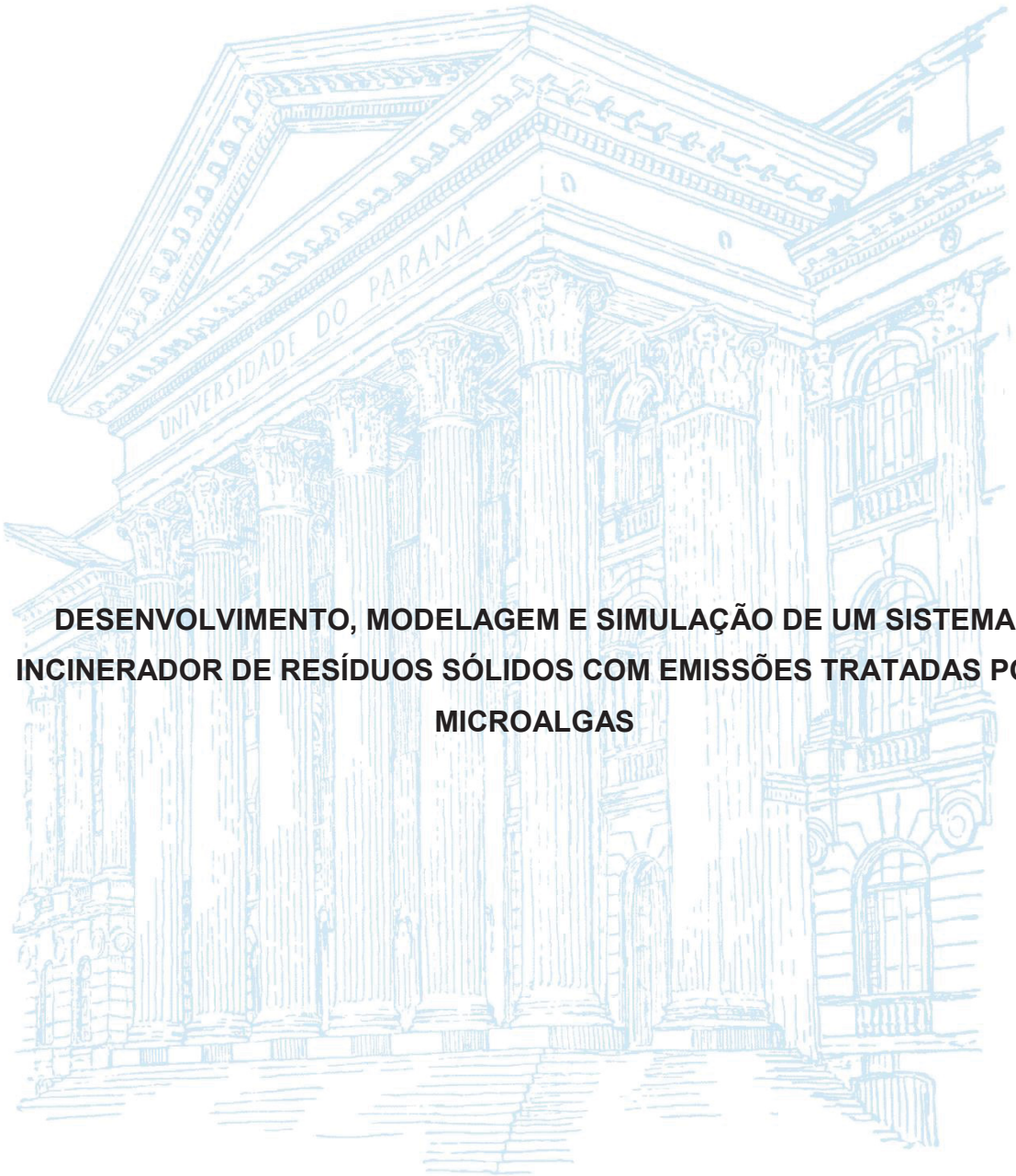
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

MATIAS NICOLAS MUÑOZ



DESENVOLVIMENTO, MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA INCINERADOR DE RESÍDUOS SÓLIDOS COM EMISSÕES TRATADAS POR MICROALGAS

CURITIBA

2018

MATIAS NICOLAS MUÑOZ

DESENVOLVIMENTO, MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA INCINERADOR DE RESÍDUOS SÓLIDOS COM EMISSÕES TRATADAS POR MICROALGAS

Dissertação apresentada como requisito parcial à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, no Curso de mestrado em Engenharia Mecânica, Setor de Tecnologia, da Universidade Federal do Paraná, na área de concentração Fenômenos de Transporte e Mecânica dos Sólidos.

Orientador: Prof. PhD. José Viriato Coelho Vargas.
Coorientador: Dr. Wellington Balmant.
Coorientador: PhD. Juan Carlos Ordoñez.

CURITIBA

2018

Catalogação na Fonte: Sistema de Bibliotecas, UFPR
Biblioteca de Ciência e Tecnologia

M994d

Muñoz, Matias Nicolas
Desenvolvimento, modelagem e simulação de um sistema incinerador de resíduos sólidos com emissões tratadas por microalgas / Matias Nicolas Muñoz. – Curitiba, 2018.
107 f. : il. color. ; 30 cm.

Dissertação - Universidade Federal do Paraná, Setor de Tecnologia, Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, 2018.

Orientador: José Viriato Coelho Vargas – Coorientador: Wellington Balmant – Coorientador: Juan Carlos Ordoñez.
Bibliografia: p. 101-107.
DOI: 10.1109/SusTech.2017.8333527

1. Incineradores. 2. Redução de resíduos. 3. Permutadores térmicos. 4. Termodinâmica. 5. Microalga. 6. Modelagem matemática. I. Universidade Federal do Paraná. II.Vargas, José Viriato Coelho. III. Balmant, Wellington. IV. Ordoñez, Juan Carlos. V. Título.

CDD: 628.4457

Bibliotecário: Elias Barbosa da Silva CRB-9/1894

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
SETOR TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO ENGENHARIA MECÂNICA

TERMO DE APROVAÇÃO

Os membros da Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em ENGENHARIA MECÂNICA da Universidade Federal do Paraná foram convocados para realizar a arguição da Dissertação de Mestrado de **MATIAS NICOLAS MUÑOZ**, intitulada: **DESENVOLVIMENTO, MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS COM EMISSÕES TRATADAS COM MICROALGAS** , após terem inquirido a aluna e realizado a avaliação do trabalho, são de parecer pela sua aprovação no rito de defesa.

A outorga do título de Mestre está sujeita à homologação pelo colegiado, ao atendimento de todas as indicações e correções solicitadas pela banca e ao pleno atendimento das demandas regimentais do Programa de Pós-Graduação.

Curitiba, 16 de Fevereiro de 2018.

WELLINGTON BALMANT(UFPR)
(Presidente da Banca Examinadora)

LUCIANO KIYOSHI ARAKI(UFPR)

CEZAR OTAVIANO RIBEIRO NEGRAO(UTFPR)

Aos meus pais, Irmã e Avó. Os
meus exemplos e guias nesta vida.

AGRADECIMENTOS

Ao CENTRO DE ESTUDIOS DE ENERGÍA PARA EL DESARROLLO – CEED/UNaM, ao professor Ing. OSCAR PERRONE, o professor Lic. HUGO BORDON e o professor Msc. Ing. JOSÉ ANTONIO POSLUSZNY, pela concessão de bolsa de mestrado e pelo apoio outorgado na realização do mestrado.

Ao professor Ph.D. JOSÉ VIRIATO COELHO VARGAS, orientador deste trabalho, pela dedicação, paciência e incentivos, sendo sua participação de inestimável valor para esta pesquisa.

Ao Dr. WELLINGTON BALMANT, coorientador, pelo apoio e contribuições feitas neste trabalho.

Ao professor Dr. JUAN CARLOS ORDONEZ, coorientador, pelo apoio e oportunidade.

Ao professor Dr. LUCIANO KIYOSHI ARAKI, ao Ph.D. PAULO GARDOLINSKI, ao professor Ph.D. CEZAR OTAVIANO RIBEIRO NEGRÃO, pelos comentários e contribuições.

Ao NÚCLEO DE PESQUISA E DESENVOLVIMENTO EM ENERGIA AUTOSUSTENTAVEL – NPDEAS/UFPR e sua equipe técnica pelo suporte dado para a realização deste trabalho.

A minha MÃE, minha IRMÃ e minha AVÓ, por me apoiar e acompanhar durante toda a minha vida. Para o meu PAI, quem do céu guia e protege-me.

A família STRICKER, pelo apoio e ajuda.

Também expresso estima e agradecimentos a todos aqueles, não citados aqui e mesmo assim não menos importantes, que contribuíram com seu tempo, energia, visão, suporte ou amizade, para que este estudo se tornasse possível.

Obrigado!

Nós somos o que fazemos dia a dia. Então, a excelência não é um ato, mas um hábito.

(ARISTÓTELES, A.C.,)

RESUMO

Esta dissertação de mestrado apresenta um modelo matemático do sistema de incineração de resíduos sólidos urbanos e um modelo matemático adimensional do trocador de calor localizados no laboratório Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento de Energia Autossustentável (NPDEAS) da Universidade Federal do Paraná (UFPR). O modelo combina os princípios da termodinâmica e da transferência de calor e massa, aplicando-os aos componentes do sistema. Assumindo-se volumes de controle termodinâmico para cada componente. O modelo matemático está explicado por um sistema de equações diferenciais ordinárias integradas com o tempo, com precisão e baixo tempo computacional. Um grupo adimensional adequado para o trocador de calor foi identificado. Os resultados apresentados para o sistema completo na forma de gráficos com aplicação geral para os sistemas semelhantes. O incinerador de resíduos sólidos e o trocador de calor já estão construídos e instrumentados para obter dados reais das temperaturas na câmara de combustão e na câmara de pós-combustão do incinerador. Assim, o modelo foi ajustado a partir de um conjunto de dados experimentais e, então, o modelo matemático e a simulação são validadas experimentalmente usando outro conjunto de dados experimentais. A seguir, estuda-se a otimização da alocação de área total de transferência de calor no trocador de calor. Na determinação da distribuição de área de transferência de calor deve-se considerar as mudanças de fase do lado frio (superaquecido, ebulição e líquida). Assim, é determinada a relação ótima dos fluxos. A configuração ideal que promove, em estado quase estacionário, a máxima eficiência da segunda lei termodinâmica também é investigada. Portanto, os resultados utilizando emissões da combustão de madeira ($CH_{1,44}O_{0,66}$) e como fluido frio a água, mostram-se que a distribuição ideal da área total de transferência de calor se obtém quando a relação entre os fluidos (emissões/água) é $M_{opt} = 0,20$, sendo o tamanho determinado para o trocador de calor de N = 9. Entretanto, com esta configuração de área de transferência de calor tem-se que a máxima eficiência de segunda lei é $\eta_{II} = 0,54$ %. Assim, consegue-se representar o modelo físico do sistema de tratamento térmico de resíduos sólidos com geração de vapor utilizando a modelagem matemática apresentada nesta dissertação.

Palavras-chave: Modelagem matemática. Incineração de resíduos sólidos urbanos. Trocador de calor. Otimização termodinâmica. Microalgas.

ABSTRACT

This dissertation presents a mathematical model of the urban solid waste incineration system, and a dimensionless mathematical model of the heat exchanger, located in the laboratory Nucleus of Research and Development of Energy Autossustentavél (NPDEAS) of the Federal University of Paraná (UFPR). The model combines the principles of thermodynamics, heat and mass transfer, applying them to the system components, assuming thermodynamics control volumes for each component. The mathematical model is explained by a system of ordinary differential equations integrated on time, with precision and low computational time. A suitable dimensionless group for the heat exchanger was identified; the results presented for the complete system in the form of graphs with general application for similar systems. The solid waste incineration and the heat exchanger are already built and instrumented to obtain real data on the temperatures in the first combustion chamber and the second combustion chamber. Therefore, the model was adjusted, from a set of experimental data and then the mathematical model and simulation are validated experimentally using another set of experimental data. Furthermore, the study analyzes the optimization of distribution of the total area of heat transfer in the heat exchanger. In determining the distribution of the heat transfer area, the phase changes on the cold side of the heat exchanger (overheating, boiling and liquid) must be considered; therefore, the ideal cold-water flow capacity is determined. The ideal configuration that promotes, in the quasi-stationary state, the maximum efficiency of the second thermodynamic law is also investigated. The results, using wood burning emissions ($CH_{1,44}0_{0,66}$), show that the ideal distribution of the heat transfer area is obtained when the ratio of fluids is M_{opt} = 0.20, the size being determined for the heat exchanger of heat of N = 9. However, with this configuration of the heat transfer area, it is obtained that the efficiency of the second thermodynamic law has a maximum in η_{II} = 0.54%. Thus, it is possible to perform the mathematical modeling of the thermal treatment system of solid waste with steam generation.

Key words: Mathematical modeling. Incineration MSW. Heat exchanger. Thermodynamic optimization. Microalgae.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 – SISTEMA DE TRATAMENTO DE RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS, CONTROLE DE EMISSÕES E GERAÇÃO DE ENERGIA 20
FIGURA 2.1 – TECNOLOGIAS PARA O TRATAMENTO DE RESÍDUOS. 26
FIGURA 2.2 – TECNOLOGIAS DA PIRÓLISE DA BIOMASSA. 28
FIGURA 2.3 – SISTEMAS DE COMBUSTÃO PARA BIOMASSA. 30
FIGURA 2.4 – TIPOS DE CONFIGURAÇÕES DE LEITO FIXO. 32
FIGURA 2.5 – EFEITO DO FLUXO DE AR PRIMÁRIO NA COMBUSTÃO NO FORNO DE LEITO FIXO 33
FIGURA 2.6 – ETAPAS DA COMBUSTÃO NO FORNO DE LEITO FIXO 34
FIGURA 2.7 – RELAÇÃO ENTRE O TAMANHO E A PRECISÃO DO MODELO MATEMÁTICO 40
FIGURA 3.1 – FLUXOGRAMA PARA MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE SISTEMAS FÍSICOS 49
FIGURA 3.2 – ESQUEMA DO SISTEMA DE INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS COM GERAÇÃO DE CALOR. 52
FIGURA 3.3 - ESQUEMA DO VOLUME DE CONTROLE VC-1 (REATOR) 53
FIGURA 3.4 – ESQUEMA DO VOLUME DE CONTROLE VC-2 (CICLONE). 56
FIGURA 3.5 – ESQUEMA DO VOLUME DE CONTROLE VC-4 (RESERVATÓRIO DE ÁGUA). 59
FIGURA 3.6 – MODELO REAL DO INCINERADOR DE RESÍDUOS, VISTA DE FRENTE. 62
FIGURA 3.7 – MODELO REAL DO INCINERADOR DE RESÍDUOS, VISTA POSTERIOR. 62
FIGURA 3.8 – MODELO REAL DO TROCADOR DE CALOR. 63
FIGURA 3.9 – MODELO REAL DO RESERVATÓRIO DE ÁGUA 64
FIGURA 3.10 – SISTEMA DE GERAÇÃO DE VAPOR VC-3 (TROCADOR DE CALOR). 68
FIGURA 3.11 – DISTRIBUIÇÕES DAS TEMPERATURAS AO LONGO DAS TRÊS SEÇÕES 70
FIGURA 4.1 – DISTRIBUIÇÃO DA TEMPERATURA DO VC-1 SIMULADA E EXPERIMENTAL 90

FIGURA 4.2 – DISTRIBUIÇÃO DA TEMPERATURA DO VC-1 SIMULADA E EXPERIMENTAL 91
FIGURA 4.3 – TEMPERATURA DO VC-1 VALIDADA COM OS DADOS EXPERIMENTAIS 92
FIGURA 4.4 – TEMPERATURA DO VC-2 VALIDADA COM OS DADOS EXPERIMENTAIS 93
FIGURA 4.5 – DISTRIBUIÇÃO DA TEMPERATURA NO VC-4 94
FIGURA 4.6 – DISTRIBUIÇÃO DAS TEMPERATURAS NO VC-3 PARA N=3 95
FIGURA 4.7 – DISTRIBUIÇÃO DAS TEMPERATURA DO VC-3 PARA N = 6 95
FIGURA 4.8 – DISTRIBUIÇÃO DAS TEMPERATURAS DO VC-3 PARA N = 9 96
FIGURA 4.9 – MAXIMIZAÇÃO DA EFICIÊNCIA DA SEGUNDA LEI TERMODINÂMICA 97
FIGURA 4.10 – O EFEITO DO TAMANHO TOTAL DO TROCADOR DE CALOR (N) NO ÓTIMO TERMODINÂMICO E NA ALOCAÇÃO DA ÁREA 98
FIGURA 4.11 – SISTEMA DE AQUECIMENTO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO ...99
FIGURA 4.12 – DETALHE DO SISTEMA DE AQUECIMENTO DA CAMARA DE COMBUSTÃO 100
FIGURA 4.13 – TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS DA CÂMARA DE COMBUSTÃO COM E SEM SISTEMA DE PREAQUECIMENTO ...100
FIGURA 4.14 – MEDIÇÕES DAS EMISSÕES NO INCINERADOR 101

LISTA DE TABELAS

TABELA 1.1 – CLASSIFICAÇÃO DOS TIPOS DE MODELAGENS MATEMÁTICAS 21
TABELA 2.1 – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DAS FORNALHAS UTILIZADAS PARA A COMBUSTÃO DE BIOMASSA. 31
TABELA 2.2 – POTENCIAL TÉCNICO DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA COM INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS. 38
TABELA 3.1 – CARATERÍSTICAS TÉCNICAS DO ANALISADOR DE GASES 64
TABELA 3.2 – PARÂMETROS DE AJUSTE DO MODELO MATEMÁTICO. 67
TABELA 4.1 – PARÂMETROS GEOMÉTRICOS E OPERACIONAIS DO SISTEMA FÍSICO 87
TABELA 4.2 – PARÂMETROS AJUSTADOS DO MODELO MATEMÁTICO.....88
TABELA 4.3 – PARÂMETROS DE INÍCIO PARA A SIMULAÇÃO DO MODELO.....89

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas.
ANN - Artificial Neural Network - Rede Neural Artificial.
CFD - Dinâmica de Fluidos Computacionais.
CONAMA - Conselho Nacional do Meio Ambiente.
DF - Diferenças Finitas.
EDO - Equações Diferenciais Parciais.
EF - Elementos Finitos.
Eq. - Equação.
EV - Elementos de Volume.
GLP - Gás Liquefeito de Petróleo.
IBGE - Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística.
INCOSE - *International Council on Systems Engineering* - Conselho Internacional de Engenharia de Sistemas.
INMETRO - Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia.
MAP - Pirólise Assistida por Micro-ondas.
MERCOSUL- Mercado Comum do Sul.
MEV - Método de Elementos de Volume.
NPDEAS - Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento de Energia Autossustentável.
NTU - Número de Unidades de Transferência.
OECD - *Organization for Economic Co-operation and Development*- Organização para a Cooperação e Desenvolvimento Econômico.
PCI - Poder Calorífico Inferior.
pH - Potencial Hidrogênico.
RDF - *Refuse Derived Fuel* – Combustível Derivado de Resíduos.
RSU - Resíduos Sólidos Urbanos.
SNCR - *Selective Non-Catalytic Reduction* - Redução Seletiva Não Catalítica.
TC - Trocador de Calor.
UFPR - Universidade Federal do Paraná.
VC - Volume de Controle.
VF - Volumes Finitos.

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Químicos

HCl - Ácido clorídrico.

H_2S - Ácido sulfídrico.

H_2O - Água.

$CH_{1,44}O_{0,66}$ - Biomassa da madeira.

C_4H_{10} - Butano.

CO_2 - Dióxido de carbono.

SO_2 - Dióxido de enxofre.

NO_2 - Dióxido de nitrogênio.

$C_4H_4O_2$ - Dioxina.

H_2 - Hidrogênio.

CH_4 - Metano.

CO - Monóxido de carbono.

SO_x - Óxido de enxofre.

NO - Óxido de nítrico.

NO_x - Óxido de nitrogênio.

O_2 - Oxigênio.

C_3H_8 - Propano.

$CO((NH_2)_2)$ - Ureia.

Nomenclatura

A - Área. [m^2]

c_w - Calor específico da água líquida. [J/kg K]

c_p - Calor específico a pressão constante. [J/kg K]

c_s - Calor específico do vapor. [J/kg K]

$\bar{c}_s$ - Calor específico médio do vapor. [J/kg K]

$\bar{Q}$ - Calor gerado na combustão. [kJ/kmol]

h_{fg} - Calor latente específico. [J/kg]

h_1, h_2 - Coeficiente de transferência de calor por convecção. [W/m^2 K]

U - Coeficiente global de transferência de calor. [W/m^2 K].

k - Condutividade térmica. [W/m K]

R - Constante universal dos gases. [J/kmol K]

h - Entalpia. [J/kg]

$\bar{h}_f^0$ - Entalpia de formação. [J/kmol]

$\bar{h}$ - Entalpia específica. [J/kmol]

s - Entropia específica. [J/kg K]

e - Espessura. [m]

e_x - Exergia específica do fluxo. [J/kg]

x, y, q - Fração de área.

m - Massa. [kg]

M - Massa molar. [kg/kmol]

a, b - Números adimensionais da propriedade termodinâmica. Eqs. (94) e (95)

N - Número de unidades de transferência de calor (NTU).

$\dot{W}$ - Potência. [W].

M - Relação de vazões mássicas.

$\dot{S}_{gen}$ - Taxa de geração de entropia. [W/K]

$\dot{Q}_0$ - Taxa de rejeição de calor ao ambiente. [W]

$\dot{Q}$ - Taxa de transferência de calor. [W]

$\dot{Q}_e$ - Taxa de transferência de calor durante a mistura térmica com o ambiente. [W]

T - Temperatura. [K]

T_∞ - Temperatura ambiente. [K]

$\dot{m}$ - Vazão mássica. [kg/s]

V - Volume. [m^3]

Símbolos gregos

ρ - Densidade. [kg/m^3]

η_{II} - Eficiência da segunda lei termodinâmica.

ε - Eficiência térmica - número de unidades de transferência.

ε - Emissividade.

λ - Razão ar-combustível.

$\mu;\mu'$ - Taxa da capacidade dos fluidos quente e frio.

