_{cb})$$

F_aux = Fcnb

Endif

Endif

Else "Caso Bo seja menor que $1,9 \cdot (10^{-5})$ "

If ($Co > 1$) Then

$$F_{cb} = 1 + 0.8 \exp(1 - (Co)^{0.5})$$

F_aux = F_{cb}

Else

$$F_{cb} = 1.8 Co^{-0.8}$$

$$F_{aux} = F_{cb}$$

Endlf

Endlf

Co_teste:= F_aux

End

"1. MODELO DA MUDANÇA DE FASE NO EVAPORADOR - PROGRAMA PRINCIPAL"

"Calculo da taxa (q_total) e do fluxo (q_evap) de calor aplicados ao evaporador"

P_Agua_entrada_e_Saida = 5 "bar"

T_sat = T_sat(Water;P=P_Agua_entrada_e_Saida) "Temperatura de saturação, K"

T_Agua_entrada = (T_sat-20) "Temperatura de entrada da água, K" "Recomendado para evaporadores de caldeiras - Basu, 2006"

VazaoMassica = 0,003499 "Vazão mássica da água, kg/s"

h_entrada = Enthalpy(Water;P=P_Agua_entrada_e_Saida;T=T_Agua_entrada) "kJ/kg"

h_saida = Enthalpy(Water;P=P_Agua_entrada_e_Saida;x=x_v) "kJ/kg"

q_evap = VazaoMassica (h_saida - h_entrada) "kW"

q_fluxo_evap = $\frac{q_{evap}}{Area_{evap}}$ "kW /m^2"

Area_evap = (pi#)(D_inthid L_evap) "Área de troca térmica na seção do evaporador, m^2"

L_evap = 0,6 "Comprimento do evaporador, m"

"Calculo do número de Froude (Fr)"

D_exthid = 0,06271 "m"

D_inthid = 0,04826 "m"

DiâmetroHidraulico = D_exthid - D_inthid "m"

AreaHidraulica = (pi#) $\left(\frac{D_{exthid}^2 - D_{inthid}^2}{4}\right)$ "m^2"

G_massa = $\frac{VazaoMassica}{AreaHidraulica}$ "Velocidade da massa em kg/m^2s"

g = 9,81 "Aceleração da gravidade em m/s^2"

P_Agua_mf = P_Agua_entrada_e_Saida "Pressão da água na mudança de fase, bar"

ρ_l = Density(Water;P=P_Agua_mf;x=0) "Densidade da água líquida em kg/m^3"

$Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 g d_l}$ "Numero de Froude, adim"

$K_{Fr} = Fr_{teste}(Fr)$ "Fator de correção do Numero de Froude, adim"

"Calculo do Numero de Convecção (Co)"

$P_{\text{Agua_Vapor}} = P_{\text{Agua_mf}}$ "Pressão do vapor, Bar"

$\rho_v = \text{Density}(\text{Water}; P=P_{\text{Agua_Vapor}}; x=x_v)$ "Densidade do vapor kg/m³"

$x_v = 0,9$ "Qualidade do vapor de 0 a 1, adimensional"

$$Co = \left[\frac{(1-x_v)}{x_v} \right]^{0.8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} K_{FR} \text{ "Adimensional"}$$

"Calculo do Número de evaporação (Bo)"

$\dot{m} = \text{Vazao}_{\text{Massica}}$ "Vazão mássica da agua kg/s"

$i_{lg} = h_{\text{vapor_sat}} - h_{\text{entrada}}$ "Calor latente de vaporização kJ/kg"

$h_{\text{vapor_sat}} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; P = P_{\text{Agua_entrada_e_Saida}}; x=1)$ "kJ/kg"

$$Bo = \frac{q''}{\dot{m} i_{lg}} \text{ "Adimensional"}$$

"Calculo do valor de Fator de aprimoramento - F0"

$F = Co_{teste}(Bo; Co)$ "Teste lógico para obter o valor de F, que depende do número de convecção e do Bo"

$$F_0 = F(1 - x_v)$$

"Calculo do coeficiente de transferência de calor do Líquido - hI"

"Primeiramente obtém-se o valor de Reynolds"

$\mu_l = \text{Viscosity}(\text{Water}; P=P_{\text{Agua_mf}}; x=0)$ "Viscosidade do líquido N.s/m²"

$$Re_l = \frac{G(1-x)d_l}{\mu_l}$$

"Em seguida o valor do Prandtl"

$C_l = Cp(\text{Water}; P=P_{\text{Agua_mf}}; x=0)$ "kJ/kg.K"

$k_l = \text{Conductivity}(\text{Water}; P=P_{\text{Agua_mf}}; x=0)/1000$ "kW/m.K"

$$Pr = \frac{\mu_l C_l}{k_l}$$

"A partir do Prandtl, Reynolds e da fração, pode-se calcular o Nusselt"

$Nu_i = 5$ "Incropera, Tab 8.2, Nu,i para Di/De =0,77"