τ - Temperatura adimensional. [T/T_∞]

Subscrito

ar1, ar2	- Ar na câmara de combustão e na câmara de pós-combustão.
comb_1 e 2	- Combustão na câmara de combustão.
flue_1 e 2	- Combustível na câmara de combustão e na câmara de pós-combustão.
w	- Corrente de água.
b	- Ebulição.
in	- Entrada.
glp1, glp2	- GLP na câmara de combustão e na câmara de pós-combustão.
is	- Isolamento térmico.
wall	- Parede.
prod_1	- Produtos da combustão na entalpia específica de combustão.
reac_1	- Reagentes da combustão na entalpia específica de combustão.
1,2,4	- Referência aos volumes de controle VC-1, VC-2 e VC-4.
agua	- Referência para massa molar de água. Eq. (39).
rsu	- Resíduos na câmara de combustão.
out	- Saída.
vc1	- Saída da temperatura da câmara de combustão.
H	- Saída da temperatura da câmara de pós-combustão.
s	- Vapor superaquecido.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 17
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO E MOTIVAÇÃO 17
1.2 ENGENHARIA DE SISTEMAS 19
1.3 ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO 22
2 REVISÃO DE LITERATURA 23
2.1 RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS 23
2.1.1 Geração de resíduos no mundo 24
2.1.2 Tratamento de resíduos sólidos urbanos 25
2.1.2.1 Aterro sanitário 26
2.1.2.2 Gaseificação 27
2.1.2.3 Pirólise 27
2.1.2.4 Incineração/Queima direta 28
2.2 TRATADOR TÉRMICO DE RESÍDUOS 29
2.2.1 Tipo de configurações do forno de leito fixo 31
2.2.2 Combustão 33
2.2.3 Emissões 35
2.3 GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA A PARTIR DE RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS. 36
2.4 ENGENHARIA DE SISTEMAS 38
2.5 MÉTODO DE ELEMENTO DE VOLUME 41
2.6 MODELOS MATEMÁTICOS DE INCINERADORES DE RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS. 42
2.7 DESAFIOS E ANÁLISE CRÍTICA 47
2.8 OBJETIVOS 48
2.8.1 Objetivo geral 48
2.8.2 Objetivos específicos 48
3 MATERIAL E MÉTODOS 49
3.1 MODELO MATEMÁTICO. 49
3.1.1 Método de elementos de volume (MEV) 50
3.1.2 Modelo matemático qualitativo de baixa ordem do sistema de incineração de resíduos sólidos 51
3.1.3 Câmara de combustão (VC-1) 52

3.1.4 Câmara de pós-combustão (VC-2) 56
3.1.5 Reservatório de água (VC-4) 58
3.2 CARACTERIZAÇÃO DO SISTEMA DE INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS E DO TROCADOR DE CALOR. 60
3.2.1 Descrição da unidade experimental. 60
3.2.2 Instrumentos para aquisição de dados. 64
3.2.3 Procedimento experimental. 65
3.2.4 Incertezas experimentais. 66
3.3 AJUSTE DO MODELO MATEMÁTICO PARA UM CONJUNTO DE DADOS EXPERIMENTAIS 66
3.3.1 Método numérico para solução do sistema 66
3.3.2 Ajuste do modelo matemático 67
3.4 VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO MATEMÁTICO PARA UM SEGUNDO CONJUNTO DE DADOS EXPERIMENTAIS 67
3.5 OPTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA DO TROCADOR DE CALOR 68
3.5.1 Análise da transferência de calor 70
3.5.1.1 Análise da distribuição das temperaturas 79
3.5.2 Solução analítica do trocador de calor 83
3.5.3 Análise da geração de entropia do VC-3 84
3.5.4 Solução numérica da otimização do trocador de calor (VC-3). 86
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO 87
4.1 CARACTERIZAÇÃO DO SISTEMA DE INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS E DO TROCADOR DE CALOR. 87
4.1.1 Incertezas dos dados obtidos experimentalmente. 88
4.2 AJUSTE DO MODELO MATEMÁTICO PARA UM CONJUNTO DE DADOS EXPERIMENTAIS 88
4.3 VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO MATEMÁTICO 91
4.4 OTIMIZAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR 94
4.5 PROPOSTAS DE MELHORIAS PARA O SISTEMA DE INCINERAÇÃO. 98
4.6 MEDIÇÕES DAS EMISSÕES NO INCINERADOR 101
5 CONSIDERAÇÕES FINAIS 103
5.1 CONCLUSÕES 103
5.2 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS 104
REFERÊNCIAS 106

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO E MOTIVAÇÃO

O crescimento da humanidade e o desenvolvimento econômico, em uma sociedade de consumo sem controle, que dia a dia gera enormes quantidades de resíduos cria um contexto perigoso para o meio ambiente. Desse modo, a sociedade, os governos e a comunidade científica devem atuar com a finalidade de encontrar uma solução para tratar a geração desmedida de todo tipo de resíduos (urbanos, industriais, serviços de saúde, entre outros). A situação nos últimos anos tem-se tornado incontrolável devido à utilização de tecnologia precária para o tratamento dos diversos tipos de resíduos. Além das tecnologias utilizadas, a população não está preocupada com o transporte e o destino final dos resíduos nem leva em consideração a importância da separação adequada dos mesmos (BRUNNER e RECHBERGER, 2015).

Uma das principais metodologias utilizadas, atualmente, para o tratamento dos resíduos na maioria das regiões em desenvolvimento, como é o caso do Mercosul, é o aterro sanitário. Neste processo, os resíduos (de qualquer tipo) são enviados a um local que atua como um biorreátor, no qual ocorre a biodegradação da matéria orgânica em dejetos em um ambiente anaeróbico. A degradação resulta na geração de biogás composto por metano (CH_4) e dióxido de carbono (CO_2) considerados gases de efeito estufa. Com a utilização, cada vez maior, dos aterros sanitários tem-se a destruição de grandes áreas que poderiam ser destinadas para a agricultura, moradias, indústrias ou construção de usinas para geração de energias renováveis (LOUREIRO; ROVERE; MAHLER, 2013).

Entretanto, o processo de tratamento térmico (queima direta) dos resíduos sólidos ou da biomassa é uma alternativa que surgiu no final do século XVIII, capaz de reduzir 95 % de seu volume, devido à eliminação da umidade, combustão dos materiais voláteis e compostos orgânicos. Com a incineração existem três produtos básico: cinzas, gases de combustão e calor. Basicamente há três tipos de fornos: de grelha móvel, rotativo e de leito fluidizado, sendo os fornos de grelha móvel os mais utilizados para o tratamento de resíduos sólidos urbanos. Eles podem ser usados em instalações de tamanhos variados e permitem a combustão de uma extensa gama de

materiais, até mesmo com grandes variações do teor de umidade. As temperaturas de trabalho dos fornos normalmente variam de 150 ºC a 1.500 ºC (SANTOS, 2013).

Por outro lado, o processo de incineração recebia muitas críticas pelas emissões de substâncias poluentes, tais como o monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO_2), dioxina e furano, fator que não foi levado em consideração no começo da utilização dessa tecnologia. Isto, a ideia era dar uma solução ao problema de higiene da população e diminuir as enfermidades produzidas pelo acúmulo de resíduos próximos às regiões urbanas. Com o aumento das exigências para o controle da contaminação atmosférica e a evolução no processo, a incineração tornou-se uma excelente maneira para tratar os resíduos, capaz de fornecer um destino aceitável para os mesmos em termos de redução de volume, eliminação de toxicidade com emissões controladas (BRUNNER e RECHBERGER, 2015).

Entretanto, sabe-se que a humanidade atravessa um período de crise energética com uma demanda em crescimento, devido ao consumo excessivo e a uma melhor posição socioeconômica da população. Assim, uma alternativa poderia ser a produção de energia elétrica a partir da combustão da biomassa utilizando ciclos térmicos, que convertem energia térmica em potência mecânica, que logo é transformada em eletricidade. A biomassa para a produção de eletricidade deve possuir caraterísticas como: facilidade de utilização e disponibilidade, baixo preço por unidade energética e impacto ambiental aceitável. É por isso que o tratamento térmico dos resíduos sólidos urbanos tem um papel preponderante, não só na solução ambiental, mas, também contribui na resolução de outro problema como a falta de energia elétrica (NOGUEIRA e LORA, 2003).

Nos países mais desenvolvidos, a energia dos resíduos sólidos urbanos e outros resíduos equivale a 5 % da demanda total de energia. A utilização efetiva dessa energia pode assim reduzir a demanda de outras energias, como os combustíveis fósseis (CHENG e HU, 2010).

Como já mencionado há uma crescente demanda, no mundo, pela energia. Isto se deve a uma necessidade da sociedade por uma maior quantidade de produtos e melhores condições de vida. Junto a isto, vem-se produzindo um aumento das emissões de gases de combustão causando a contaminação do meio ambiente, a mudanças climáticas e o efeito estufa. Esse contexto motiva a desenvolver fontes alternativas para gerar energia limpas e renováveis (MAASIKMETS *et al*., 2016).

Como uma alternativa para gerar energia limpa e renováveis, têm-se as microalgas capazes de produzir uma alta quantidade de óleo vegetal (biomassa), além de ter uma elevada taxa de crescimento. As mesmas precisam da luz solar e do CO_2 para alimentar-se e assim poder crescer (SATYANARAYANA; MARIANO; VARGAS, 2011).

A utilização das microalgas como mecanismo de fixação de CO_2 vem sendo estudada há alguns anos. Maeda *et al*. (1995) informa que a *Chlorella sp* poderia ser uma candidata apropriada para a fixação biológica do dióxido de carbono liberado pelas usinas termoelétricas.

Pelo exposto, até aqui, é evidente que à medida que a população aumenta seu consumo, os sistemas de geração de energia passaram a ser mais complexos. A multidisciplinaridade de seus equipamentos impõe muitos desafios para o projetista. Portanto, neste contexto é necessário o desenvolvimento de ferramentas matemáticas e computacionais simplificadas para viabilizar a solução de modelos matemáticos complexos. Tem-se como motivação a obtenção de resultados numéricos precisos e com baixo tempo computacionais para poder analisar as diversas configurações possíveis de um sistema antes de realizar a construção e o investimento financeiro.

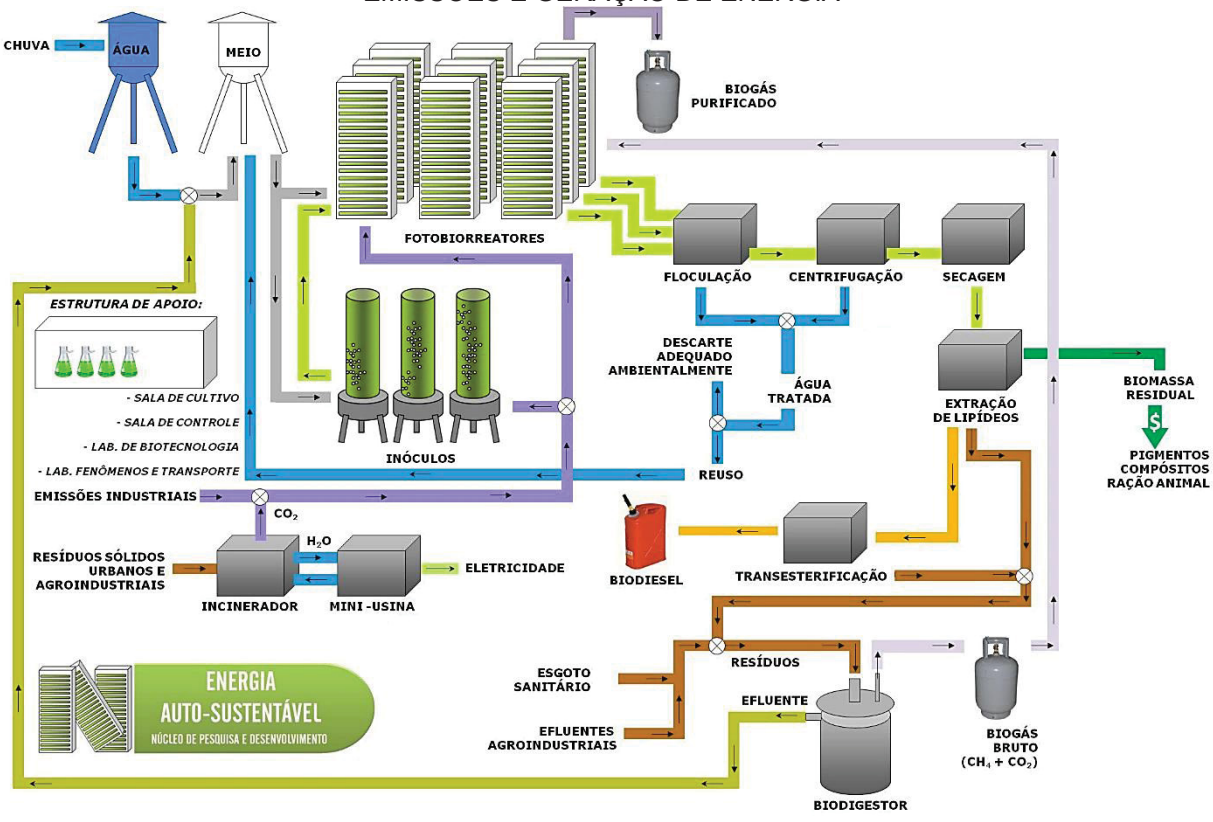
1.2 ENGENHARIA DE SISTEMAS

Em relação à definição apresentada na seção anterior, são exemplos de projetos de engenharia de sistemas: incineradores de resíduos sólidos, sistemas de geração de energia, sistema de fixação de emissões, etc. Assim, um sistema de geração de potência, acumulação de energia, transferência de calor e gerenciamento térmico, motores e trocadores de calor, presentes no sistema de tratamento térmico de resíduos são considerados integrados. Isto porque são dependentes um ao outro em operações sincronizadas. Assim, um dos fatores a ser levado em consideração é a geração de calor que se apresenta em todos os níveis dos processos de tratamento térmico dos resíduos e geração de potência. Portanto, o mau gerenciamento térmico pode produzir um evento inesperado. (VARGAS e ARAKI, 2016).

Na FIGURA 1.1, apresenta-se o diagrama esquemático de um exemplo de engenharia de sistema bioenergético. O sistema está em desenvolvimento desde o ano de 2012 no Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento de Energia Autossustentável (NPDEAS/UFPR). Pode-se observar os diversos módulos, como exemplo: o

tratamento dos resíduos sólidos, a geração de energia elétrica, o controle das emissões, a produção de biomassa, a geração de biogás, o tratamento de águas e a obtenção de biocombustíveis. Na FIGURA 1.1, a linha roxa representa os gases da queima de resíduos no incinerador, sendo injetados nos fotobiorreatores empregados no cultivo de microalgas. Os mesmos gases da queima de resíduos também são utilizados para aquecer uma corrente de água fria, e desta maneira, por meio de uma usina de ciclo *Rankine* gerar energia elétrica para fornecer o laboratório NPDEAS. A linha verde representa a biomassa de microalgas, que foi coletada dos fotobiorreatores; o resto do meio é novamente utilizado nos próximos cultivos como mostra a linha azul. A linha amarela mostra o óleo extraído da biomassa de microalga usado para a obtenção de biodiesel, que é então usado como combustível para um sistema trigerador instalado no prédio. Desse modo, se fecha o ciclo de reaproveitamento energético. Os restos sólidos da extração do óleo também são reaproveitados no processo de biodigestão, como mostra a linha alaranjada, gerando-se biogás, composto por metano que, também poderia ser utilizado para geração de energia elétrica.

FIGURA 1.1 – SISTEMA DE TRATAMENTO DE RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS, CONTROLE DE EMISSÕES E GERAÇÃO DE ENERGIA



FONTE: Adaptado de DILAY, 2013.

O desenvolvimento de um sistema complexo precisa de resposta com período de tempo aceitável. Assim, é necessária uma simulação que seja capaz de prover respostas rápidas nos primeiros estágios do projeto. Dessa forma, a viabilidade física se pode demonstrar através da modelagem e simulação em nível global do sistema. Para isso, é necessário o desenvolvimento de modelos físicos, térmicos e mecânicos do problema como um todo.

Para o modelo matemático, é necessário determinar os componentes do sistema e obter suas características. Tais características são governadas por leis físicas e são descritas por parâmetros e variáveis do sistema. Os sistemas se dividem em duas classes, segundo a natureza de suas variáveis: variáveis que não dependem das coordenadas espaciais, denominadas sistemas com parâmetros e variáveis concentrados; e aquelas dependentes das coordenadas espaciais, denominados sistemas com parâmetros e variáveis distribuídas. No primeiro caso, a excitação e a resposta dependem só do tempo; no caso de parâmetros distribuídos, a excitação e a resposta dependem do tempo e das coordenadas espaciais. (DILAY, 2013).

A classificação da modelagem matemática é feita quanto ao nível de sistemas e de componentes (SAGE, 1992). Tem-se assim:

TABELA 1.1 – CLASSIFICAÇÃO DOS TIPOS DE MODELAGENS MATEMÁTICAS

Modelo com precisão de tendência, baixa precisão de valores locais das variáveis	Modelo com precisão de tendência, alta precisão de valores locais das variáveis	Referência
Qualitativa	Quantitativa	Vargas *et al*. (2001)
Concentrada	Distribuída	Kaiser (2004)
Sistema	Componente	Sega (1992)
Baixa ordem	Alta ordem	Shapiro (2003)

FONTE: VARGAS e ARAKI, 2016.

Na modelagem matemática quantitativa, de alta ordem levam em consideração mais fenômenos e normalmente utilizam equações diferenciais parciais de ordem mais alta, sendo necessário um elevado tempo computacional para resolver os equacionamentos. Na modelagem matemática qualitativa, baixa ordem são baseados em equações diferenciais ordinárias.

Nesta dissertação, adota-se como uma escolha do autor a denominação de modelagem matemática qualitativa de baixa ordem.

1.3 ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

O trabalho está organizado a partir da contextualização e motivações descritas neste Capítulo 1. O Capítulo 2 contém a revisão bibliográfica, os desafios a serem vencidos junto com os objetivos. O Capítulo 3 traz a modelagem matemática usando-se o método de elementos de volume (MEV) da planta piloto de incineração de resíduos sólidos e do trocador de calor. Também, realiza-se uma análise da unidade experimentais e são apresentados os equacionamentos. No capítulo 4 mostram-se os resultados obtidos na simulação do modelo matemático e os dados experimentais para a validação do modelo, além de uma proposta de melhoria para o sistema de incineração com verificação experimental. O Capítulo 5 apresentam-se as conclusões desta dissertação e as sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO DE LITERATURA

Este capítulo é dedicado ao estudo das tecnologias e das tendências observadas em relação à linha de pesquisa acadêmica. Alguns tópicos terão com maior ênfase, como é o caso do tratamento térmico de resíduos, a engenharia de sistemas e a modelagem matemática. Será apresentado o estado da arte que envolve a pesquisa deste trabalho, tendo como finalidade a fundamentação dos conceitos para a modelagem que será realizada.

2.1 RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS

Segundo a norma NBR 10.004 da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), 2004, p.1), resíduos sólidos são definidos como: “Restos nos estados sólido, semissólido ou líquido, que resultam das atividades humanas ou não humanas, considerados como inúteis ou descartáveis”.

Segundo a *Organization for Economic Co-operation and Development* (OECD) resíduos sólidos municipais são: resíduos coletados e tratados pelos municípios. Abrangem os resíduos residenciais, resíduos dos comércios, prédios de escritórios, instituições e empresas pequenas, jardins, varreduras de ruas e conteúdo de lixeiras públicas. São excluídos os resíduos das redes e tratamento de esgoto, bem como os da construção civil.

Os resíduos podem ser classificados, de maneira geral, como: resíduos sólidos urbanos (RSU), resíduos médico-hospitalares, resíduos perigosos, resíduos industriais e resíduos radiativos. Também são classificados quanto ao grau de periocidade como: resíduos classe I: perigosos; resíduos classe II: não perigosos; IIA: não perigosos e não inertes e IIB: não perigosos e inertes (ABNT 10.004, p.3, 2004).

A composição dos resíduos vai depender do local de onde provêm: de maneira geral, os resíduos sólidos urbanos são compostos por papel, papelão, plástico, vidro, metais, têxteis, alimentos e resíduos de jardim (MAHAD *et al.*, 2017); (BUAH; CUNLIFFE; WILLIAMS, 2007). Também, dependem da situação econômica da população, hábitos de alimentação, tipos de normas, fontes de energia, condições ambientais e o grau de industrialização (SRIVASTA *et al*., 2014); (WORLD BANK, 2012).

A geração dos resíduos é um fenômeno que apresenta maior relevância nos centros urbanos devido à quantidade de habitantes, elevado ritmo de consumo, maior poder aquisitivo e maior variedade de oferta de produtos. Nas regiões rurais, por sua vez, não se contam com grandes quantidades de produtos, quase não há desperdícios de alimentos, tem-se menos fábricas e são quase inexistentes os comércios (HOORNWEG; BHADA-TATA; KENNEDY, 2013).

Analisando a evolução da urbanização como umas das causas da geração de grandes quantidades de resíduos, observa-se que no ano 1900 o mundo possuía 220 milhões de habitantes urbanos (13 % da população total) e produzia-se menos de 300.000 toneladas de resíduos por dia. Já no ano 2000, havia 2,9 bilhões de pessoas morando em cidades (49 % da população mundial) gerando mais de 3 milhões de toneladas de resíduos por dia. (HOORNWEG; BHADA-TATA; KENNEDY, 2013). Atualmente, no mundo se gera entre 1,7 e 1,9 bilhão de toneladas de resíduos sólidos urbanos a cada ano (CHEN *et al*., 2016). Como exemplo, em 2013 só nos Estados Unidos foram gerados aproximadamente 254 milhões de toneladas de resíduos.

A tendência indica que para o ano 2025, a população estimada de residentes urbanos será de 4,3 bilhões de pessoas gerando cerca de 1,42 kg/pessoa/dia (totalizando 2,2 bilhões de toneladas por dia (HOORNWEG; BHADA – TATA; KENNEDY, 2013).

Ao final século XXI, a população será aproximadamente de 10 bilhões de pessoas, e cerca de 80 % delas viverão nas cidades. Das 10 bilhões de pessoas projetadas, cerca de 3,5 bilhões pertencerão à classe média, com uma renda disponível suficiente para comprar os bens de consumo (ISWA, 2015).

2.1.1 Geração de resíduos no mundo

Nesta análise, são consideradas as regiões de: América Latina e Caribe, Leste Asiático e Pacífico, Sul da Ásia, Europa e Ásia central e OECD.

A geração de resíduos no Leste Asiático e a Região do Pacífico é de aproximadamente 270 milhões de toneladas por ano. Esta quantidade é influenciada principalmente pela geração de resíduos na China, que representa 70 % do total da região. A geração de resíduos per capita varia de 0,44 a 4,3 kg por dia e a média é de 0,95 kg/pessoa/dia (ISWA, 2015).

Na América Latina e Caribe, a quantidade total de resíduos gerada por ano é de 160 milhões de toneladas, com valores per capita que variam de 0,1 a 1,4 kg/capita/dia, e a média é de 1,1 kg/pessoa/dia (ISWA, 2015).

Os países da OCDE geram 572 milhões de toneladas de resíduos sólidos por ano. Os valores per capita variam de 1,1 a 3,7 kg por dia com média de 2,2 kg/pessoa/dia (ISWA, 2015).

No sul da Ásia, cerca de 70 milhões de toneladas de desperdício são gerado por ano, com valores per capita que variam de 0,12 a 5,1 kg por dia e uma média de 0,45 kg/pessoa/dia (ISWA, 2015).

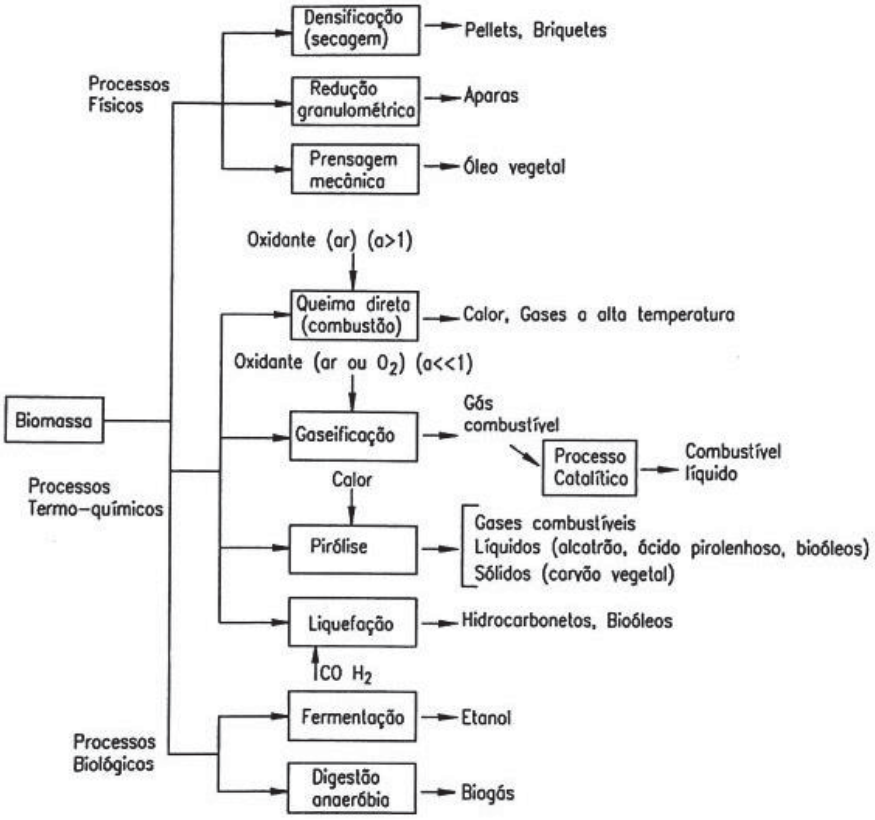
Observa-se que os resíduos representam um volume importante em todas partes do mundo. Portanto, é necessário contar com um sistema de gestão de resíduos que seja eficiente e sustentável. A gestão dos resíduos compreende a planificação, organização, administração, os aspetos financeiros e jurídicos das atividades relacionadas com a geração, armazenamento, recolhimento, transporte, processamento e eliminação de maneira compatível com o meio ambiente (JHA *et al*., 2011).

2.1.2 Tratamento de resíduos sólidos urbanos

A energia disponível nos resíduos apresenta-se sempre na forma de energia química, precisando-se de reações para sua liberação e consequentemente execução de alguma ação de interesse, como (pode ser) a geração de calor. Além disso, existem outras situações nas quais requer-se a conversão dos resíduos em outra forma energética. Assim, a sua conversão em um combustível gasoso ou líquido permite a geração de energia mecânica em motores de combustão interna.

Deste modo, justifica-se a utilização de diversas tecnologias, baseadas em alguns dos processos de conversão. Os processos podem ser classificados em três grupos: processo físicos, termoquímicos e biológicos. A FIGURA 2.1 apresenta as três metodologias mais utilizadas para o tratamento dos resíduos, junto com os produtos obtidos após os resíduos serem tratados.

FIGURA 2.1 – TECNOLOGIAS PARA O TRATAMENTO DE RESÍDUOS.



FONTE: Adaptado de NOGUEIRA e LORA, 2003.

2.1.2.1 Aterro sanitário

A deposição dos resíduos sólidos urbanos em aterros sanitários tem sido a prática mais comumente utilizada por ser a mais econômica para a eliminação dos resíduos. Tornando-se adequada para países em desenvolvimento. Isto precisa de baixo capital para sua construção e um mínimo custo de manutenção. Na deposição em aterro, os resíduos são movidos de um lugar para outro empilhando-se em várias camadas. Assim, o conteúdo biodegradável dos RSU é lentamente degradado nos aterros obtendo-se lixiviados líquidos e gás de aterro; os mesmos poluem as águas subterrâneas, enquanto que, os gases de aterros contêm grandes quantidades de metano e dióxido de carbono que contribuem ao efeito estufa. Já nos novos aterros, os gases de aterro são coletados e reutilizados em usinas termoelétricas para produzir energia elétrica (CHEN *et al*., 2016).

2.1.2.2 Gaseificação

A gaseificação é um processo que envolve a combustão parcial ou oxidação da biomassa para obter gases de síntese (*syngas*); a temperatura de trabalho nos gaseificadores supera 800 °C. O gás de síntese pode conter contaminantes tais como ácido sulfídrico (H_2S), ácido clorídrico (HCl), também contém: CO entre 9 a 21 %, Hidrogênio (H_2) entre 6 a 19 % e CH_4 entre 3 e 7 % (NOGUEIRA e LARA, 2003). Existem gaseificadores de leito fixo e leito fluidizado. O processo de gaseificação resulta em reações complexas. Porém, de forma introdutória e em termos teóricos, pode ser subdividido nas seguintes etapas:

- Etapa de pirólise ou decomposição térmica, que se desenvolve a temperaturas próximas de 600 ºC.
- Oxidação de parte do carbono fixo do combustível, processo que constitui a fonte de energia térmica para a volatilização e gaseificação.
- Gaseificação, que inclui reações heterogêneas entre os gases e o coque residual, assim como reações homogêneas entre os produtos já formados.
- Craqueamento do alcatrão – processo de destruição térmica das moléculas dos compostos que formam o alcatrão com a obtenção de CO, CO_2, CH_4.
- Oxidação parcial dos produtos da pirólise. (NOGUEIRA e LARA, 2003).

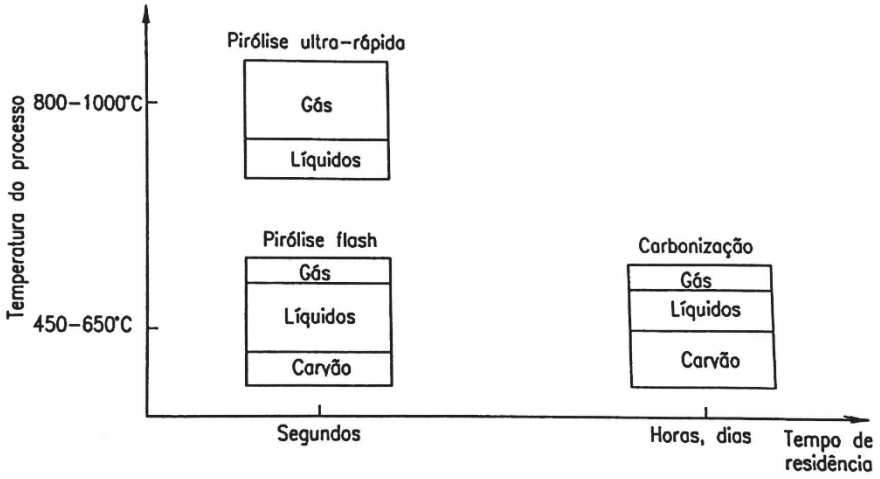
De maneira geral, o sistema de gaseificação apresenta uma técnica complexa, com alto grau de automatização; assim a eficiência do sistema é de 60 – 80 %, com taxa de aquecimento do gás de combustão entre 17 – 25 MJ/m^3, que é utilizado para a produção de energia elétrica e fornecimento de calor. (GANESH e BANERJEE, 2011).

2.1.2.3 Pirólise

A proposta básica da pirólise é a degradação térmica da biomassa em ausência total ou quase total de agente oxidante (ar), a uma temperatura relativamente baixa 300 – 1.000 ºC. O calor requerido pode ser fornecido indiretamente pela combustão de biomassa, porém o produto não resulta desta combustão, mas sim da ação térmica. Dependendo da temperatura, da velocidade de aquecimento e do tempo de

permanência dos gases no reator, o tratamento pode ser: lento (carbonização), rápido (*flash*) ou ultrarrápido. Na FIGURA 2.2, apresentam-se as tecnologias existentes para pirólise de biomassa.

FIGURA 2.2 – TECNOLOGIAS DA PIRÓLISE DA BIOMASSA.



FONTE: NOGUEIRA e LARA, 2003.

O rendimento depende da composição e propriedades da matéria prima. A pirólise é uma opção para liquefazer a biomassa sólida e produzir bio-óleo. No entanto, a eficiência energética é afetada pelo alto teor de umidade da matéria prima (CHEN *et al*., 2016).

Visando melhorias ao processo de pirólise surgiu uma nova alternativa, denominada pirólise assistida por micro-ondas (MAP). O aquecimento por micro-ondas tem a característica de esquentar internamente o material que será tratado; assim, as micro-ondas induzem o calor ao nível molecular por conversão direta da energia eletromagnética. Esse processo pode ajudar a superar as desvantagens associadas aos processos de leito fluidizado e melhorar a eficiência do processo (DU *et al*., 2011).

2.1.2.4 Incineração/Queima direta

A queima direta é a tecnologia de conversão mais antiga e a mais difundida comercialmente. Na combustão dos resíduos geram-se calor, bem como: CO_2, Óxidos de Nitrogênio (NO_x), Nitrogênio (N_2), vapor de água e cinzas, caso a combustão seja completa; no caso de combustão incompleta tem-se também outros gases como: CO e Hidrocarbonetos (HC). As temperaturas de trabalho, na maioria dos incineradores,

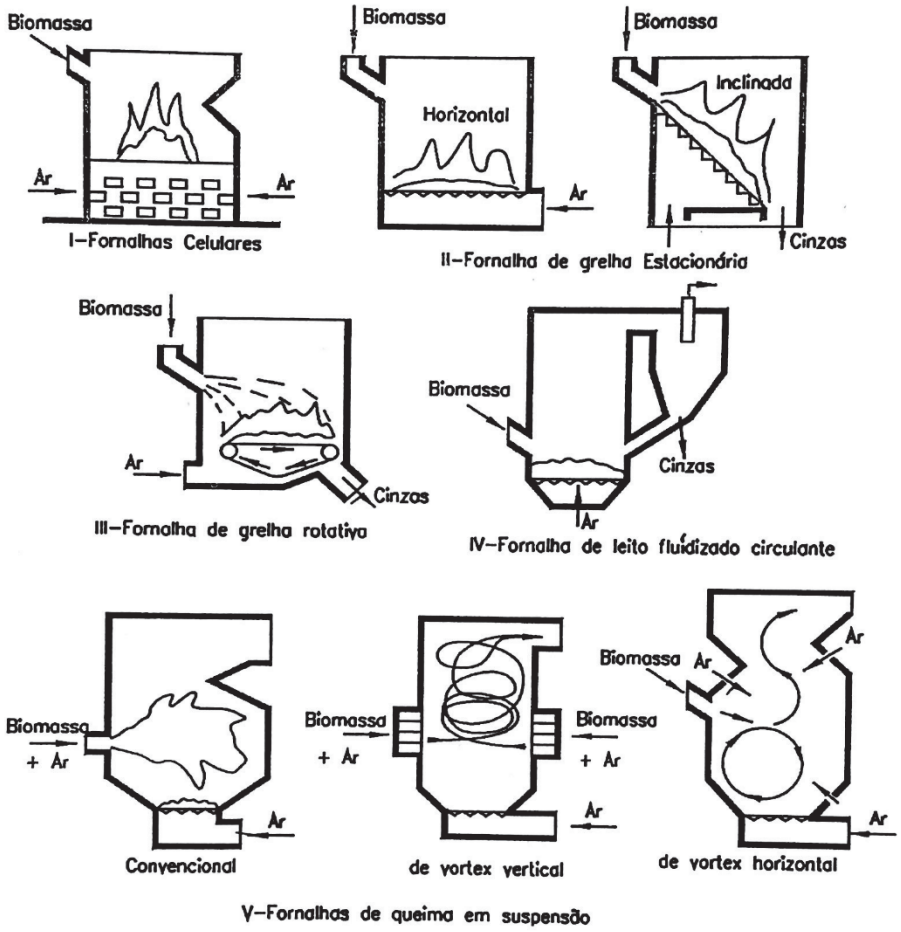
estão entre 250 °C a 1.400 °C, com a presença de ar para a oxidação do combustível (biomassa). O processo de queima dos resíduos acontece em quatro etapas consecutivas bem definidas: secagem, emissão dos voláteis, ignição dos voláteis e combustão dos resíduos. As cinzas do processo variam de 5 – 10 % em massa do RSU, e na maioria dos casos são enviadas para os aterros ou então destinam-se à produção de novos produtos, especialmente da construção civil. O processo de incineração é recomendado para resíduos com alto poder calorífico e que estejam localizados dentro das regiões urbanas, assim se reduzem os custos de transporte e operação (JHA *et al.*, 2011).

No processo de queima direta existem vários inconvenientes, como: a formação de partículas e gases nocivos, entre eles a dioxina ($C_4H_4O_2$), que é o produto gasoso mais venenoso. Outra questão é econômica, devido à incineração apresentar o maior custo em relação a outros processos. Mas, a combustão de resíduos com recuperação de energia pode ser uma opção interessante para diminuir o custo da incineração para aglomerados urbanos com pelo menos 100.000 habitantes, devido ao fato de ser necessária uma taxa contínua de alimentação de resíduos no sistema de incineração (DASKALOPOULOS *et al.*, 1998).

2.2 TRATADOR TÉRMICO DE RESÍDUOS

Com a motivação dada pelas possibilidades de melhorar as condições de vida e reduzir o consumo de combustíveis fósseis ou fontes de energia não renováveis, diversas instituições têm trabalhado no desenvolvimento de modelos eficientes de fornos para incineração de resíduos/biomassa. Para usufruir de uma combustão eficiente, ou seja, de uma queima completa da biomassa empregando a menor quantidade de ar possível, utilizam-se distintas configurações, como: resíduos em leito, ou em suspensão. Assim, os fornos de leito são os mais utilizados para a queima de resíduos sólidos, devido a que os sistemas de incineração em suspensão requerem biomassa de tamanho de granulometria fina, sendo impossível de utilizar na incineração de resíduos sólidos devido ao tamanho. A FIGURA 2.3 apresenta os diferentes tipos de sistemas de combustão utilizados para a queima de resíduos, sendo os mais utilizados para o tratamento de resíduos a fornalha de grelha estacionária e de grelha rotativa.

FIGURA 2.3 – SISTEMAS DE COMBUSTÃO PARA BIOMASSA.



FONTE: NOGUEIRA e LARA, 2003.

Para definir a capacidade máxima do forno quando se queima um determinado combustível, os parâmetros mais importantes são a taxa térmica volumétrica (Q_v) e a taxa térmica superficial da grelha (Q_f) que define a quantidade de calor liberada por unidade de volume da fornalha ou da superfície da grelha. É claro que valores elevados para estes parâmetros indicam sistemas mais compactos e menos caros. Por outro lado, para aproveitar uma mistura adequada de ar e combustível é preciso de um sistema de circulação de ar, com triagem forçada e induzida (NOGUEIRA e LARA, 2003).

Na TABELA 2.1 são mostradas as caraterísticas técnicas de cada um dos sistemas de fornalhas.

TABELA 2.1 – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DAS FORNALHAS UTILIZADAS PARA A COMBUSTÃO DE BIOMASSA.

Sistema de combustão	**Q_f**	**Q_v**	**Capacidade máxima de caldeira**	**Umidade da biomassa**
	kW/m^2	kW/m^3	t/h	%
Fornalhas celulares	3,9	-	45	<65
Fornalhas de grelha fixa				
a) Horizontal	0,5	0,10-0,25	50-80	60
b) Inclinada	3,0	0,20-0,35	<140	<65
Fornalha de grelha				
a) Móvel, inclinada	1,2-1,8	-	<120	<65
b) Rotativa	1,3-3,1	0,15-0,55	<250	<55
Leito fluidizado circulante	-	0,53-0,70	>100	30-50
Fornalha de queima em suspensão	2,6-3,7	<0,41	180-550	<15

FONTE: Adaptado de NOGUEIRA e LARA, 2003.

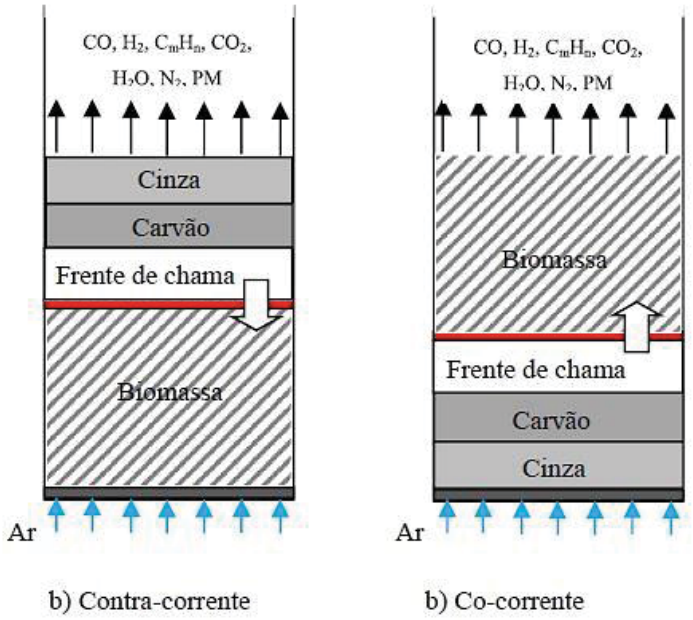
O sistema de combustão em fornos de grelha móvel ou também conhecido como fornos de leito fixo com grelha móvel é o método mais utilizado na combustão de biomassa e por ser o forno modelado neste trabalho; assim, a seguir apresenta-se um estudo detalhado desse mecanismo.

2.2.1 Tipo de configurações do forno de leito fixo

Existem duas configurações de fornos de leito fixo disponíveis. A primeira é em cocorrente, também conhecido como modelo de gaseificação, em que a frente de chama propaga-se para cima do leito na direção do fluxo do oxidante. Nessa disposição, a radiação e a difusão dos fluxos de calor têm uma influência menor devido à combustão que se inicia na parte inferior do forno, fazendo com que o fluxo de calor e massa, no interior do leito, seja dominado pelo fluxo convectivo. As vantagens desse sistema incluem: elevado poder calorífico, baixa oxidação, altas taxas de conversão e facilidade de implementação do sistema de alimentação de matéria prima. Em contraposição, as desvantagens incluem um elevado grau de alcatrão sendo depositado nas paredes do forno; além disso, a fabricação e operação desse tipo de incinerador é mais custosa por causa dos queimadores e do sistema de distribuição de ar, ambos fundamentais para o correto funcionamento. Como alternativa, tem-se a configuração de contracorrente, em que a ignição começa na parte superior da

câmara. Após ser estabilizada, a chama propaga-se para baixo da câmara de combustão em oposição à direção do fluxo de ar primário. O fluxo de ar primário é alimentado por meio de um distribuidor composto por um ventilador e um sistema de tubos, podendo ou não o ar ser pré-aquecido. Essa configuração tem vantagem em relação à configuração cocorrente por apresentar: menor produção de material particulado e temperaturas do leito interno mais baixas devido a uma maior concentração de oxigênio na câmara de combustão, que leva a uma menor formação de NOx e CO. Os dois tipos de conversão térmica de biomassa em leito fixo são apresentados na FIGURA 2.4 (KHODAEI *et al*., 2015).

FIGURA 2.4 – TIPOS DE CONFIGURAÇÕES DE LEITO FIXO.

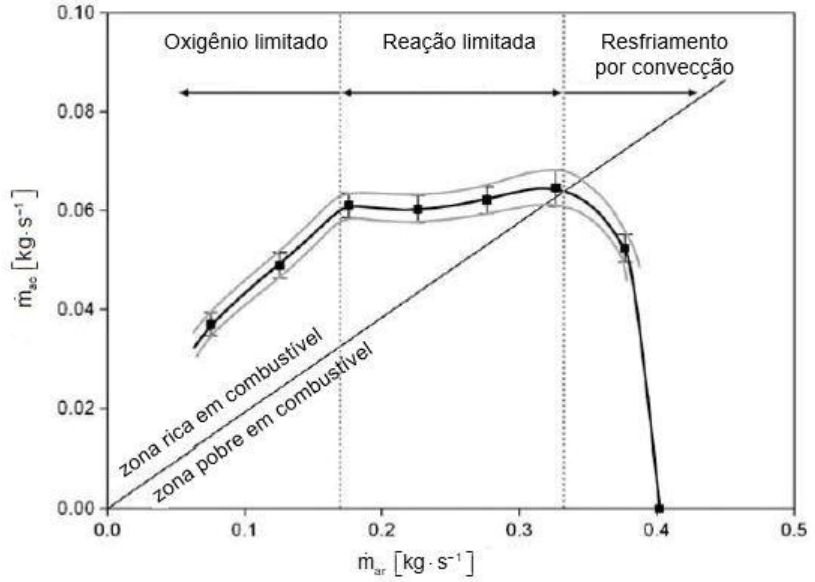


FONTE: Adaptado de KHODAEI *et al*., 2015.