"E por fim o valor do coeficiente hI"

$$h_l = \frac{Nu_i k_L}{d_l} \text{ "kW/m}^2\text{K"}$$

"Calcula-se então o valor do coeficiente de transferência de calor com mudança de fase no evaporador"

$$H_{\text{evap}} = F_0 h_l \quad \text{"kW/m}^2\text{K"}$$

"2. MODELO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO ESCOAMENTO GÁS-SÓLIDO NA COMBUSTÃO"

"Coeficiente de transferência de calor do cluster"

"Primeiramente o cálculo da condutividade do cluster (K_c) e para isso necessita-se da porosidade do cluster (ϵ_c)"

$$\epsilon_{\text{media}} = 0,99 \quad \text{"Porosidade média, adim"}$$

$$T_g = 1073 \quad \text{"temperatura da suspensão gás-sólida, K"}$$

$$P_g = 1 \quad \text{"Pressão da suspensão gás-sólida, bar"}$$

$$k_g = \text{Conductivity}(\text{Air}; T=T_g)/1000 \quad \text{"Condutividade do gás (Assume-se Ar), kW/m.K"}$$

$$T_s = 1073 \quad \text{"Temperatura do cluster, K"}$$

$$k_p = \text{Conductivity}(\text{Sand}; T=300)/100 \quad \text{"Condutividade da partícula de areia, kW/m.K"}$$

$$C_{sf} = 1,23(1 - \epsilon_{\text{media}})^{0,54} \quad \text{"fração de sólidos no cluster, adim"}$$

$$\epsilon_c = 1 - C_{sf} \quad \text{"Porosidade do cluster, adim"}$$

$$N = \left(\frac{k_g}{k_p}\right) + 0,28\epsilon_c^{0,63}\left(\frac{k_g}{k_p}\right)^{0,18}$$

$$M = (1 - \epsilon_c) \left(\frac{k_g}{k_p}\right)$$

$$k_c = k_g \left(1 + \frac{M}{N}\right) \quad \text{"condutividade do cluster em kW/m.K"}$$

"Calculo da densidade x calor específico do cluster"

$$\rho_p = 2650 \quad \text{"Densidade da partícula de areia (valor constante), kg/m}^3\text{"}$$

$$C_p = \text{SpecHeat}(\text{Sand}; T=300) \quad \text{"Calor específico da partícula de sílica em kJ/kg.K"}$$

$$\rho_g = \text{Density}(\text{Air_ha}; T=T_g; P=P_g) \quad \text{"Densidade do gás(assumindo ar) em kg/m}^3\text{"}$$

$$C_{pg} = \text{SpecHeat}(\text{Air_ha}; T=T_g; P=P_g) \quad \text{"Calor específico do gás(assumindo ar) em kJ/kg.K"}$$

$$(\rho C)_c = (1 - \epsilon_c)\rho_p C_p + \epsilon_c \rho_g C_{pg} \quad \text{"Capacidade térmica volumétrica do cluster, kJ/m}^3\text{.K"}$$

"Calculo do tempo de contato"

"Primeiro o calculo da velocidade da partícula"

$$d_p = 0,000183 \text{ "Diâmetro da partícula em m"}$$

$$U_{lc} = 0,75 \sqrt{\frac{\rho_p}{\rho_g} g d_p} \text{ "Velocidade do cluster, m/s"}$$

"Cálculo da densidade de suspensão"

$$\varepsilon_g = \varepsilon_{media} \text{ "Porosidade da suspensão, adim"}$$

$$\rho_{sus} = (1 - \varepsilon_g) \rho_p \text{ "Densidade da suspensão, kg/m^3"}$$

"Calculo do comprimento característico (percorrido pelo cluster)"

$$L_c = 0,0178(\rho_{sus})^{0,596} \text{ "m"}$$

"Finalmente o cálculo do tempo de contato"

$$t_c = \frac{L_c}{U_{lc}} \text{ "s"}$$

"Por fim, através do tempo de contato, comprimento e velocidade, pode-se calcular o coeficiente relativo ao cluster"

$$h_{cluster} = \left[\frac{4k_c(\rho C)_c}{\pi t_c} \right]^{1/2} \text{ "kW/m^2.K"}$$

"Calculo do coeficiente de transferência de calor na parede"

"Necessita da espessura adimensional da fina camada, definida por"

$$\delta = 0,0282(1 - \varepsilon_{media})^{-0,59} \text{ "adim"}$$

$$h_w = \frac{k_g}{\delta d_p} \text{ "Coeficiente na parede, kW/m^2.K"}$$

"Calculo do coeficiente combinado do cluster"

$$h_c = \left[\frac{1}{h_{cluster}} + \frac{1}{h_w} \right]^{-1} \text{ "kW/m^2.K"}$$