Na combustão, o ar primário tem um papel fundamental no processo, já que na configuração de contracorrente a quantidade de oxigênio aumenta a velocidade de ignição e da queima, além de os regimes de combustão apresentaram uma dependência da taxa de abastecimento de ar. Em princípio, a conversão do combustível aumenta linearmente com o aumento da velocidade do ar primário, até atingir o denominado regime de combustão limitada. Com novos incrementos de oxigênio, a taxa de conversão é melhorada, mas, gera-se um arrefecimento convectivo ou regime extinção. Quando se está no ponto de regime limitado de oxigênio e de resfriamento, a taxa de combustão eleva-se até atingir um pico, no qual o calor gerado pela conversão excede o calor dissipado pelo fluxo do gás. De acordo

com Porteiro *et al.* (2010) a FIGURA 2.5 apresenta os efeitos da vazão de ar na combustão de biomassa no incinerador de leito fixo. Nela, mostram-se os três estágios da combustão com uma configuração de contracorrente (PORTEIRO *et al.*, 2010).

FIGURA 2.5 – EFEITO DO FLUXO DE AR PRIMÁRIO NA COMBUSTÃO NO FORNO DE LEITO FIXO



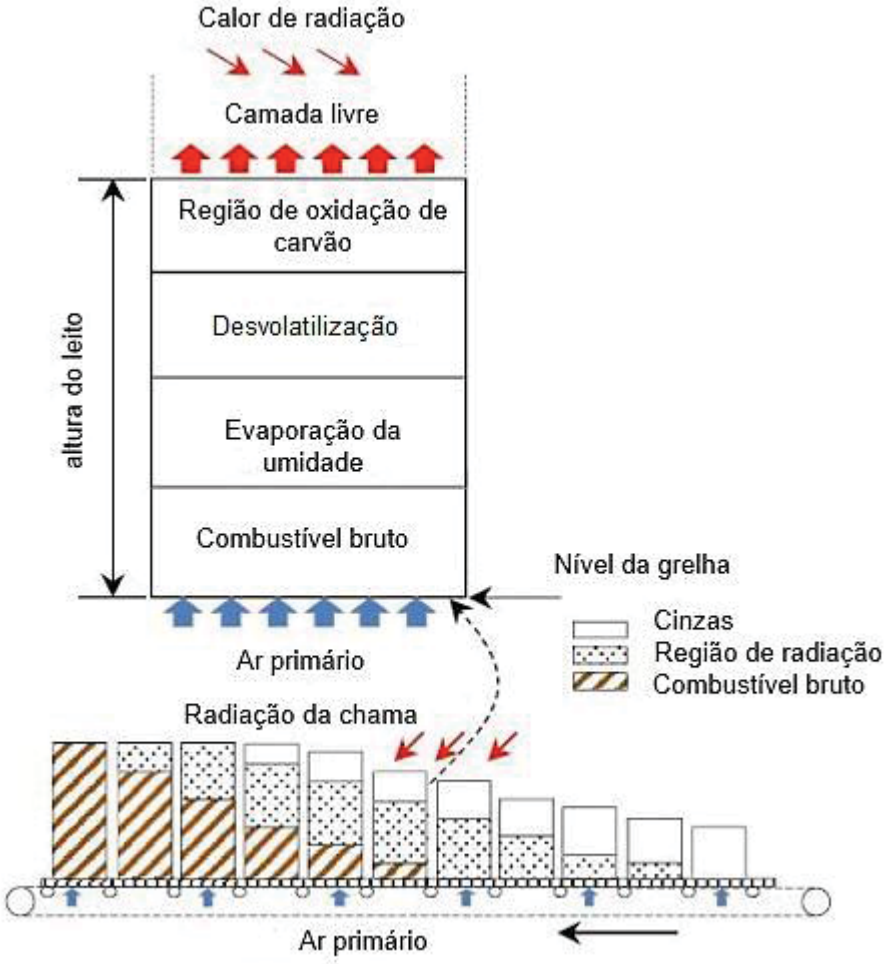
FONTE: Adaptado de PORTEIRO *et al.*, 2010.
Legenda: $\dot{m}_{air}$ vazão mássica de ar. $\dot{m}_{ac}$ vazão mássica de combustível.

A distribuição de ar secundário, em geral, se incorpora na parte final do processo de incineração, especificamente na denominada câmara de pós combustão, junto com outro queimador, para garantir uma combustão mais efetiva dos gases que saem pelo incinerador. Porém, é necessário ter um controle simultâneo da distribuição de ar tanto primário como secundário independentemente da configuração do leito fixo. Mas, os quatro parâmetros mais importantes para garantir a combustão são: taxa de combustão, velocidade de ignição, pico de temperatura e espessura da região de reação (KHODAEI *et al.*, 2015).

2.2.2 Combustão

Segundo Shin e Choi (2000), na FIGURA 2.6 pode-se observar o processo de combustão de resíduos em cima de uma grelha em um forno de leito fixo.

FIGURA 2.6 – ETAPAS DA COMBUSTÃO NO FORNO DE LEITO FIXO



FONTE: Adaptado de SHIN e CHOI, 2000.

No processo, os resíduos são depositados dentro do incinerador até chegar à grelha formando o leito. Após, os resíduos são aquecidos tanto pela radiação gasosa do jato quanto pelas paredes; isto produz a secagem dos mesmos, junto com ar pré-aquecido, fornecido embaixo da grelha, iniciando a ignição. O ar e os gases passam pelo leito por alguns segundos, enquanto os resíduos permanecem aproximadamente uma hora na grelha. À medida que a reação continua, as regiões de evaporação e combustão, se iniciam na superfície superior do leito. Uma vez que o processo de combustão se completa, a cinzas restantes são resfriadas pelo ar do sistema e finalmente são descarregadas no fundo da câmara de combustão.

De acordo com Khodaei *et al*. (2015), em incineradores de leito fixo pode-se distinguir quatro subprocessos, sendo eles: secagem ou evaporação da umidade, desvolatilização ou pirólise, a queima em fase gasosa e a oxidação do carbono. Uma das variáveis importantes no processo de combustão é a quantidade de umidade nos

combustíveis devido à sua influência direita no processo, que se dá na temperatura adiabática da combustão e na emissão dos gases. Portanto, se a biomassa apresenta muita umidade, requer-se um processo de secagem mais prolongado; isso intensifica a taxa de evaporação e diminui a taxa de desvolatilização levando a uma queima mais intensa e reduzindo a produção de CO. Mas, com combustível mais úmido a concentração de O_2 eleva-se, por outro lado, a temperatura da chama diminui, e consequentemente a saída térmica da câmara de combustão diminui. A biomassa também contém uma quantidade significativa de matéria volátil, que é liberada como produto gasoso. Isto evita que o oxigênio entre no sítio ativo devido ao fluxo dos gases liberados. Como consequência não ocorre a reação heterogênea da parte sólida da biomassa, processo que se denomina desvolatilização ou pirólise. A matéria volátil que contém a biomassa, em geral, compõe-se de: CO, CO_2, CH_4, H_2 e alcatrão.

Estudos realizados por Shin e Choi (2000) mostram que o poder calorífico e o tamanho dos combustíveis de biomassa afetam a taxa de combustão e a velocidade de frente de ignição no leito fixo. Portanto, uma combustão efetiva acima do leito é importante para garantir a operação ótima do incinerador e como consequência ter um controle das emissões.

2.2.3 Emissões

Na combustão de biomassa podem existir duas categorias de partículas liberadas: partículas primárias e secundárias. As partículas primárias são formadas a alta temperatura na câmara de combustão; ao mesmo tempo formam-se partículas secundárias na borda livre (OBAIDULLAH *et al*. 2012).

As principais partículas que se formam são: fuligem, partículas orgânicas (CO e CO_2) e a cinza que nela contém sais, metais e silicato. A formação de partículas orgânicas e fuligem é devido a uma combustão incompleta, enquanto, que a cinza é resíduo que se estabelece após a combustão. (KHODAEI *et al*., 2015).

Pode-se dizer que o tratamento térmico dos resíduos apresenta maior vantagem comparando com outros métodos para tratar os dejetos, pelo fato que se pode reduzir 80 a 90 % da massa do resíduo e reduzir os gases de efeito estufa em comparação com o método de aterros. As plantas de incineração podem ser instaladas em lugares estratégicos próximo da geração de resíduos, diminuindo os

custos de transporte. Além disso, pode-se utilizar o calor gerado na incineração para aquecimento domiciliar ou industrial, assim como possíveis fontes de energia elétrica.

2.3 GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA A PARTIR DE RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS.

O desenvolvimento da produção de energia, ao longo do século XX, aumentou o consumo médio de energia per capita no mundo em mais de dez vezes o consumo em relação ao começo do século XX. Isso indica que a energia se tornou um bem essencial para o conforto e bem-estar do homem. Por um lado, é difícil imaginar a vida sem energia, porém, o impacto ambiental da produção e do uso da mesma é desconhecido. A emissão de gases de efeito estufa, CO_2 e CH_4, liberados pela ação do próprio homem produz efeitos irreversíveis para a humanidade. (LINO e ISMAIL, 2011).

O contínuo aumento na produção e consumo da energia, com os consequentes impactos dessas demandas aceleradas, exigiram uma mudança no comportamento da sociedade e também promoveram a pesquisa para meios alternativos de utilização e reutilização das novas fontes de energia. Os resíduos sólidos urbanos, por exemplo, são uma dessas novas fontes de energia. (LINO e ISMAIL, 2011).

O Brasil, o maior país da América Latina e ocupa aproximadamente 50 % da área territorial do continente Sul Americano, com uma população de 207,7 milhões no ano 2017, dos quais 84 % estão concentrados em áreas urbanas. De acordo com os dados do Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística, IBGE (2017), o país gera cerca de 228,5 $x10^3$ t/dia de resíduos sólidos de tipo industrial, residencial e comercial. No ano de 2008, os 6.320 aterros existentes recebiam cerca de 49.600 t/dia de resíduos; aproximadamente 29.800 t/dia foram distribuídos em 3.244 aterros sanitários controlados, 7.900 em aterros não fixados, 3.076 t/dia foram depositados em locais não especificados; 1.000 t/dia foram entregues a 368 incineradores, 6.800 t/dia foram destinados a 260 plantas de compostagem; e 2.400 t/dia foram enviados para 600 plantas de reciclagem. (IBGE, 2008).

Segundo Oliveira e Rosa (2003) no Brasil a utilização dos resíduos sólidos urbanos para produzir energia poderia fornecer 50.000 GWh de eletricidade por ano, o que corresponderia a 8,8% do fornecimento de eletricidade do país no ano 2011.

A produção de eletricidade, no Brasil em 2011, utilizando recursos predominantemente renováveis correspondem a 88,9%, sendo 6,6% correspondentes à biomassa, 81,9% hidroelétricas e 0,5% eólicas. Os outros 11% correspondem a energia não renováveis (nuclear, gás natural, etc.) (SOUZA *et al*., 2014).

A recuperação de energia com o tratamento térmico do RSU está sendo utilizada em muitas partes do mundo, por exemplo, o caso de países como Suíça. Lá, desde o ano 2000, todos os resíduos não recicláveis são incinerados. No ano 2004, a capacidade de tratar termicamente os resíduos alcançou 3,9 milhões de tonelada por ano, significando a eliminação dos aterros sanitários. Na Suíça as plantas de tratamento de resíduos geram energia elétrica suficiente para fornecer as necessidades energéticas de 250.000 lares (LECKNER, 2015).

Segundo Albores *et al*. (2016), com a implementação de uma planta de tratamento térmico de resíduos, há uma redução nas emissões dos gases de efeito estufa devido à redução das emissões de metano dos aterros sanitários. Durante a combustão do RSU, o calor liberado pode ser utilizado em uma turbina a vapor de ciclo *Rankine*, que consiste em uma caldeira de alta pressão (que produz vapor com pressão e temperatura determinada). A eficiência elétrica total da planta de incineração depende da combustão dos resíduos e do poder calorífico inferior, da eficiência dos trocadores de calor e do gerador que converte a energia mecânica em energia elétrica.

Há casos de plantas na Europa onde se produz 546 kWh de eletricidade por tonelada de resíduos, com um poder calorífico inferior (PCI) de 10,44 MJ/kg, mas, o consumo delas é de 150 kWh por tonelada de resíduos. A quantidade líquida de eletricidade exportada é de 396 kWh por tonelada de resíduo, o que representa uma eficiência de 13 %. Nas plantas mais modernas, chega-se a uma eficiência de 18 %. A eficiência elétrica de uma planta de incineração depende principalmente da combustão dos resíduos e do poder calorífico inferior dos resíduos, da eficiência da caldeira e do gerador que converte a energia mecânica em energia elétrica, além do consumo de energia no sistema (SOUZA *et al*., 2014).

De acordo com Lombardi; Carnevale; Corti (2015), a eficiência do ciclo vai depender da pressão e da temperatura do vapor que entra na caldeira, após o incinerador, ou seja, quanto maior pressão e mais elevada a temperatura, maior será a eficiência do ciclo.

Em um estudo realizado por Souza *et al*. (2014), apresenta-se o potencial de geração de energia elétrica a partir da incineração total dos resíduos sólidos urbanos disponíveis nas grandes cidades do Brasil. Assume-se que a planta de incineração trabalha em sua capacidade máxima de 8.000 horas por ano com uma temperatura média de 1.000°C, sendo necessário operar continuamente para evitar perdas de energia. A implementação dessas plantas poderia reduzir a massa de resíduos, eliminar os aterros e também produzir eletricidade com uma potência 3,7 maiores que se utilizasse o tratamento de resíduos com biogás.

Apresenta-se na TABELA 2.2 o potencial de geração de energia elétrica a partir de usinas incineradoras de RSU, tendo-se com base as principais cidades brasileiras.

TABELA 2.2 – POTENCIAL TÉCNICO DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA COM INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS.

Cidades	**RSU (toneladas/ano)[1]**	**Eletricidade (GWh/ano)**
São Paulo	5.205	2.368,3
Rio de Janeiro	3.016	1.372,3
Brasília	1.471	669,3
Salvador	1.343	611,1
Fortaleza	1.332	606,1
Belo Horizonte	1.092	496,9
Manaus	890	405
Curitiba	794	361,3
Recife	728	331,3
Belém	653	297,1
Goiânia	618	281,1
Porto Alegre	597	276,6
Total	17.741	8.072

FONTE: Adaptado de SOUZA et al., 2014.
Referência: incineração do total de resíduos disponível [1].

2.4 ENGENHARIA DE SISTEMAS

O sistema de geração de energia elétrica, o incinerador e coluna de tratamento das emissões formam um sistema complexo, onde cada variável é analisada em conjunto para otimizar o modelo. Nessa otimização é necessária uma ferramenta de simulação, pois a quantidade de variáveis presentes é muito grande. Assim, a engenharia de sistemas fornece métodos que auxiliam esse tipo de otimização.

Entenda-se por sistema um conjunto de elementos que juntos produzem um resultado que de maneira separada não se poderia ser obtido. Segundo a *International Council of Systems Engineering* (INCOSE) (2016), a engenharia de sistema é uma área dentro da engenharia que cria e executa um processo interdisciplinar, para garantir que as necessidades das partes interessadas sejam alcançadas de maneira confiável, rentável e programável. Esse processo é integrado pelas seguintes etapas: indicar o problema, investigar alternativas, modelar o sistema, integrar o sistema, avaliar o rendimento e reavaliar.

Das técnicas utilizadas na engenharia de sistemas tem-se a modelagem matemática, a simulação e a otimização termodinâmica, na busca de um aumento da eficiência energética, a diminuição do impacto ambiental e a redução dos custos. Todas as técnicas visam a otimização dos parâmetros de projeto e de operação a fim de obter a máxima eficiência termodinâmica do sistema (VARGAS e ARAKI, 2016).

Alguns exemplos que podem utilizar engenharia de sistemas são: projetos e desenvolvimentos de navios, aeronaves, processos de refinaria de petróleo, usinas de incineração, geração de energia e processos bioenergéticos (VARGAS e ARAKI, 2016).

Com o passar dos anos, a tecnologia e o consumo da sociedade vem em contínua evolução, sendo necessários produtos e sistemas mais complexos. Dessa situação a simulação surge como ferramenta para desenvolver e analisar os novos projetos. No entanto, a capacidade dos computadores apresenta limitações para simular sistemas complexos, devido ao tempo computacional empregado. Assim, a seleção do grau de complexidade de um equacionamento matemático ou do modelo representativo de um sistema é um ponto crítico nos projetos de engenharia de sistemas. (VARGAS e ARAKI, 2016).

Os modelos matemáticos podem ser classificados como:

- Modelagem qualitativa: este modelo apresenta boa precisão nas respostas, mas uma baixa precisão nos valores absolutos (VARGAS e ARAKI, 2016);
- Modelagem de ordem alta (*high order*) e de baixa ordem (*low order*) (VARGAS e ARAKI, 2016);
- Modelagem concentrada e distribuída (VARGAS e ARAKI, 2016).

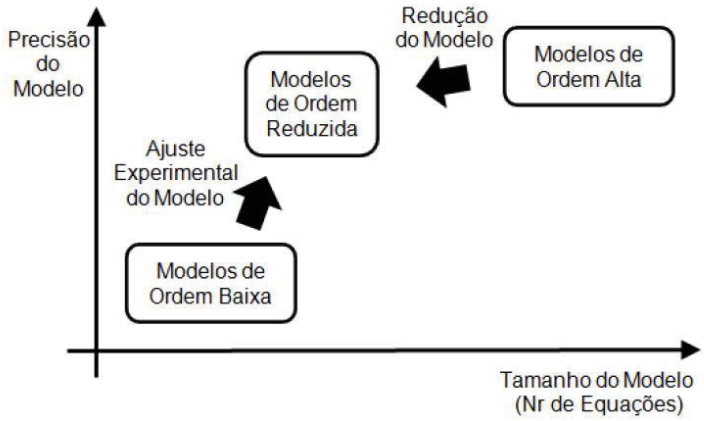
Para a análise dos modelos de *high order*, leva-se em consideração mais aspectos do fenômeno físico, razão pela qual utilizam mais equações diferenciais

parciais de alta ordem. Entretanto, os modelos de *low ordem* usam equações parciais de ordem menor ou equações ordinárias de menor ordem (VARGAS e ARAKI, 2016)

Segundo Shapiro (2003) para os modelos complexos (alta ordem) torna-se difícil estabelecer parâmetros, executar o modelo e obter resultados. Assim, devido a uma impossibilidade tecnológica dos computadores, por mais avançados que eles sejam, ainda apresentam relativa demora na simulação de modelos com elevado grau de complexidade. Já os modelos de baixa ordem utilizam ferramentas de análises que ajudam na identificação dos parâmetros, tornando a simulação mais simples. Se o modelo é simples, pode-se obter o comportamento de equilíbrio, analisar a resposta, achar ciclos, verificar a estabilidade e realizar otimização global.

Denomina-se redução do modelo, conforme mostra a FIGURA 2.7, o processo de se tomar um modelo grande ou de ordem alta e reduzir o seu tamanho mantendo a maior oarte da precisão. Outra maneira de se obter um modelo de ordem reduzida é partir de um modelo de baixa ordem e identificar experimentalmente as partes faltantes. Essa fase também é conhecida como ajuste experiemtal, que pode ser executada por meio da solução de um problema inverso de estimativa de parâmetros (IPPE) que visa minimizar a diferença entre os resultados numéricos do modelo e os dados experimentais. Assim, um modelo de ordem reduzida (boa precisão e tamanho razoável) pode ser derivado tanto de um modelo de alta ordem (ótima precisão e grande em tamanho) quanto de um modelo de odem baixa (pequeno, mas de baixa precisão).

FIGURA 2.7 – RELAÇÃO ENTRE O TAMANHO E A PRECISÃO DO MODELO MATEMÁTICO



FONTE: Adaptado de SHAPIRO, 2003.

Esse processo visa obter um modelo de ordem reduzida com boa precisão e tamanho razoável a partir de um modelo de alta ordem (boa precisão e grande tamanho), ou de um modelo de baixa ordem, ou seja, pequeno e pouca precisão.

A seguir, apresenta-se e discute-se um método utilizado para modelar sistemas físicos simplificados, denominador método de elemento de volume.

2.5 MÉTODO DE ELEMENTO DE VOLUME

Vargas *et al*. (2013) realizaram estudos em relação à resposta térmica para engenharia de sistemas utilizando modelos físicos simplificados para pacotes eletrônicos em navios elétricos. Em princípio, o sistema foi discretizado nas três dimensões espaciais, utilizando-se o método de volumes finitos com células centradas, e aplicaram-se princípios da termodinâmica clássica e de transferência de calor para cada componente, resultando em um sistema EDO's em função do tempo. A seguir utilizaram-se correlações empíricas e analíticas para obter as grandezas físicas (coeficiente de atrito e transferência de calor), obtendo-se a convergência para cada malha. O processo denomina-se de modelo de elementos de volume (MEV), (Vargas *et al*., 2001).

Para poder simular o comportamento de um sistema físico real em um computador, precisa-se de um modelo matemático capaz de calcular a distribuição espacial e temporal das grandezas físicas dentro do sistema de estudo. Para isto, o método de elemento de volumes colabora na simplificação do sistema real a fim de que as equações matemáticas sejam simples. Em geral, as equações que se utilizam são conservação de massa, energia e espécies para cada elemento de volume (EV). (VARGAS e ARAKI, 2016).

O MEV pode ser classificado como um método local, já que para cada EV as funções básicas somente nesse subdomínio são não nulas. A contribuição do MEV é dada para obter uma estabilidade numérica e a precisão nos resultados. O tamanho dos elementos não tem que ser necessariamente pequeno, como se é requerido em outros métodos locais como diferenças finitas, elementos finitos e volume finitos. Além disso, o volume pode ter uma mistura de componentes sólidos e fluidos, sendo calculadas as propriedades físicas como média ponderada de cada componente. A vantagem é que com um número baixo de elementos, a convergência é atingida com um tempo computacional reduzido (VARGAS e ARAKI, 2016).

Continuando com as análises do MEV, os tipos de interações que o método permite entre os EV, são: sólido – sólido, sólido – fluido, sólido – mistura, fluido – fluido, fluido – mistura e mistura – mistura. Além disso, existe a possibilidade de interações com a fronteira do domínio, como: sólido – fronteira, fluido – fronteira e mistura – fronteira.

Segundo Vargas e Araki (2016) outra característica importante é a possibilidade de tratar o conteúdo do EV como uma mistura homogênea de substâncias, calculando-se as propriedades uniformes para o EV por média ponderada, definidas como subsistemas e aplicando equações separadamente para cada subsistema.

A seguir, são discutidos os trabalhos na área de modelagem matemática de tratadores térmicos de resíduos sólidos urbanos, a fim de contextualizar o estado da arte no assunto e apresentar as questões que ainda não foram pesquisadas. Após a análise do estado da arte, são definidos os objetivos geral e específicos deste trabalho.

2.6 MODELOS MATEMÁTICOS DE INCINERADORES DE RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS.

Os trabalhos apresentados visam exemplificar os sistemas aos quais foram aplicados modelos matemáticos em geral. É importante mencionar alguns exemplos, pois existem muitos trabalhos de modelagem matemática de incineradores de resíduos sólidos que poderiam ser citados. Portanto, foram selecionados alguns trabalhos, para demonstrar aplicações dos diversos métodos que existem para modelagem matemática com as vantagens e desvantagens.

Yang *et al*., (2002) apresentaram a modelagem matemática e testes experimentais de um incinerador de resíduos sólidos urbanos de leito móvel em escala laboratorial. Foram utilizadas as equações da conservação de massa, quantidade de movimento e energia para a fase sólida e gasosa, dividindo o leito e zona livre superior em elementos de volume, e realizando-se os cálculos por método interativo com equações diferenciais parciais no tempo. Os resultados obtidos são a distribuição da temperatura, a composição dos resíduos, a concentração dos gases de combustão, a velocidade dos processos individuais, tais como, evaporação da umidade e queima do carbono. Outra característica da modelagem desse sistema é a possibilidade de estimar os efeitos transitórios na mudança dos resíduos na entrada. Incluem-se o

mecanismo de reação global e os modelos de reação em paralelo. Além disso, aplica-se a distribuição contínua da energia ativa de Gauss.

A modelagem desse sistema apresenta resultados aceitáveis em comparação às medições experimentais. Entretanto, no processo de modelagem existem dificuldades pelo fenômeno de canalização do leito; desse modo não se permite a mistura entre os gases combustíveis e o ar. É necessário incorporar novas análises no modelo matemático para poder prever a flutuação da composição do gás causado pela canalização.

Yang *et al*., (2003) realizaram simulações matemáticas e experimentais para combustão de madeira e a incineração de resíduos sólidos municipais em um forno de leito fixo em escala laboratorial. Os efeitos analisados foram: taxa de desvolatilização e o nível de umidade no combustível. Assumindo-se no modelo matemático que as propriedades principais como a temperatura do gás, a composição do mesmo e os compostos sólidos, é possível descrevê-las em função da altura do leito. Empregando-se elementos finitos, divide-se o leito em elementos, e dentro de cada elemento são assumidos parâmetros uniformes. Os resultados obtidos são o perfil da temperatura, a composição dos gases, a perda de massa para cada processo de combustão, o tempo de ignição dos combustíveis, a taxa de queima, a espessura da zona de radiação e a temperatura da chama.

O modelo é adequado para a incineração de partículas de biomassa de tamanho muito pequeno, sendo impossível de ser aplicado em casos nos quais as partículas apresentam maiores dimensões. Essa modelagem pode servir de base protótipos ou em escala industrial.

Khiari *et al*., (2007) realizaram estudos em um incinerador de leito fluidizado. O modelo matemático empregado para descrever o sistema tem um enfoque na hidrodinâmica do reator. A modelagem é realizada em uma região bidimensional, a região de combustão. As equações utilizadas são formuladas com base na conservação local transitória dos elementos químicos e das espécies; bem como balanços de energia derivados de cada zona. O sistema completa-se com equações algébricas que representam as propriedades do leito.

O conjunto final de equações é discretizado em volumes finitos, assim o sistema algébrico é resolvido utilizando o método preditivo.

Huai *et al*., (2008) apresentaram um modelo matemático para a combustão de RSU em um incinerador de duas etapas com grelha. No modelo, utiliza-se uma

simulação numérica para obter o perfil das temperaturas, a velocidade, a concentração dos gases de combustão e o tempo de permanência dos gases. Também se realiza uma análise para o comportamento das partículas dentro do forno, a influência da espessura do leito fixo e a influência do excesso de ar. A simulação foi realizada levando em consideração as condições operacionais, apresentando dados que coincidem com os medidos na prática; portanto, o modelo matemático representa de maneira adequada o sistema real.

O modelo apresenta boas características devido aos bons resultados obtidos. Porém, apresenta equações diferenciais parciais gerando maior dificuldade no desenvolvimento computacional.

Yang e Swithenbank (2008) propõem a modelagem matemática dos efeitos da mistura de partículas na combustão de resíduos sólidos urbanos em um forno de leito fixo. As equações de transporte governantes no modelo são as equações da continuidade e da conservação da energia. Também é proposta uma solução numérica para simular o comportamento da combustão de um incinerador de 12 t/h com diferentes níveis de mistura no leito, obtém-se como resultado um aumento na mistura das partículas provocando um retardo na ignição do leito; assim há melhoras no processo de combustão. Dessa forma, uma mistura intermediária de partículas produz um perfil de combustão mais próximo ao centro da câmara de combustão, obtendo-se emissões com menor concentração de CO.

O desenvolvimento da modelagem matemática dos efeitos da mistura de partículas na combustão dos RSU tem características aceitáveis comparando-se os resultados obtidos pelos autores. O modelo foca-se na combustão, que é um ponto importante na incineração, mas não o único. Dessa forma, a modelagem matemática tem limitação para ser aplicada a outros sistemas de tratamento térmico de resíduos.

Liang e Ma (2010) apresentaram um modelo matemático, baseado na combinação de um código FLIC para a combustão de RSU em um incinerador, de escala maior às apresentadas anteriormente. Assim, são analisados os efeitos da velocidade da grelha e da atmosfera enriquecida em oxigênio em condições operacionais. O modelo foi utilizado para obter informação do fluxo, as características da combustão e predizer as quantidades de emissões. Obtém-se como resultados uma velocidade de grelha adequada assegurando uma combustão completa dos resíduos, ou seja, a liberação volátil aumenta com o incremento da velocidade da grelha. No entanto, uma velocidade de grelha lenta resulta em uma combustão

incompleta. Nesa situação as emissões de NOx diminuem, mas as concentrações de CO e O_2 aumentam. As atmosferas enriquecidas de oxigênio ajudam na destruição dos gases contaminantes devido à alta pressão e temperatura do O_2.

O modelo descrito anteriormente contribui na compreensão das características operacionais de grandes usinas de incineração de resíduos sólidos urbanos. O modelo estuda a combustão sem analisar outros parâmetros envolvidos na incineração como, por exemplo, o comportamento global do sistema.

Collazo *et al*., (2012) estudaram a combustão de madeira com alta densidade em um forno de leito fixo aplicando modelagem matemática. É apresentado um modelo tridimensional do sistema de combustão dentro do leito; o mesmo foi dividido em duas zonas. Foram utilizados modelos de superposição e resolvidas as equações para os gases e os sólidos dentro de um código de *Computational Fluid Dynamics* (CFD). O modelo foi avaliado com os dados de um incinerador experimental mostrando resultados aceitáveis na predição do fluxo de massa na ignição da combustão.

O sistema está baseado em certas hipóteses que limitam sua aplicação a outras instalações, não levando em consideração o movimento da fase sólida. As partículas são consideradas delgadas, ou seja, é valido só para combustíveis de tamanho pequeno.

Xia *et al*., (2014) apresentam um modelo de simulação abrangente da combustão de RSU. Além disso, analisa-se o consumo dos gases voláteis fora do leito e a redução não catalítica seletiva (SNCR) entre a ureia ($CO(NH_2)_2$) e NO_x. Os cálculos fornecem perfis das temperaturas em duas dimensões e as concentrações das espécies de gás ao longo do leito. Também foram obtidos os perfis do fluxo de calor da radiação incidente no topo do leito. Os resultados da simulação mostram que a distribuição da velocidade do gás, da temperatura e da concentração de NO_x não são uniformes, o que faz a posição de injeção de ar um dos parâmetros mais sensíveis que influenciam o funcionamento do incinerador.

O modelo mostra ter uso prático na compreensão e otimização do processo de incineração. Deve-se estudar melhor a injeção secundária do ar e utilizar equacionamentos mais simples como o método de elementos de volume.

Pai *et al*., (2015) realizaram uma predição das emissões poluentes de um incinerador de resíduos hospitalares. Para o modelo matemático desse estudo se utilizou o modelo denominado de cinza para predizer o CO_2, SO_2 (dióxido de enxofre)

e O_2 nas emissões. A rede neural artificial (ANN) também foi empregada para comparação. Os resultados demonstram que dois parâmetros de controle de temperatura (temperatura câmara 1 e temperatura câmara 2) influenciaram nas emissões.

Bujak (2016) apresenta um modelo matemático para determinar o fluxo de resíduos incinerados em termos de seu poder calorífico dentro de um forno rotativo. O modelo está baseado no balanço de fluxo de energia e as equações que descrevem a perda específica de fluxo de energia. O modelo pode ser utilizado para analisar a queima com diferentes tipos de resíduos, além de permitir a utilização de qualquer combustível adicional. Os resultados mostraram que independentemente do nível de concentração de O_2 no gás de combustão, o fluxo de eliminação de resíduos aumenta com a diminuição do valor calorífico. Por outro lado, um aumento na concentração de oxigênio, provoca um maior consumo de combustível adicional (gás natural).

A modelagem matemática e a simulação foram testadas em três instalações reais em escala industrial, com diferentes tipos de resíduos a serem incinerados. Isto permite sua avaliação, de modo que pode ser utilizado para otimizar o funcionamento do sistema de incineração tanto em fase de projeto como na fase de operação.

Costa *et al*., (2016) realizam estudos de um incinerador de resíduos em escala industrial de conversão termoquímica do combustível derivado do lixo (RDF - *refuse derived fuel*). O trabalho apresenta a avaliação de um modelo de dinâmica dos fluidos computacionais (CFD) em três dimensões. O modelo permite caracterizar as temperaturas e o tempo de permanência dos produtos da combustão, mostrando as variações que acontecem na câmara de combustão, especialmente perto das paredes. O desenvolvimento também permite verificar os efeitos nas mudanças dos parâmetros de controle, tais como: vazão mássica, temperatura do ar primário, secundário e a composição do RDF tratado.

O trabalho fornece dados de parâmetros importantes para controlar as emissões, tentando seguir as normas européias. Mas o modelo só se concentra em estudar as emissões, desconsiderando a possibilidade de estudar o comportamento geral da planta.

2.7 DESAFIOS E ANÁLISE CRÍTICA

A revisão bibliográfica apresenta vários modelos matemáticos e simulações para múltiplos tipos de sistemas de incineração contemplando diversas modalidades de resíduos. A maioria dos modelos focam somente na incineração, estudando o comportamento da combustão, mistura de ar, emissões, temperaturas e concentrações, ou seja, parâmetros que ajudam a controlar o sistema, tentando melhorar um ou vários aspectos do funcionamento. No entanto, pode-se dizer com base no pesquisado pelo autor e na revisão bibliográfica realizada, que não foram encontrados na literatura técnica, uma modelagem matemática e simulação numérica aplicando engenharia de sistemas que abordem de maneira global o sistema de incineração de resíduos sólidos urbanos e a geração de calor.

Verifica-se, desse modo, que o estudo a respeito de modelos matemáticos e simulação para encontrar o melhor funcionamento do sistema de incineração, apresentam desafios a serem vencidos:

I. Desenvolver um modelo matemático, em regime estacionário e transiente, que envolva o sistema de maneira global, a fim de alcançar a otimização termodinâmica do trocador de calor;
II. Construir modelos matemáticos simplificados e adimensionais;
III. Obter dados experimentais das temperaturas em tempo real, para poder validar o modelo matemático com maior precisão;
IV. Estudar as respostas térmicas e energéticas de trocadores de calor utilizando como fluido quente as emissões produzidas no incinerador de resíduos sólidos.

2.8 OBJETIVOS

A revisão bibliográfica e os desafios a serem vencidos, na área de modelagem matemática e simulação aplicada à engenharia de sistemas apresentam as vantagens do modelo de sistema de incineração. A modelagem e simulação são ferramentas que permitem compreender e otimizar os parâmetros de operação como de projeto. Assim, definem-se os objetivos propostos para este trabalho levando-se em conta o pesquisado até o momento.

2.8.1 Objetivo geral

Desenvolvimento, modelagem e simulação de um sistema de incineração de resíduos sólidos com as emissões tratadas com microalgas.

2.8.2 Objetivos específicos

Com a finalidade de atingir o objetivo geral foram definidos os seguintes objetivos específicos:

I. Desenvolver modelo matemático de baixa ordem para o sistema de incineração de resíduos e com geração de calor;
II. Realizar a caracterização do sistema de incineração de resíduos e do trocador de calor;
III. Realizar o ajuste do modelo matemático para um conjunto de dados experimentais;
IV. Realizar validação experimental do modelo matemático para um segundo conjunto de dados experimentais;
V. Realizar a otimização termodinâmica do trocador de calor.

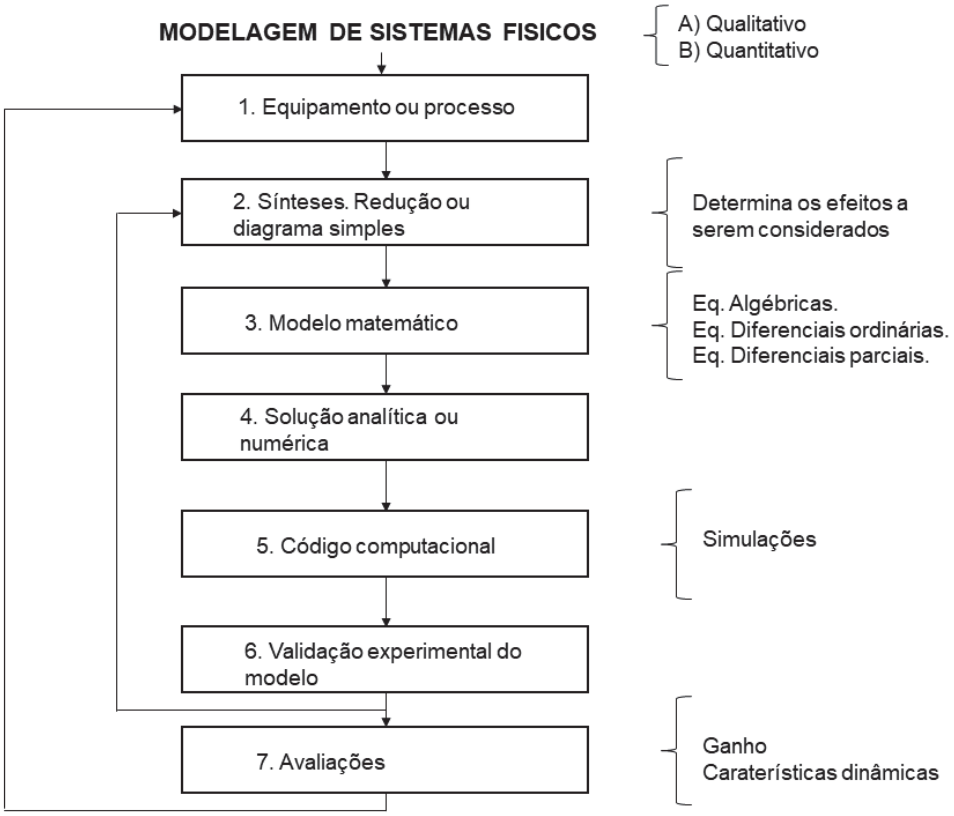
3 MATERIAL E MÉTODOS

O capítulo 3 apresenta os equacionamentos do modelo matemático, as hipóteses simplificadoras assumidas, a metodologia aplicada para o cálculo das propriedades termodinâmicas dos volumes de controle e o método numérico utilizado na simulação. Também é feita a dos componentes do sistema de incineração e do trocador de calor, assim como é apresentada a metodologia utilizada para determinar as incertezas das medições nos resultados dos experimentos.

3.1 MODELO MATEMÁTICO.

Para a modelagem de sistemas físicos, utilizou-se como metodologia o fluxograma apresentado na FIGURA 3.1. Trata-se do melhoramento da metodologia recomendada para a modelagem e simulação de sistemas dinâmicos (VARGAS *et al*., 2001).

FIGURA 3.1 – FLUXOGRAMA PARA MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE SISTEMAS FÍSICOS



FONTE: Adaptado de VARGAS *et al*., 2001.

Seguindo a metodologia da FIGURA 3.1, primeiramente escolhe-se o tipo de modelagem a adotar (quantitativa/ordem alta: dependência espacial e temporal ou qualitativa/ordem baixa: dependência temporal apenas) e identifica-se o sistema físico que será estudado na fase 1. Na fase 2 são adotadas hipóteses simplificadoras a fim de reduzir ao mínimo a complexidade matemática do modelo, porém sem deixar de captar os fenômenos físicos principais responsáveis pelo funcionamento do sistema. Na fase 3, é desenvolvido um modelo matemático com base nas hipóteses adotadas. Assim, nas fases 4 e 5 decide-se sobre o método numérico para obter a solução das equações do modelo e o código computacional. A fase 6 é de ajuste e validação experimental do modelo, nesta ordem, que permite verificar a precisão dos resultados e seu uso prático posterior. A fase 7 consiste na aplicação do modelo, verificando se os equipamentos ou processos atendem aos objetivos inicialmente propostos.

3.1.1 Método de elementos de volume (MEV)

O estudo consiste em determinar a distribuição de uma grandeza qualquer dentro do sistema de engenharia. Neste trabalho, a grandeza a ser estudada é a temperatura dos volumes de controle. As distribuições são determinadas pelas condições do ambiente externo, fluxo de fluidos, geometria do sistema de engenharia, e termos de geração.

Segundo Vargas *et al*., (2001), a combinação de um modelo físico simplificado com o sistema adotado de volumes, para a discretização das equações governantes do sistema, é denominada de método de elementos de volume (MEV). As equações governantes são os princípios de conservação da massa e da energia aplicados a cada elemento de volume.

A metodologia é explicada na sequência:

- DISCRETIZAÇÃO: dividir o sistema em elementos de volume (volumes de controle), que podem conter sólidos, fluidos, gases ou os três como subsistemas no interior do volume.
- EQUACIONAMENTO: escrever uma equação diferencial ordinária (EDO) para calcular a grandeza de interesse em cada volume. Por exemplo: no caso da temperatura, isso é feito através da primeira Lei da Termodinâmica pelo princípio de conservação de energia. As interações energéticas, devido ao transporte de massa locais entre o elemento de volume em análise e os

vizinhos imediatos, são estabelecidas pelas correlações empíricas de transferência de massa e calor (válidas do regime laminar ao turbulento). O resultado é um sistema de EDO's em função do tempo para as grandezas de interesse.

- SOLUÇÃO NUMÉRICA: escolhe-se um método numérico adequado e sua implementação em um código computacional baseado no modelo matemático. (VARGAS; ARAKI, 2016).

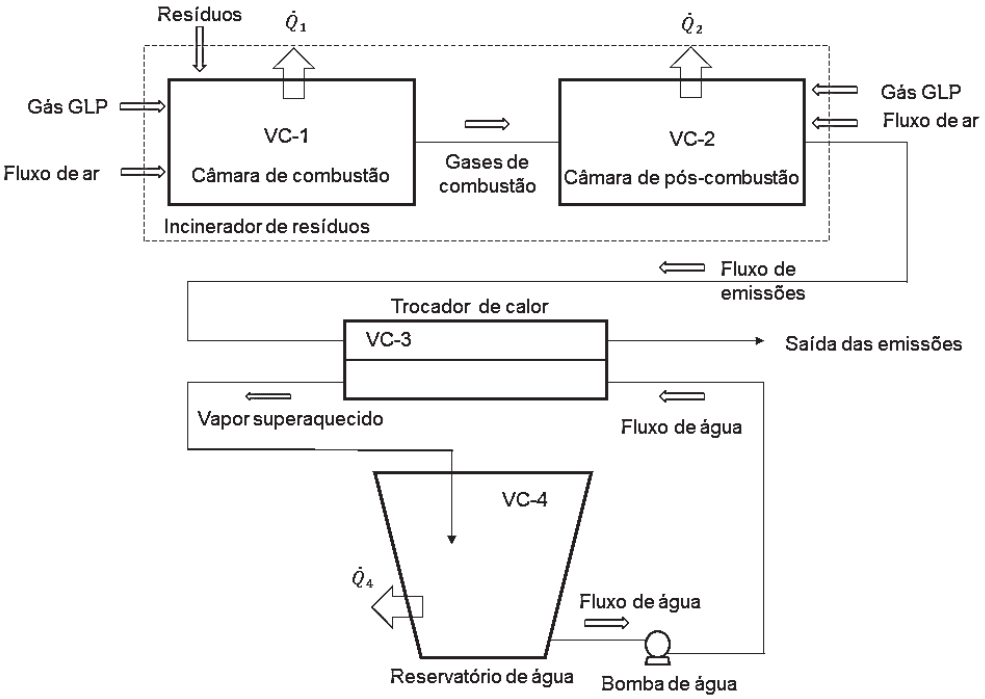
Pela descrição do MEV, observam-se as diferenças em relação a outros métodos, ou seja, diferenças finitas (DF), elementos finitos (EF), volumes finitos (VF) (DILAY *et al*., 2014). Nesses últimos, são escritas equações diferenciais parciais para as grandezas de interesse, em relação ao tempo e ao espaço. A seguir, realiza-se a discretização no espaço, o que gera um sistema de EDO's no tempo.