"Calculo da radiação transmitida pelo cluster"

$$\sigma = \sigma_{\#}/1000 \text{ "Constante de Stefan-Boltzmann dada pelo programa, kW/m^2.K^4"}$$

$$T_w = 400 \text{ "(T_Agua_mf+T_g)/2" "Temperatura aproximada da parede, K"}$$

$$e_w = 0,35 \text{ "Emissividade da Parede, adim" "Tabela A.11 - Incropera, aço inoxidável limpo, T = 1000K"}$$

$$e_p = 0,9 \text{ "Emissividade da partícula, adim"}$$

$$\{T_Agua_mf = T_sat(\text{Water}; P=P_Agua_mf) \text{ "K"}\}$$

"Calculo da emissividade do cluster"

$$e_c = 0,5(1 + e_p) \text{ "adim"}$$

"Coeficiente de radiação do cluster"

$$h_{cr} = \frac{\sigma(T_s^4 - T_w^4)}{\left[\frac{1}{e_c} + \frac{1}{e_w} - 1\right](T_s - T_w)} \text{ "kW/m}^2\text{.K"}$$

"Calculo do coeficiente de transferencia de calor na fase dispersa - calculado pela média aritmética de duas referências da literatura (Basu,2006; Hamdan e Al-qaq, 2008)"

$$H_d = \frac{h_{d1} + h_{d2}}{2}$$

$h_{d1} = \left(\frac{\mu_g C_p}{d_p}\right) \left(\frac{\rho_{dis}}{\rho_p}\right)^{0,3} \left(\frac{U_t^2}{g d_p}\right)^{0,21}$ "Coeficiente de transferencia de calor na fase dispersa, kW/m².K, Hamdan e Al-qaq, Eq. 5"

$\mu_g = \text{Viscosity(Air; T=T}_g\text{)}$ "Viscosidade do gás N.s/m²"

$\rho_{dis} = \rho_{sus}$ "densidade da fase dispersa (suspensão gás-sólido), kg/m³"

$U_t = 1,2 d_p \left(\frac{\rho_p^2}{\mu_g}\right)^{1/3}$ "Velocidade terminal da partícula, m/s"

$h_{d2} = 0,023 C_{pp} C_t C_{tubo} \left(\frac{k_g}{D_b}\right) (Re_g)^{0,8} (Pr)^{0,4}$ "Coeficiente de transferencia de calor na fase dispersa, kW/m².K - Basu, Eqs. 6.22 a 6.24"

$D_b = 0,04$ "Diâmetro interno da fornalha riser, m" "Valor real"

$$Re_g = \frac{D_b \rho_g U_g}{\mu_g}$$

$Pr = \text{Prandtl(Air; T=T}_g\text{)}$

$C_{pp} = 1,1$

$C_t = \left(\frac{T_b}{T_w}\right)^{0,5}$

$C_{tubo} = 1 + 1,4 \left(\frac{D_b}{L_{evap}}\right)$

$U_g = 3$ "Velocidade do gás no riser, m/s" "Dado real de operação da fornalha"

"Calculo do coeficiente de radiação na fase dispersa"

$T_b = T_g$ "Temperatura do leito em K"

$Emi_{dis} = 0,5$ "Emissividade da fase dispersa" "Valor médio assumido"

$h_{dr} = \frac{\sigma(T_b^4 - T_w^4)}{\left[\frac{1}{e_{dis}} + \frac{1}{e_w} - 1\right](T_b - T_w)}$ "Coeficiente da radiação da fase dispersa em kW/m².K"

$f = 1 - \exp\left(-25000 \left\{1 - \frac{2}{[\exp(0,5D_b) + \exp(-0,5D_b)]}\right\} (1 - \varepsilon_{sus})\right)$ "Fração de parede coberta por clusters, adim" "Basu, Eq 6.29"

"Cálculo do coeficiente de transferência de calor da suspensão gás-sólido na parede da fornalha"

$$H_{fornalha} = f(h_c + h_{cr}) + (1 - f)(h_d + h_{dr}) \text{ "kW/m}^2\text{.k"}$$

"3. MODELO DE BALANÇO DE ENERGIA"

{q_evap = q_fornalha} "Balanço de energia no evaporador (a parede extensa do evaporador é assumida isolada), kW"

"Resistência térmica relacionada ao escoamento gás-sólido na fornalha"

$$RT_{fornalha} = \frac{1}{H_{fornalha} * Area_{fornalha}} \text{ "K/W"}$$

$$Area_{fornalha} = \pi * Db * L_{evap} \text{ "Área de troca térmica da fornalha na seção do evaporador, m}^2\text{"}$$

"Resistência térmica relacionada á parede cilíndrica interna do evaporador"

$$RT_{parede} = \left[\frac{\ln\left(\frac{D_{extparede}}{D_{intparede}}\right)}{2\pi * k_{aco} * L_{evap}} \right] \text{ "K/kW"}$$

$$D_{intparede} = Db \text{ "m"}$$

$$D_{extparede} = D_{inthid} \text{ "m"}$$

$$k_{aco} = \text{Conductivity(Stainless_AISI304; T=Tw)/1000 "kW/m.k"}$$

"Resistência térmica da mudança de fase no evaporador"

$$RT_{evap} = \frac{1}{h_{evap} * Area_{evap}} \text{ "K/kW"}$$

"Resistência térmica total entre a suspensão gás-sólido e a água no interior do evaporador"

$$R_{Total} = RT_{fornalha} + RT_{parede} + RT_{evap} \text{ "K/kW"}$$

$$UA = \frac{1}{R_{Total}} \text{ "kW/K"}$$