No presente modelo, o tamanho dos volumes de controle (elementos de volume) não é necessariamente pequeno para obter-se estabilidade numérica e resultados com precisão, como geralmente é requerido por outros métodos mencionados no parágrafo anterior, principalmente na presença de uma grande diversidade de materiais sólidos, ar, água, ou outros fluidos interagindo no domínio da solução.

3.1.2 Modelo matemático qualitativo de baixa ordem do sistema de incineração de resíduos sólidos

O modelo matemático qualitativo de baixa ordem do sistema de incineração de resíduos sólidos, proposto nesta dissertação de mestrado, baseia-se na aplicação dos princípios de conservação da massa, da energia e na transferência de calor do sistema global dividido em volumes de controle. A FIGURA 3.2, mostra o esquema do sistema de tratamento térmico de resíduos sólidos com geração de energia a ser estudado neste trabalho.

FIGURA 3.2 – ESQUEMA DO SISTEMA DE INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS COM GERAÇÃO DE CALOR.



FONTE: Adaptado de MUÑOZ *et al*., 2017.

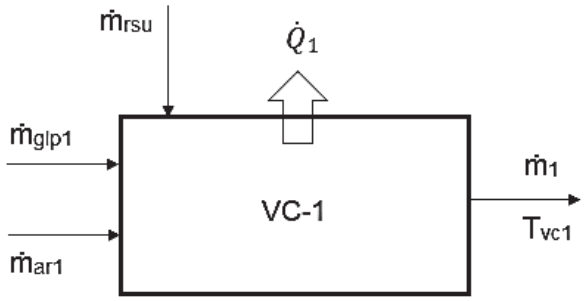
Observa-se que os volumes de controle estão definidos da seguinte maneira: o incinerador de resíduos conta com uma câmara de combustão ou reator (VC-1) e uma câmara de pós-combustão ou ciclone (VC-2); o trocador de calor (VC-3) e um reservatório de água (VC-4). Assim, definidos os volumes de controles termodinâmicos começa-se a análise de cada um deles.

3.1.3 Câmara de combustão (VC-1)

Na primeira câmara de combustão produz-se a queima direta dos resíduos, sendo de geometria retangular e hermeticamente fechada. Além disso, incorpora-se um queimador, alimentado com gás liquefeito de petróleo (GLP), usado como combustível auxiliar para iniciar o processo de combustão. Também, tem-se um sistema de fornecimento de ar. A grandeza a determinar são: as variações da temperatura no tempo também serão obtidas o fluxo mássico total, a transferência de calor por condução através das paredes e a transferência de calor por convecção dos gases internos devido à combustão. Além disso, apresenta-se a análise estequiométrica da combustão de biomassa.

A FIGURA 3.3 mostra um esquema para o volume de controle VC-1 com as entradas e saídas dos fluxos de massa e de energia.

FIGURA 3.3 - ESQUEMA DO VOLUME DE CONTROLE VC-1 (REATOR)



FONTE: O autor (2018).

As vazões mássicas que ingressam no VC-1 à temperatura ambiente, T_∞, são: ar, $\dot{m}_{ar1}$; o GLP, $\dot{m}_{glp1}$, e os resíduos, $\dot{m}_{rsu}$. A massa total resultante dos gases é: $m_1 = \rho_{gas} V_{vc-1}$.

Além disso, a taxa de calor, $\dot{Q}_1$, é estimada com base nas perdas de calor através das paredes para o exterior. Determina-se, também, a taxa de transferência de calor do produto da combustão da biomassa, $\dot{Q}_{comb_1}$.

Portanto, aplicando-se o balanço de energia no VC-1, considerando-se que os gases se comportam como um gás ideal, obtém-se a temperatura no tempo para este volume de controle:

$$\frac{dT_{vc\,1}}{dt} = \frac{1}{c_{p,gas} m_1}\left\{\begin{bmatrix}\dot{m}_{ar\,1} c_{p,ar} T_\infty + \dot{m}_{glp1} c_{p,glp} T_\infty + \dot{m}_{rsu} c_{p,rsu} T_\infty \\ -\dot{m}_1 c_{p,gas} T_{vc\,1} + \dot{Q}_{comb_1}\end{bmatrix} - \dot{Q}_1\right\} \quad (3.1.1)$$

Assim, o balanço da taxa de massa do volume de controle é obtido da seguinte forma:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{glp1} + \dot{m}_{ar\,1} + \dot{m}_{rsu} \quad (3.1.2)$$

Também, considera-se a reação estequiométrica da combustão completa de biomassa (madeira). Assume-se que a cinética da combustão é instantânea considerando ar em excesso. Desta forma, tem-se a reação como:

$$\begin{aligned}&\left\{y(\xi CH_{1,44}\, O_{0,66}) + j\left[\alpha C_3H_8 + \beta C_4H_{10}\right]\right\} + \lambda z(O_2 + 3,76N_2) \\ &\rightarrow bCO_2 + cH_2O + 3,76\lambda zN_2 + (\lambda - 1)zO_2\end{aligned} \quad (3.1.3)$$

Onde: $CH_{1,44}O_{0,66}$ representa carbono, hidrogênio e oxigênio, número de átomos na molécula de biomassa (NUSSBAUMER, 2003); *ξ = 0,70* é a porcentagem considerada da quantidade de biomassa que reage na primeira câmara de combustão (MARKOVIC; BRAMER; BREM, 2014), (MUÑOZ *et al*., 2017); *j = 0,041* representa a fração do GLP na reação de combustão; *α = 0,4* representa a fração de propano contida no GLP e *β = 0,6* é a fração de butano. (MORAN *et al*., 2011); os coeficientes balanceados *b = 0,8856*, *c = 0,7199* e *z = 1* na reação de combustão, com *y = 1,0543,* fração da biomassa na mistura total de combustível.

Por outro lado, todos os componentes do ar seco que não são oxigênio são agrupados com o nitrogênio. Consequentemente, considera-se que o ar tem 21 % de oxigênio e 79 % de nitrogênio, em base molar. Com esta idealização, a razão molar do nitrogênio em relação ao oxigênio é 0,79/0,21 = 3,76. (MORAN *et al*., 2011).

A relação de ar e combustível necessária para que a combustão de biomassa aconteça, é obtida da seguinte maneira:

$$\lambda = \frac{AFR_r}{AFR_{st}} \tag{3.1.4}$$

Onde AFR_r, AFR_{st} representam a quantidade de ar e combustível real e estequiométricas, nessa ordem, sendo *λ = 1,3* a razão de equivalência (ou excesso de ar). (MORAN *et al*., 2011). Para a reação de biomassa, neste trabalho é considerado 130 % de ar teórico com 30 % de ar em excesso (NUSSBAUMER, 2003).

O calor gerado pela combustão de biomassa, em base molar, é representado pela diferença entre a entalpia específica dos produtos e dos reagentes:

$$\bar{Q}_{comb_1} = \bar{h}_{prod_1} - \bar{h}_{reac_1} \tag{3.1.5}$$

A entalpia específica de cada componente é definida por: $\bar{h} = \bar{h}_f^{\,0} + \left[\bar{h}(T_{Tvc\,1}) - \bar{h}(T_\infty)\right]$

Para determinar o calor gerado na combustão, em base mássica, deve-se dividir pela massa molar do combustível (biomassa e GLP), da seguinte maneira:

$$Q_{comb_1} = \frac{\bar{Q}_{comb_1}}{M_{fuel_1}} \tag{3.1.6}$$

Onde, a massa molar do combustível, é definida como:

$$M_{fuel_1} = y\left[\xi\left(M_{CH_{1.44}O_{0.66}}\right)\right] + j\left[\alpha \cdot M_{C_3H_8} + \beta \cdot M_{C_4H_{10}}\right] \tag{3.1.7}$$

Assim, Q_{comb_1} é o calor gerado na combustão em base mássica, [kJ/kg]. Assim, a taxa de transferência de calor por combustão da biomassa para VC-1, é definida como:

$$\dot{Q}_{comb_1} = \dot{m}_{fuel_1} \cdot Q_{comb_1} \tag{3.1.8}$$

Sendo a vazão mássica dos combustíveis: $\dot{m}_{fuel_1} = \dot{m}_{glp\,1} + \dot{m}_{rsu}$.

Por outro lado, a taxa de transferência de calor por condução e convecção no VC-1, é definida da seguinte maneira: (INCROPERA *et al*., 2011).

$$\dot{Q}_1 = U_1 A_1 \left(T_{vc\,1} - T_\infty\right) \tag{3.1.9}$$

Onde U_1, é o coeficiente global de transferência de calor, para parede plana, avaliado por:

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{e_{wall}}{k_{wall}} + \frac{e_{is_1}}{k_{is}}} \tag{3.1.10}$$

De acordo com LI *et al*. (2016), sob as mesmas condições que neste modelo, h_1 = 8,4 W/m^2 K é o coeficiente de transferência de calor por convecção devido à combustão da biomassa (madeira). Tem-se na Eq. (3.1.10) que e_{wall} = 0,002 m a espessura da parede externa do incinerador k_{wall} = 43 W/m K (BEJAN, 2013) é a condutividade térmica da parede de aço e_{is_1} = 0,04 m representa a espessura da

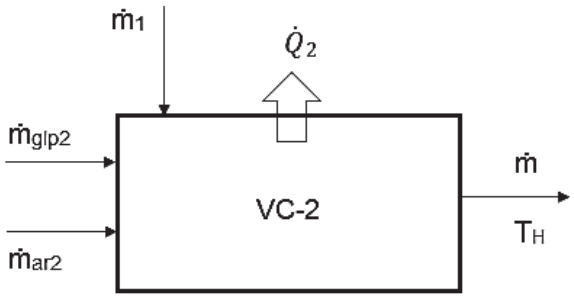
parede interna do isolamento térmico no incinerador k_{is} = 0,1 W/m K (BEJAN, 2013) é a condutividade térmica do isolante interno (tijolo refratário).

3.1.4 Câmara de pós-combustão (VC-2)

Neste volume, produz-se uma nova combustão dos gases provenientes da primeira câmara e das partículas de biomassa que não foram queimadas na primeira combustão. A função da segunda câmara é garantir a queima de todos os produtos.

Novamente, tem-se o ingresso de GPL e ar a temperatura ambiente T_∞. A FIGURA 3.4 apresenta o esquema para o volume VC-2.

FIGURA 3.4 – ESQUEMA DO VOLUME DE CONTROLE VC-2 (CICLONE).



FONTE: O autor (2018).

Portanto, o balanço de energia para a segunda câmara de combustão aplicando a primeira lei da termodinâmica e o conceito de transferência de calor, considerando os gases como um gás ideal, define-se como:

$$\frac{dT_H}{dt} = \frac{1}{c_{p,gas} \cdot m}\left\{\begin{bmatrix} \dot{m}_{ar\,2}\, c_{p,ar}\, T_\infty + \dot{m}_{glp\,2}\, c_{p,glp}\, T_\infty + \dot{m}_1 c_{p,gas}\, T_{vc\,1} \\ -\dot{m} c_{p,gas}\, T_H + \dot{Q}_{comb_2} \end{bmatrix} - \dot{Q}_2 \right\} \quad (3.1.11)$$

Sendo: $\dot{m}_{ar2}$ vazão mássica de ar, $\dot{m}_{gl2}$ vazão mássica de GLP e $\dot{m}_1$ é a vazão mássica dos gases que provêm da primeira câmara de combustão, T_{vc1} a temperatura dos gases que saem do VC-1. Tem-se, que os calores específicos do ar, do GLP e dos gases de combustão são: $c_{p,\,ar}$, $c_{p,\,glp}$, $c_{p,\,gas}$. Além disso, m é a massa de gases do VC- 2.

Dessa forma, o balanço de massa do volume de controle é calculado da seguinte forma:

$$\dot{m} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{ar\,2} + \dot{m}_{glp\,2} \tag{3.1.12}$$

Considera-se também a reação estequiométrica da combustão completa de biomassa (madeira). Assume-se que a cinética da combustão é instantânea considerando ar em excesso. Desta forma, tem-se a reação estequiométrica:

$$\begin{aligned} &\left\{\zeta(\pi CH_{1,44}\,O_{0,66}) + \theta\left[\alpha C_3H_8 + \beta C_4H_{10}\right]\right\} + \lambda z(O_2 + 3{,}76N_2) \\ &\rightarrow dCO_2 + fH_2O + 3{,}76\lambda zN_2 + (\lambda - 1)zO_2 \end{aligned} \tag{3.1.13}$$

Em que, $\pi = 0{,}3$ representa a fração considerada da biomassa que é queimada na segunda câmara de combustão. (MARKOVIC; BRAMER; BREM, 2014); (MUÑOZ *et al.*, 2017), $\theta = 0{,}059$ é a fração de GLP na reação de combustão e α representa a fração de propano contida no GLP e β representa a fração de butano. Tem-se os coeficientes balanceados $d = 0{,}8453$, $f = 0{,}7270$ e $z = 1$ na reação de combustão; sendo $\zeta = 2{,}1097$ a fração de biomassa na mistura total de combustível.

Portanto, o calor liberado pela combustão, em base molar, é a diferença entre a entalpia específica dos produtos e dos reagentes na câmara pós-combustão.

$$\bar{Q}_{comb_2} = \bar{h}_{prod_2} - \bar{h}_{reac_2} \tag{3.1.14}$$

Então, para determinar o calor gerado na combustão em base mássica, deve-se que dividir pela massa molar do combustível (biomassa e GLP), da seguinte maneira:

$$Q_{comb_2} = \frac{\bar{Q}_{comb_2}}{M_{fuel_2}} \tag{3.1.15}$$

A massa molar do combustível, é avaliada por:

$$M_{fuel_2} = \zeta\left[\pi(M_{CH_{1,44}O_{0,66}})\right] + \theta\left[\alpha \cdot M_{C_3H_8} + \beta \cdot M_{C_4H_{10}}\right] \tag{3.1.16}$$

E, Q_{comb_2} é o calor gerado na combustão em [kJ/kg]. Por sua vez, a taxa de transferência de calor pela combustão da biomassa no VC-2, é determinada da seguinte maneira:

$$\dot{Q}_{comb_2} = \dot{m}_{fuel_2} \cdot Q_{comb_2} \tag{3.1.17}$$

sendo vazão mássica dos combustíveis: $\dot{m}_{fuel_2} = \dot{m}_{glp\,2} + \dot{m}_{rsu}$

A seguir, ao se considerar a taxa transferência de calor pela condução e convecção no VC-2, tem-se: (INCROPERA *et al*., 2011).

$$\dot{Q}_2 = U_2 \cdot A_2 \,(T_H - T_\infty) \tag{3.1.18}$$

onde U_2, é o coeficiente global de transferência de calor, avaliado por:

$$U_2 = \frac{1}{\frac{1}{h_2} + \frac{e_{wall}}{k_{wall}} + \frac{e_{is_2}}{k_{is}}} \tag{3.1.19}$$

De acordo com LI *et al*. (2016), sob as mesmas condições que neste modelo, h_1 = 8,4 W/m^2 K é o coeficiente de transferência de calor por convecção devido à combustão da biomassa (madeira). Tem-se na Eq. (3.1.10) que e_{wall} = 0,002 m a espessura da parede externa do incinerador k_{wall} = 43 W/m K (BEJAN, 2013) é a condutividade térmica da parede de aço e_{is_1} = 0,06 m representa a espessura da parede interna do isolamento térmico no incinerador k_{is} = 0,1 W/m K (BEJAN, 2013) é a condutividade térmica do isolante interno (tijolo refratário).

3.1.5 Reservatório de água (VC-4)

O reservatório de água, no sistema de incineração de resíduos, tem a função de receber o vapor superaquecido gerado no VC-3. Para evitar que o vapor superaquecido ingresse de maneira direta no reservatório de água, foi projetado e instalado um pequeno trocador de calor em forma de bobina. Desse modo, ocorre a

troca térmica vapor superaquecido com a água do reservatório. Assim, assume-se que a temperatura de saída da água seja uniforme.

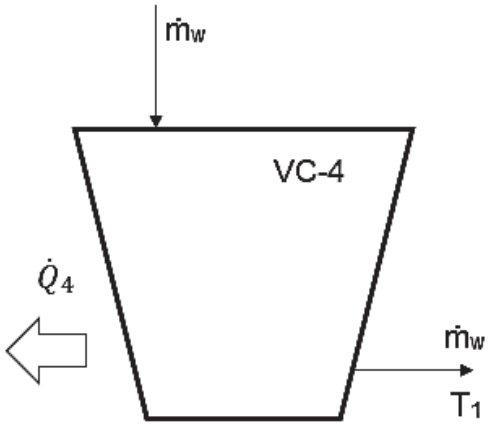
Por outro lado, a massa de água no volume de controle permanece constante, ao longo do tempo. Assim, a massa do reservatório é definida da seguinte forma:

$$m_w = \rho_w \cdot V_w \tag{3.1.20}$$

Sendo: ρ_w a densidade da água e V_w o volume do reservatório de água.

A FIGURA 3.5, mostra um esquema do reservatório de água com as entradas e saídas de massa e de energia.

FIGURA 3.5 – ESQUEMA DO VOLUME DE CONTROLE VC-4 (RESERVATÓRIO DE ÁGUA).



FONTE: O autor (2018).

Assim, aplicando-se a primeira lei termodinâmica, obtém-se o balanço de energia para o VC-4, como:

$$\frac{dT_1}{dt} = \frac{1}{c_{p,w} m_w} \left\{ \dot{m}_w \left[h_{in}(p, T_2) - h_{out} \right] - \dot{Q}_4 \right\} \tag{3.1.21}$$

sendo a entalpia da água, na saída do reservatório, determinada como:

$$h_{out} = c_{p,w} T_1 \tag{3.1.22}$$

Além disso, tem-se que na entrada do reservatório o fluido se comporta como vapor superaquecido à temperatura T_2 e a uma pressão de p = 8 bar. Portanto, a entalpia na entrada do VC-4 é calculada por uma correlação linear, desenvolvida a partir de uma tabela termodinâmica. (MUÑOZ *et al*., 2017), da seguinte maneira:

$$h_{in}(p, T_2) = 2{,}1287 \cdot T_2 + 2.425{,}5 \tag{3.1.23}$$

Por outro lado, a taxa de transferência de calor entre o sistema e sua vizinhança, pode ser determinada por:

$$\dot{Q}_4 = U_4 A_4 (T_1 - T_\infty) \tag{3.1.24}$$

sendo U_4 o coeficiente global de transferência de calor entre as paredes do reservatório de água e o meio ambiente; seu valor é um parâmetro ajustável no modelo. Além disso, tem-se que A_4 é a área de troca térmica do VC-4.

3.2 CARACTERIZAÇÃO DO SISTEMA DE INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS E DO TROCADOR DE CALOR.

São apresentadas as características fundamentais da planta piloto de tratamento térmico de resíduos sólidos do NPDEAS. Assim, o sistema divide-se em incinerador com a câmara de combustão e a câmara de pós-combustão, o trocador de calor e o reservatório de água.

3.2.1 Descrição da unidade experimental.

O sistema de incineração de resíduos foi construído pela empresa Luftech©. Soluções Ambientais. Sua finalidade é a dar uma solução eficiente aos resíduos, em princípio, gerados na UFPR. O sistema se compõe de dois reatores: a câmara de combustão (reator) e a câmara de pós-combustão (ciclone); que apresentam uma configuração do tipo leito fixo com fluxo em correntes paralelas.

A câmara de combustão possui uma geometria retangular e sua capacidade de tratamento de resíduos é de 50 kg/h. Os resíduos que podem ser tratados são: sólidos urbanos e hospitalar. A câmara está hermeticamente fechada por uma tampa externa

e interna, no topo da câmara. Além disso, conta com um isolante térmico (tijolo refratário). Na parte interna da câmara há uma grelha móvel, onde os resíduos são depositados; nesse ponto ocorre a combustão dos materiais sólidos. Para iniciar a queima, adicionam-se quantidades estequiométricas de ar. Além disso, conta-se com a ajuda de um queimador a GLP. Assim, o gás e o ar são transportados por canais no interior do queimador até a cabeça do queimador. Esta zona promove a introdução de combustível e de ar na câmara de combustão (a reação não se dá no interior do queimador), onde, devido à elevada velocidade do ar, se misturam. Quando chega à câmara de combustão o combustível estará vaporizado. Após a mistura, ocorre a ignição acompanhada da liberação de calor pretendida. A ignição se dá através de uma pequena faísca que se situa perto da cabeça do queimador. Depois do início da reação, a chama é autossustentada.

Dentro da câmara de combustão, mas, na parte inferior da grelha móvel se localiza outra câmara, com uma tampa externa, nela são depositadas as cinzas resultantes do processo de combustão. A quantidade de cinzas, dependendo do tipo de resíduo, chega a 5 % de cinzas em relação ao volume do resíduo tratado.

Os gases gerados dentro do reator continuam até a câmara de pós-combustão ou ciclone, onde são queimados; sendo está regulada através da entrada de ar secundários em quantidades estequiométricas (depende da quantidade de oxigênio residual nos gases de escape), também, conta com a ajuda de outro queimador a GLP para garantir a combustão completa dos gases. Assim, atingir as normas ambientais: CONAMA Nº 316 e ABNT – NBR 11.175.

A configuração geométrica do ciclone é cilíndrica. As paredes estão isoladas termicamente (tijolo refratário). Ela é hermeticamente fechada e não possui tampas de alimentação de resíduos. Nesta câmara se queimam os gases que provêm do reator.

A FIGURA 3.6 mostra uma imagem do sistema de incineração, no qual se pode observar a câmara de combustão de geometria retangular e em cor cinza, o sistema de fornecimento de ar, em cor azul, para as câmaras de combustão e pós-combustão, o queimador de GLP e a câmara de cinzas.

Na FIGURA 3.7, apresenta-se outra imagem do sistema de incineração de resíduos. Nela, observa-se a câmara de pós-combustão em cor cinza com sua geometria cilíndrica, também se pode ver a estrutura dos trocadores de calor, todos eles em cor cinza.

FIGURA 3.6 – MODELO REAL DO INCINERADOR DE RESÍDUOS, VISTA DE FRENTE.

FONTE: O autor (2018).
Legenda: A- Câmara de combustão. B- Sistema de injeção de ar. C- Grelha móvel. D- Câmara de cinzas. E- Queimador.

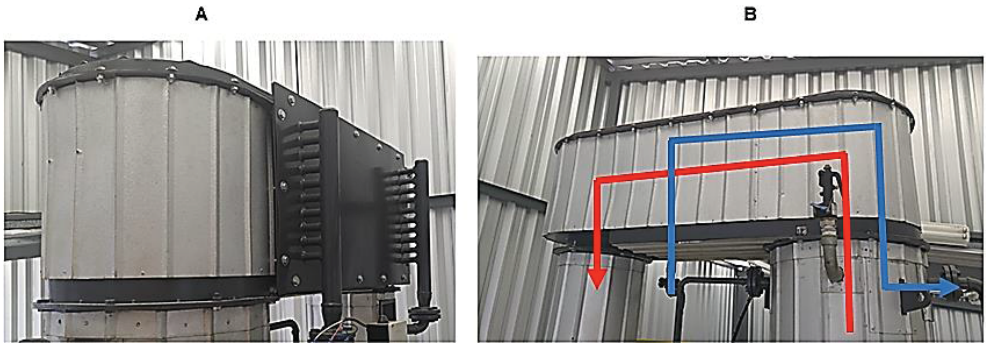
FIGURA 3.7 – MODELO REAL DO INCINERADOR DE RESÍDUOS, VISTA POSTERIOR.

FONTE: O autor (2018).
Legenda: A- Câmara de pós-combustão. B- Trocadores de calor. C- Chaminé.

Na FIGURA 3.7, as setas pretas indicam o sentido das emissões produto da combustão, e a seta vermelha indica a saída do vapor superaquecido pela tubulação de cor preta.

Por sua vez, a FIGURA 3.8 mostra o trocador de calor estudado nesta dissertação, instalado no NPDEAS/UFPR.

FIGURA 3.8 – MODELO REAL DO TROCADOR DE CALOR.



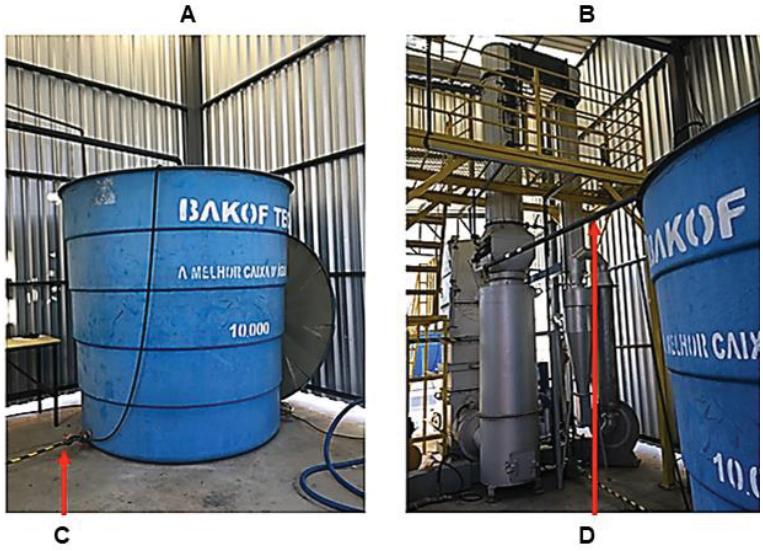
FONTE: O autor (2018).
Legenda: A) imagem posterior. B) imagem frontal
Linha vermelha: ciclo das emissões. Linha azul: ciclo da água.

O trocador de calor (TC) possui uma geometria retangular. Apresenta uma configuração em contracorrente dos fluxos de emissões e água. A função principal dele é capturar o calor das emissões, que saem do incinerador, e aquecer a água que será utilizada em processos posteriores (ciclo *Rankine*). No TC ocorre o fenômeno da mudança de fase da água, que entra na forma líquida, passando por uma região de ebulição e saindo em forma de vapor superaquecido.

Por outro lado, tem-se o reservatório de água, que é utilizado para depositar o vapor superaquecido, obtido no trocador de calor. De geometria cônica, não possui tampa e o material que está construído é plástico. A deposição do vapor é feita por meio de um tubo de aço que ingressa até a metade da caixa. Assim, a saída da água se realiza por baixo da caixa de água, com uma bomba externa, a mesma leva o fluido até o trocador de calor para recomeçar o ciclo.

A FIGURA 3.9 mostra uma imagem, com duas vistas, do sistema instalado no NPDEAS.

FIGURA 3.9 – MODELO REAL DO RESERVATÓRIO DE ÁGUA



FONTE: O autor (2018).
Legenda: A- Imagem lateral da caixa de água. B- Imagem posterior. C- Saída de água. D- Tubulação que transporta o vapor superaquecido.

3.2.2 Instrumentos para aquisição de dados.

Durante o processo de combustão dos resíduos foram adquiridos valores de temperaturas em tempo real, instrumentando-se as duas câmaras de combustão (reator e ciclone) com termopares da marca Conax Buffalo, modelo: S24-MO18-AL-U-T5AL (PG4AL) -12, com faixa de operação recomendada de -200 ºC a 1480 ºC.

Para o controle das emissões, utiliza-se um analisador de gases da marca Testo® modelo 350. Na TABELA 3.1 apresentam-se as caraterísticas técnicas do instrumento.

TABELA 3.1 – CARATERÍSTICAS TÉCNICAS DO ANALISADOR DE GASES

(Continua)

Parâmetros de medição	Faixa de medição	Resolução
O_2	0 – 25 Vol.%	0.01Vol.%
CO	0 – 10.000 ppm	1 ppm
NO_x	0 – 4.000 ppm	1 ppm
NO	0 – 300 ppm	0,1 ppm
NO_2	0 – 500 ppm	0,1 ppm
SO_2	0 – 5.000 ppm	1 ppm
H_2S	0 – 300 ppm	0,1 ppm

(Conclusão)

CO_2	0 – 50 Vol.%	0,01 Vol.%
Pressão absoluta	600 – 1.150 hPa	1 hPa
Vazão	0 – 40 m/s	0,1 m/s
Termopar Tipo K	-200 – 1.370 ºC	0,1 ºC
Propriedades	**Valores**	
Gases que podem ser medidos	CO, NO, NO_2, SO_2, H_2S, O_2, CO_2, NO_x, HC	
Temperatura ambiente	-5 – 45 ºC	
Pressão do ambiente	600 – 1.100 mbar	
Tipo de proteção	IP40	

FONTE: Adaptado de TESTO®, 2018.

3.2.3 Procedimento experimental.

Para obter o conjunto de dados experimentais, utilizados no ajuste e na validação do modelo matemático, foram conduzidos seis testes com o sistema de incineração, sendo utilizados os primeiros três para se obter o primeiro conjunto de dados experimentais utilizados no ajuste do modelo matemático, e os três restantes para obter o segundo conjunto de dados experimentais utilizados na validação do modelo matemático. Assim, em cada ensaio obtém-se uma medida da temperatura; como foram realizados três testes, para formar o conjunto de dados, tem-se a triplicata de dados para cada medição da temperatura. Logo, determina-se a média de cada triplicada.

Cada experimento teve uma duração de duas horas, realizando-se a leitura das medições, tanto do reator como do ciclone, a cada dois minutos. A quantidade de resíduos incinerados foi aproximadamente de 200 kg por teste, e a carga dos resíduos se realizou a cada dois minutos. O material queimado em todos os experimentos foi madeira.

Por outro lado, foram realizados outros ensaios com o sistema, a fim de testar possibilidades de melhoras na configuração estrutural do sistema de incineração. Para isto, foram monitoradas as temperaturas nas duas câmaras de combustão em um processo de queima de madeira por um período de uma hora e meia, registrado as temperaturas em intervalos de dois minutos.

Além disso, outra questão analisada nos testes, foram as emissões com a finalidade de verificar se as mesmas se encontravam dentro dos parâmetros dispostos nas normas CONAMA Nº 316 e ABNT NBR 11.175.

3.2.4 Incertezas experimentais.

Segundo o Instituto Nacional de Metrologia, IMETRO (2012), o objetivo da incerteza (I) é fornecer um intervalo em torno do resultado de uma medição no qual se espera abranger uma grande fração da distribuição de valores que poderiam ser atribuídos ao mensurado. Portanto, a estimativa da grandeza (q), para a qual (n) observações independentes (q_i) foram obtidas sob as mesmas condições de medição, é a média aritmética ($\bar{q}$) das (n) observações. O desvio-padrão experimental das observações, s (q_i), caracteriza a dispersão dos valores observados em torno de sua média aritmética. Também, o desvio padrão, é utilizado na calibração da posição dos itens dentro de uma sequência de dados, ou seja, ele é utilizado para obtenção da incerteza expandida.

A incerteza expandida (I) é obtida pela multiplicação do desvio-padrão por um fator de abrangência k. Assim, para os dados de uma distribuição normal espera-se que 95 % dos dados da amostra estejam até dois desvios padrão de distância da média, isto é, o intervalo, ($\bar{q} \pm 2s$) contém 95 % dos dados. (INMETRO, 2012).

Sendo assim, para cada temperatura obtida experimentalmente foi determinada a incerteza experimental de medição (I), apresentando-se os resultados experimentais com barras de erros.

3.3 AJUSTE DO MODELO MATEMÁTICO PARA UM CONJUNTO DE DADOS EXPERIMENTAIS.

Se apresenta o método numérico utilizado para encontrar a solução do sistema de equações apresentadas no modelo matemático do sistema de incineração de resíduos e do trocador de calor.

3.3.1 Método numérico para solução do sistema

O modelo matemático foi implementado computacionalmente em linguagem FORTRAN® (MICROSOFT DEVELOPER STUDIO, 1995). O problema numérico consiste em solucionar o sistema de equações diferenciais ordinárias, formado pelas Eqs. (3.1.1), (3.1.11), (3.1.21), as equações são integradas explicitamente em relação ao tempo usando um passo de tempo adaptativo com o método Runge-Kutta de 4a/5a ordem (KINCAID; CHENEY, 1991). O passo de tempo é ajustado automaticamente

de acordo com o erro de truncamento local, que é mantido abaixo de uma tolerância especificada, de 10^{-6}.

3.3.2 Ajuste do modelo matemático.

A configuração geométrica e os parâmetros de operação do sistema apresentam variações a serem estabelecidas. Por conseguinte, é necessário ajustar o modelo matemático, que utiliza esses dados. Para realizar este ajuste, estuda-se o comportamento do sistema de maneira experimental e numericamente. O procedimento para o ajuste dos parâmetros do modelo consiste em resolver o problema inverso de estimativa de parâmetros (DANTAS; ORLANDE; COTTA, 2003), para o modelo matemático proposto, e desta maneira, transforma-se uma variável em um parâmetro, e vice-versa. No início do procedimento são selecionados os parâmetros que se tornarão as variáveis a serem ajustadas.

Na Tabela 3.2 apresentam-se os parâmetros operacionais do sistema considerados como variáveis no problema inverso de estimativa de parâmetros.

TABELA 3.2 – PARÂMETROS DE AJUSTE DO MODELO MATEMÁTICO.

Símbolo	**Parâmetro**
$\dot{m}_{ar\,1}$; $\dot{m}_{ar\,2}$	Vazão mássica de ar
$\dot{m}_{rsu}$	Vazão mássica de resíduos
$\dot{m}_{glp\,1}$; $\dot{m}_{glp\,2}$	Vazão mássica de GLP
U_4	Coeficiente global de transferência de calor no reservatório de água.

FONTE: O autor (2018).

3.4 VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO MATEMÁTICO PARA UM SEGUNDO CONJUNTO DE DADOS EXPERIMENTAIS

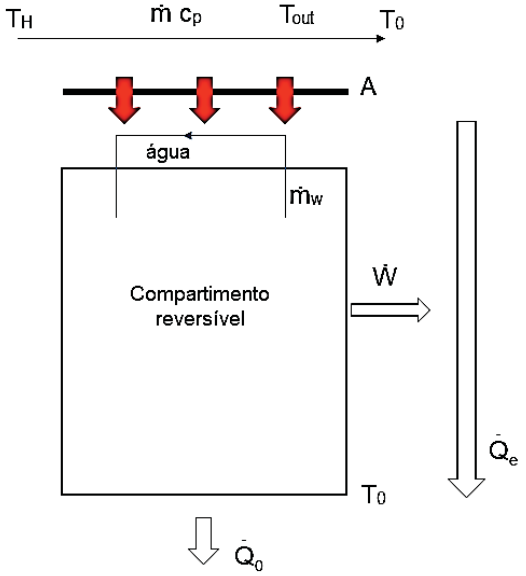
Para validar o modelo matemático comparam-se os resultados de cada simulação numérica com os resultados do experimento comentado no item 3.2. Na primeira simulação foram estimadas a condição inicial, geométrica e os parâmetros de operação. Por outro lado, a segunda simulação realizada, já foi utilizando a mesma condição inicial e geométrica, as mesmas que no experimento. Entanto, se tentou manter o mais parecido possível os parâmetros operacionais, levando em consideração que no modelo matemático foram consideradas algumas simplificações em comparação ao sistema real. Mas, mostra-se que o modelo matemático consegue

descrever o comportamento do sistema de incineração de resíduos com geração de calor.

3.5 OPTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA DO TROCADOR DE CALOR.

Para o VC-3 considera-se um problema de otimização termodinâmica básica de extrair a máxima potência mecânica de uma corrente quente de exaustão. A FIGURA 3.10 apresenta a situação que será analisada.

FIGURA 3.10 – SISTEMA DE GERAÇÃO DE VAPOR VC-3 (TROCADOR DE CALOR).



FONTE: MUÑOZ *et al.*, 2017.

O fluxo monofásico quente de escape (gases quentes/emissões), tem uma vazão mássica $\dot{m}$ e uma temperatura T_H. Este fluido se comporta como gás ideal com seu calor específico c_p constante (BEJAN, 1997). O objetivo é maximizar a potência $\dot{W}$, ou minimizar a taxa total de geração de entropia.

No volume de controle (VC-3) o componente que recebe o calor é o tubo que carrega o fluido de trabalho (água). A vazão mássica desse fluido é $\dot{m}_w$, sendo a mesma não fixada. A transferência de calor do gás quente para o fluxo de água ocorre através de uma superfície de transferência de calor de área A, que é fixada.

A diferença de temperatura através dessa superfície é responsável pela irreversibilidade do trocador de calor $\dot{m}/\dot{m}_w$ a irreversibilidade leva a uma diminuição da potência de saída. Para isolar e minimizar a irreversibilidade da transferência de calor de fluxo para fluxo, modela-se o volume de controle (VC-3) como um

comportamento reversível. As quedas de pressão experimentadas por $\dot{m}$ e $\dot{m}_w$ são consideradas insignificantes.

O problema de otimização termodinâmica é encontrar a melhor relação entre $\dot{m}$ e $\dot{m}_w$, através da área A.

Algumas questões a serem consideradas:

1. O fluxo de água sofre uma mudança de fase (vaporização) em uma seção intermediária do trocador de calor, onde a temperatura da água permanece constante.
2. O coeficiente de transferência de calor é relativamente simples de prever para o lado quente da área A porque o fluxo $\dot{m}$ é monofásico e comporta-se como um gás ideal. No lado frio, a superfície de transferência de calor é uma sucessão de três seções, a superfície A_w sobre a qual a água líquida é aquecida até o ponto de ebulição, a superfície A_b sobre a qual o fluxo $\dot{m}_w$ entra em ebulição e, finalmente, a superfície A_s de superaquecimento. A superfície total de transferência de calor, é avaliada por:

$$A = A_s + A_b + A_w \tag{3.5.1}$$

3. A vazão de água, $\dot{m}_w$, não está especificada. Portanto, é necessário determinar quão rápido o fluido de trabalho pode circular. Considerando os dois extremos, no limite, $\dot{m}_w \to 0$, a temperatura final atingida pelo vapor de água é máxima (T_H), mas a exergía transportada pelo fluido $\dot{m}_w$ desaparece pelo fato de que $\dot{m}_w$ desaparece. Consequentemente, $\dot{W}$ aproxima-se de zero porque sua única fonte de exergía é a exergía trazida pela corrente continua (gases quentes) para o compartimento reversível. No limite oposto, $\dot{m}_w \to \infty$, a temperatura final da corrente de água é quase igual à temperatura inicial, portanto, a exergía do fluido $\dot{m}_w$ aproxima-se a zero. Essas assíntotas sugerem que pode existir uma vazão intermediaria $\dot{m}_w$ que otimiza a combinação entre os gases quentes de escape e o fluido de trabalho.

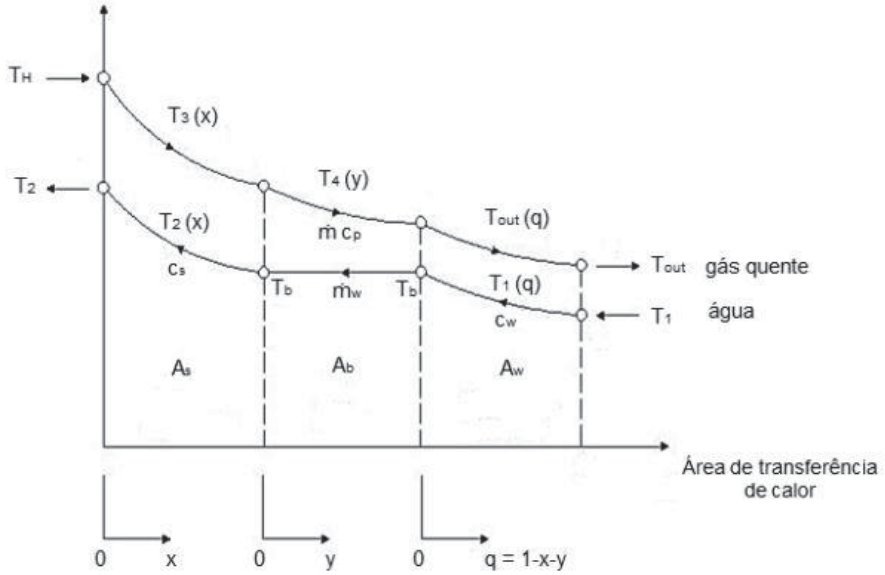
No volume de controle (VC-3), busca-se mais que a proporção ideal $\dot{m}_w/\dot{m}$ para um conjunto de restrições (A, U_w, U_b, U_s, T_H, T_∞). A questão mais importante é a estratégia que deve-se seguir para minimizar a entropia gerada durante a interação corrente a corrente. A estratégia consiste em definir como distribuir a irreversibilidade

de fluxo para fluxo (por exemplo, lacunas de temperatura) no espaço e como alocar a área A entre as três seções (A_w, A_b, A_s).

3.5.1 Análise da transferência de calor

A análise do trocador de calor formado por $\dot{m}$ e $\dot{m}_w$ é representada na FIGURA 3.11. A corrente de gás quente e a corrente de água correm em contracorrente. Assume-se que água ingressa como líquido sub resfriado (T_1, P_1). Quando a vazão de água é suficientemente pequena, o fluxo de água evapora completamente e posteriormente é superaquecido antes de sair do VC-3 com (T_2, P_2).

FIGURA 3.11 – DISTRIBUIÇÕES DAS TEMPERATURAS AO LONGO DAS TRÊS SEÇÕES DO TROCADOR DE CALOR.



FONTE: O autor (2018).

O objetivo da análise de transferência de calor é determinar uma relação significativa entre a taxa de geração de entropia, os parâmetros físicos e as restrições do sistema modelado. No final, esta relação é utilizada para determinar as características físicas óptimas que levam à geração mínima de entropia do sistema.

Na FIGURA 3.11, as três seções da superfície de transferência de calor do lado da água dividem o sistema em três trocadores de calor de contracorrente. Estes são delimitados por A_w, A_b, A_s.

$$A = A_s + A_b + A_w \Rightarrow 1 = x + y + (1 - x - y) \tag{3.5.2}$$

onde, cada seção da área é delimitada por:

$$x = \frac{A_s}{A}; y = \frac{A_b}{A}; q = 1 - x - y\frac{A_w}{A} \tag{3.5.3}$$

A transferência de calor de cada trocador de calor pode ser analisada através do número de unidades de transferência (NTU) e da eficiência do trocador de calor descreve-se pela relação *number of transfer units* (NTU) de eficiência clássica (BEJAN, 1993).

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \tag{3.5.4}$$

Assim, para o caso em análise, a taxa de capacidades térmicas dos fluidos é definida por:

$$\mu = \frac{\dot{m}_w c_s}{\dot{m} \cdot c_p} \tag{3.5.5}$$

sendo c_p, o calor específico a pressão constante dos gases (emissões), e c_s o calor específico a pressão constante do vapor superaquecido, definido por uma correlação em relação à temperatura (MUÑOZ *et al*., 2017).

$$c_s = \frac{\bar{R}\left[\begin{array}{l} 0,407 - 1,108 \cdot 10^{-3} \cdot (T_2) + 4,152 \cdot 10^{-6} \cdot (T_2)^2 + \\ -2,964 \cdot 10^{-9} \cdot (T_2)^3 + 0,807 \cdot 10^{-12} \cdot (T_2)^4 \end{array}\right]}{M_{agua}} \tag{3.5.6}$$

onde M_{agua} = 18,0 kg/kmol é a massa molar da água e $\bar{R}$ = 8,313 kJ/kmol K é a constante universal dos gases (MORAN *et al*., 2011).

Portanto, para a análise do lado frio do trocador de calor do VC-3, tem-se a seguinte seções:

- Seção superaquecida

A eficiência clássica NTU, para a seção superaquecida, é definida como:

$$\varepsilon_s = \frac{1-\exp\left[-N_s\,(1-C_r\,)\right]}{1-C_r\cdot\exp\left[-N_s\,(1-C_r\,)\right]} \tag{3.5.7}$$

Portanto, o tamanho do trocador de calor, é definido por:

$$N_s = \frac{U_s\cdot A_s}{C_{min}} = \frac{U_s\cdot A_s}{\dot{m}_w\,c_s} \tag{3.5.8}$$

onde U_s é o coeficiente global de transferência de calor do trocador de calor para a seção superaquecida.

Reescrevendo a equação da eficiência clássica para a taxa de capacidade térmica do gás quente como: $\mu < 1$, tem-se a seguinte expressão:

$$\varepsilon_s = \frac{1-\exp\left[-N_s\,(1-C_r\,)\right]}{1-C_r\cdot\exp\left[-N_s\,(1-C_r\,)\right]} = \frac{\dot{m}_w\,c_s}{\dot{m}_w\,c_s}\left(\frac{T_2-T_b}{T_H-T_b}\right) \tag{3.5.9}$$

assim, $C_r = \mu$, tem-se:

$$N_s = \frac{U_s\cdot x\cdot A}{\dot{m}_w\,c_s}\cdot\frac{\dot{m}\cdot c_p}{\dot{m}\cdot c_p} = x\cdot\frac{N}{\mu} \tag{3.5.10}$$

Desta forma, a eficiência clássica NTU do trocador de calor da seção superaquecida:

$$\varepsilon_s = \frac{1-\exp\left[-\dfrac{x\cdot N}{\mu}(1-\mu)\right]}{1-\mu\cdot\exp\left[-\dfrac{x\cdot N}{\mu}(1-\mu)\right]} = \left(\frac{T_2-T_b}{T_H-T_b}\right) \tag{3.5.11}$$

Rescrevendo a Equação (3.5.11), obtém-se a seguinte expressão é:

$$\left(\frac{T_2 - T_b}{T_H - T_b}\right) - \left(\frac{T_2 - T_b}{T_H - T_b}\right) \cdot \exp\left[-\frac{x \cdot N}{\mu}(1-\mu)\right] = 1 - \exp\left[-\frac{x \cdot N}{\mu}(1-\mu)\right] \quad (3.5.12)$$

Assim, organizando os termos tem-se:

$$\left(\frac{T_2 - T_b}{T_H - T_b}\right) - 1 = \left\{\left[\left(\frac{T_2 - T_b}{T_H - T_b}\right) \cdot \mu\right] - 1\right\} \cdot \exp\left[-\frac{x \cdot N}{\mu}(1-\mu)\right] \quad (3.5.13)$$

Aplicando-se o logaritmo à Equação (3.5.13), obtém-se:

$$\ln\left\{\frac{\left(\frac{T_2 - T_b}{T_H - T_b}\right) - 1}{\left[\left(\frac{T_2 - T_b}{T_H - T_b}\right) \cdot \mu\right] - 1}\right\} = \left[-\frac{x \cdot N}{\mu}(1-\mu)\right] \quad (3.5.14)$$

Desta forma, isolando x da Equação (3.5.14), a expressão para determinar a porção de seção superaquecida é:

$$x = \frac{\ln\left\{\frac{\left(\frac{T_2 - T_b}{T_H - T_b}\right) - 1}{\left[\left(\frac{T_2 - T_b}{T_H - T_b}\right) \cdot \mu\right] - 1}\right\}}{N(1-\mu)} = f_1(\tau_2) \quad (3.5.15)$$

Por outro lado, ao se considerar a taxa da capacidade da água, $\mu > 1$, tem-se a seguinte expressão da eficiência clássica do trocador de calor para a seção superaquecida:

$$\varepsilon_s = \frac{1-\exp\left[-N_s\,(1-C_r)\right]}{1-C_r\cdot\exp\left[-N_s\,(1-C_r)\right]} = \frac{\dot{m}_w c_s}{C_{min}}\left(\frac{T_2-T_b}{T_H-T_b}\right) \tag{3.5.16}$$

sendo o tamanho do trocador de calor, definido como:

$$N_s = \frac{U_s A_s}{C_{min}} = \frac{U_s\cdot A_s}{\dot{m}\cdot c_p} \tag{3.5.17}$$

Para o caso de $C_r = \frac{1}{\mu}$, tem-se:

$$N_s = \frac{U_s\cdot A_s}{\dot{m}\cdot c_p} = \frac{U_s\cdot x\cdot A}{\dot{m}\cdot c_p} = x\cdot N \tag{3.5.18}$$

Dessa forma, a eficiência clássica do trocador de calor na seção superaquecida é:

$$\varepsilon_s = \frac{1-\exp\left[-x\cdot N\left(1-\frac{1}{\mu}\right)\right]}{1-\frac{1}{\mu}\cdot\exp\left[-x\cdot N\left(1-\frac{1}{\mu}\right)\right]} = \left(\frac{T_2-T_b}{T_H-T_b}\right)\cdot\frac{\dot{m}_w c_s}{\dot{m}\cdot c_p} \tag{3.5.19}$$

Reorganizando a Equação (3.5.19), obtém-se a seguinte expressão:

$$\left[\mu\cdot\left(\frac{T_2-T_b}{T_H-T_b}\right)-1\right] = \left[\left(\frac{T_2-T_b}{T_H-T_b}\right)-1\right]\cdot\exp\left[-x\cdot N\cdot\left(1-\frac{1}{\mu}\right)\right] \tag{3.5.20}$$

Aplicando o logaritmo à Equação (3.5.20), tem-se:

$$\ln\left\{\frac{\left[\left(\frac{T_2 - T_b}{T_H - T_b}\right)\cdot\mu\right]-1}{\left(\frac{T_2 - T_b}{T_H - T_b}\right)-1}\right\} = -x\cdot N\cdot\left(1-\frac{1}{\mu}\right) \tag{3.5.21}$$

Assim, isolando x da Equação (3.5.21), tem-se a expressão para determinar a porção de seção superaquecida:

$$x = \frac{-\ln\left\{\frac{\left[\left(\frac{T_2 - T_b}{T_H - T_b}\right)\cdot\mu\right]-1}{\left(\frac{T_2 - T_b}{T_H - T_b}\right)-1}\right\}}{N\left(1-\frac{1}{\mu}\right)} = f_1(\tau_2) \tag{3.5.22}$$

- Seção de ebulição

Realizando o balanço de energia na seção superaquecida, tem-se que:

$$T_H - T_3 = \mu(T_2 - T_b) \tag{3.5.23}$$

Isolando a temperatura T_3 da Equação (3.5.23), tem-se:

$$T_3 = T_H - \mu(T_2 - T_b) \tag{3.5.24}$$

Assim, o tamanho do trocador de calor para a seção de ebulição, é definida como:

$$N_b = \frac{U_b\cdot A_b}{\dot{m}\cdot c_p} = \frac{U_b\cdot U_s\cdot A\cdot y}{U_s\cdot\dot{m}\cdot c_p} = y\cdot N\cdot\frac{U_b}{U_s} \tag{3.5.25}$$

onde U_b é o coeficiente global de transferência de calor para a seção de ebulição. Portanto, a eficiência clássica NTU, para a seção de ebulição, é definida como:

$$\varepsilon_b = 1 - \exp(-N_b) = 1 - \exp\left[-y \cdot N \cdot \frac{U_b}{U_s}\right] = \frac{\dot{m} \cdot c_p}{\dot{m} \cdot c_p}\left(\frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_b}\right) \tag{3.5.26}$$

Assim, realizando-se o balanço de energia para a seção de ebulição, obtém-se a seguinte expressão:

$$\dot{m} \cdot c_p \left(T_3 - T_4\right) = \dot{m}_w \cdot h_{fg}\left(T_b\right) \Rightarrow T_3 - T_4 = \frac{\dot{m}_w c_s}{\dot{m} \cdot c_p} \cdot \frac{h_{fg}\left(T_b\right)}{c_s T_\infty} \tag{3.5.27}$$

onde, h_{fg} é a entalpia de vaporização da água. Combinando-se as Equações (3.5.26) e (3.5.27), obtém-se seguinte expressão:

$$1 - \exp\left[-y \cdot N \cdot \frac{U_b}{U_s}\right] = \frac{\mu \cdot h_{fg}\left(T_b\right)}{c_s T_\infty \left(T_3 - T_b\right)} \tag{3.5.28}$$

Aplicando-se o logaritmo à Equação (3.5.28), tem-se:

$$-y \cdot N \cdot \frac{U_b}{U_s} = \ln\left\{1 - \left[\frac{\mu \cdot h_{fg}\left(T_b\right)}{c_s T_\infty \left(T_3 - T_b\right)}\right]\right\} \tag{3.5.29}$$

Portanto, isolando y da Equação (3.5.29), obtém-se a porção alocada para a seção de ebulição:

$$y = \frac{1}{N \cdot \dfrac{U_b}{U_s}} \cdot \ln\left\{1 - \left[\frac{\mu \cdot h_{fg}\left(T_b\right)}{c_s T_\infty \left(T_3 - T_b\right)}\right]\right\} = f_2\left(\tau_2\right) \tag{3.5.30}$$

- Seção do líquido

Nesta seção, a taxa da capacidade do fluido, é definida como:

$$\mu' = \frac{\dot{m}_w c_w}{\dot{m} \cdot c_p} \tag{3.5.31}$$

onde c_w é o calor específico a pressão constante da água líquida. Desta maneira, para o caso em que a taxa de capacidade térmica do gás quente seja $\mu' < 1$, tem-se o tamanho do trocador de calor para seção líquida:

$$N_w = \frac{U_w \cdot A_w}{\dot{m}_w \cdot c_w} = \frac{U_b \cdot U_s \cdot A \cdot q \cdot \dot{m} \cdot c_p}{U_s \cdot \dot{m} \cdot c_p \dot{m}_w \cdot c_w} = q \cdot \frac{N}{\mu'} \cdot \frac{U_w}{U_s} \tag{3.5.32}$$

onde U_w é o coeficiente global de transferência de calor para a região de água líquida.

Assim, para o caso que $C_r = \mu'$, a relação de eficiência clássica NTU é:

$$\varepsilon_w = \frac{\dot{m}_w c_w}{\dot{m}_w c_w}\left(\frac{T_b - T_1}{T_4 - T_1}\right) = \frac{1 - \exp\left[-N_w\,(1-\mu')\right]}{1 - \mu' \cdot \exp\left[-N_w\,(1-\mu')\right]} \tag{3.5.33}$$

Organizando os termos da Eq. (3.5.33), tem-se:

$$\left\{\left(\frac{T_b - T_1}{T_4 - T_1}\right) - \left(\frac{T_b - T_1}{T_4 - T_1}\right)\mu' \cdot \exp\left[\frac{U_w}{U_s} \cdot q \cdot (1-\mu')\right]\right\} = 1 - \exp\left[\frac{U_w}{U_s} \cdot q \cdot \frac{N}{\mu'}(1-\mu')\right] \tag{3.5.34}$$

Aplicando-se o logaritmo à Eq. (3.5.34), obtém-se:

$$\ln\left\{\frac{\left(\frac{T_b - T_1}{T_4 - T_1}\right)-1}{\left[\left(\frac{T_b - T_1}{T_4 - T_1}\right)\mu' - 1\right]}\right\} = \left[-\frac{U_w}{U_s}\cdot q\cdot\frac{N}{\mu'}(1-\mu')\right] \tag{3.5.35}$$

Desse modo, isolando-se o parâmetro (1-x-y), tem-se a porção alocada da seção líquida dentro do trocador de calor:

$$q = (1-x-y) = \frac{-\mu'\cdot\ln\left\{\frac{\left(\frac{T_b - T_1}{T_4 - T_1}\right)-1}{\left[\left(\frac{T_b - T_1}{T_4 - T_1}\right)\mu' - 1\right]}\right\}}{\frac{U_w}{U_s}\cdot N(1-\mu')} = f_3\,(\tau_2) \tag{3.5.36}$$

Para o caso em que a taxa de capacidade térmica da água líquida seja $\mu' > 1$, tem-se a seguinte relação:

$$N_w = \frac{U_w\cdot A_w}{\dot{m}\cdot c_p} = \frac{U_b\cdot U_s\cdot A\cdot q}{U_s\cdot\dot{m}\cdot c_p} = q\cdot N\cdot\frac{U_w}{U_s} \tag{3.5.37}$$

Assim, considera-se o caso que $C_r = 1/\mu'$, e a relação de eficiência clássica NTU na seção liquida será:

$$\varepsilon_w = \frac{\dot{m}_w c_w}{\dot{m}\cdot c_p}\left(\frac{T_b - T_1}{T_4 - T_1}\right) = \frac{1-\exp\left[-N_w\left(1-\frac{1}{\mu'}\right)\right]}{1-\mu'\cdot\exp\left[-N_w\left(1-\frac{1}{\mu'}\right)\right]} \tag{3.5.38}$$

Assim, organizando-se os termos da Eq. (3.5.38), tem-se:

$$\left\{\left(\frac{T_b - T_1}{T_4 - T_1}\right)\mu' - \left(\frac{T_b - T_1}{T_4 - T_1}\right)\cdot \exp\left[\frac{U_w}{U_s}\cdot q\cdot N\left(1-\frac{1}{\mu'}\right)\right]\right\} = 1 - \exp\left[\frac{U_w}{U_s}\cdot q\cdot N\left(1-\frac{1}{\mu'}\right)\right] \quad (3.5.39)$$

Aplicando-se o logaritmo à Eq. (3.5.39), obtém-se:

$$\ln\left\{\frac{\left[\left(\frac{T_b - T_1}{T_4 - T_1}\right)\mu' - 1\right]}{\left(\frac{T_b - T_1}{T_4 - T_1}\right) - 1}\right\} = \frac{U_w}{U_s}\cdot q\cdot N\left(1-\frac{1}{\mu'}\right) \quad (3.5.40)$$

Desse modo, isolando o parâmetro (1-x-y), tem-se:

$$q = (1-x-y) = \frac{-\ln\left\{\frac{\left[\left(\frac{T_b - T_1}{T_4 - T_1}\right)\mu' - 1\right]}{\left(\frac{T_b - T_1}{T_4 - T_1}\right) - 1}\right\}}{\frac{U_w}{U_s}\cdot N\left(1-\frac{1}{\mu'}\right)} = f_3(\tau_2) \quad (3.5.41)$$

3.5.1.1 Análise da distribuição das temperaturas.

A análise da distribuição das temperaturas no volume de controle (VC-3), é realizada começando-se da esquerda para direita na FIGURA 3.11.

- Seção de vapor superaquecida (0 < x < xf)

Escrevendo, novamente, a eficiência clássica NTU para a seção superaquecida, considerando-se que $\varepsilon_s = \varepsilon_s(x)$ e a taxa de capacidade térmica da água será $\mu < 1$. Assim, obtém-se eficiência clássica NTU:

$$\varepsilon_s\,(x) = \frac{\dot{m}_w\, c_s}{\dot{m}_w\, c_s}\left(\frac{T_2 - T_2\,(x)}{T_H - T_2\,(x)}\right) \tag{3.5.42}$$

Isolando a temperatura T_2 (x), obtém-se:

$$T_2\,(x) = \frac{\left(T_2 - \varepsilon_s\,(x)\cdot T_H\right)}{(1-\varepsilon_s\,(x))} \tag{3.5.43}$$

Por outro lado, realizando-se a análise do lado dos gases quentes, tem-se a função da eficiência NTU para seção superaquecida:

$$\varepsilon_s\,(x) = \frac{\dot{m}\cdot c_p}{\dot{m}_w\, c_s}\left(\frac{T_H - T_3\,(x)}{T_H - T_2\,(x)}\right) \tag{3.5.44}$$

Isolando a função da temperatura T_3(x), obtém-se:

$$T_3\,(x) = T_H - \mu\cdot\varepsilon_s\left(T_H - T_2\,(x)\right) \tag{3.5.45}$$

No caso em que a taxa de capacidade térmica da água é $\mu > 1$, a eficiência NTU é definida como:

$$\varepsilon_s\,(x) = \frac{\dot{m}_w\, c_s}{\dot{m}\cdot c_p}\left(\frac{T_2 - T_2\,(x)}{T_H - T_2\,(x)}\right) \tag{3.5.46}$$

Isolando-se a temperatura T_2 (x), obtém-se:

$$T_2\,(x) = \frac{\left(T_2 - \dfrac{\varepsilon_s}{\mu}\cdot T_H\right)}{\left(1 - \dfrac{\varepsilon_s}{\mu}\right)} \tag{3.5.47}$$

Também, realizando-se a análise para o lado dos gases quentes, tem-se a função da eficiência NTU para a seção superaquecida:

$$\varepsilon_s\,(x) = \frac{\dot{m}\cdot c_p}{\dot{m}\cdot c_p}\left(\frac{T_H - T_3\,(x)}{T_H - T_2\,(x)}\right) \tag{3.5.48}$$

Isolando-se a função da temperatura $T_3(x)$, obtém-se:

$$T_3\,(x) = T_H - \varepsilon_s\left(T_H - T_2\,(x)\right) \tag{3.5.49}$$

- Seção de ebulição (0 < y < yf)

Escrevendo, novamente, a eficiência NTU para a seção de ebulição; considerando-se que $\varepsilon_b = \varepsilon_b\,(y)$, assim para o lado quente do trocador de calor, tem- se:

$$\varepsilon_b\,(y) = 1 - \exp\left(-y\cdot\frac{U_b}{U_s}\cdot N\right) = \left(\frac{T_3 - T_4\,(y)}{T_3 - T_b}\right) \tag{3.5.50}$$

Isolando a temperatura $T_4(y)$, obtém-se:

$$T_4\,(y) = T_3 - \varepsilon_b\,(y)\left(T_3 - T_b\right) \tag{3.5.51}$$

- Seção de líquido (0 < q < qf)

Escrevendo, novamente, a eficiência NTU para a seção líquida; assim para o lado frio do trocador de calor, levando-se em consideração a taxa de capacidade térmica da água seja $\mu' < 1$, tem-se:

$$\varepsilon_w\,(q) = \frac{\dot{m}\cdot c_w}{\dot{m}_w\cdot c_w}\left(\frac{T_b - T_1\,(q)}{T_4 - T_1\,(q)}\right) \tag{3.5.52}$$

Isolando a temperatura T_1 (q), obtém-se:

$$T_1(q) = \frac{\left(T_b - \varepsilon_w \cdot T_4\right)}{\left(1 - \varepsilon_w(q)\right)} \tag{3.5.53}$$

Por outro lado, realizando-se a análise para o lado dos gases quentes, tem-se:

$$\varepsilon_w(q) = \frac{\dot{m} \cdot c_p}{\dot{m}_w c_w}\left(\frac{T_4 - T_{out}(q)}{T_4 - T_1(q)}\right) \tag{3.5.54}$$

Isolando a temperatura $T_{out}(q)$, obtém-se:

$$T_{out}(q) = T_4 - \mu' \cdot \varepsilon_w(q)\left(T_4 - T_1(q)\right) \tag{3.5.55}$$

Para o caso em que a taxa de capacidade térmica da água seja $\mu' > 1$, a eficiência NTU para o lado frio, é definida como sendo:

$$\varepsilon_w(q) = \frac{\dot{m}_w c_w}{\dot{m} \cdot c_p}\left(\frac{T_b - T_1(q)}{T_4 - T_1(q)}\right) \tag{3.5.56}$$

Isolando-se a temperatura $T_1(q)$, obtém-se:

$$T_1(q) = \frac{\left[T_b - \left(\frac{\varepsilon_w}{\mu'} \cdot T_4\right)\right]}{\left(1 - \frac{\varepsilon_w}{\mu'}\right)} \tag{3.5.57}$$

Por outro lado, realizando-se a análise para o lado dos gases quentes, tem-se:

$$\varepsilon_w(q) = \frac{\dot{m} \cdot c_p}{\dot{m} \cdot c_p}\left(\frac{T_4 - T_{out}(q)}{T_4 - T_1(q)}\right) \tag{3.5.58}$$

Isolando a temperatura $T_{out}(q)$, obtém-se:

$$T_{out}(q) = T_4 - \varepsilon_w \left(T_4 - T_1(q)\right) \tag{3.5.59}$$

Com a finalidade de simplificar os valores das temperaturas, se adimensionaliza as mesmas, em cada seção do trocador de calor, com referência a temperatura ambiente. Assim, as temperaturas adimensionais serão: $\tau_i = T_i / T_\infty$ deste modo tem-se: $\tau_1 ; \tau_2 ; \tau_3 ; \tau_4 ; \tau_H ; \tau_b$ e τ_{out}.

3.5.2 Solução analítica do trocador de calor

Do exposto anteriormente, tem-se dez incógnitas que são: (x, y, q, $\tau_3 , \tau_4 , \tau_{out} , \tau_2 , \varepsilon_s , \varepsilon_b , \varepsilon_w$), para um sistema de dez Eqs. (3.5.2), (3.5.9), (3.5.15), (3.5.24), (3.5.26), (3.5.27), (3.5.30), (3.5.33), (3.5.36) e (3.5.55) para um conjunto de parâmetros (M, N, $\tau_H , \tau_b , \tau_1 , U_b / U_s , U_w / U_s$), obtidos pela combinação das equações (3.5.15), (3.5.30) e (3.5.36). Precisa-se também da equação (3.5.2) de restrição da área. Assim, obtém-se a seguinte expressão:

$$F(\tau_2) = f_3(\tau_2) - \left[1 - f_1(\tau_2) - f_2(\tau_2)\right] = 0 \tag{3.5.60}$$

Uma vez que foi determinada a temperatura de saída do vapor superaquecido, τ_2, as outras incógnitas, para qualquer intervalo de tempo específico, são obtidas diretamente pelo modelo.

Por outro lado, o parâmetro M é definido como a relação entre a vazão mássica dos gases quentes que entram no trocador de calor e a vazão mássica da água, sendo definida como:

$$M = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}} = \mu \frac{c_p}{\overline{c}_s} \tag{3.5.61}$$

3.5.3 Análise da geração de entropia do VC-3

Na FIGURA 3.10, a transferência de calor dos gases quentes à atmosfera é descrita por: $\dot{Q}_e = \dot{m} \cdot (h_{out} - h_0)$ (BEJAN, 1997), onde o subscrito $()_0$ indica o equilibro termomecânico com o meio ambiente (estado morto restringido) (BEJAN, 1997).

Escrevendo a primeira e a segunda lei da termodinâmica para o VC-3, tem-se a potência e a geração de entropia do sistema, sendo:

$$\dot{W} = \dot{m}(h_H - h_0) - \dot{Q}_0 - \dot{Q}_e \tag{3.5.62}$$

$$\dot{S}_{gen} = \left(\frac{\dot{Q}_0 + \dot{Q}_e}{T_\infty} \right) + \dot{m}(s_H - s_0) \geq 0 \tag{3.5.63}$$

Eliminando o termo $\dot{Q}_0 + \dot{Q}_e$ entre as duas expressões, obtém-se:

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot e_{x,H} - T_\infty \dot{S}_{gen} \tag{3.5.64}$$

onde $e_{x,H}$ é a exergia de fluxo específico inicial do gás quente, $e_{x,H} = (h_H - T_\infty s_H) - (h_0 - T_\infty s_0)$. A exergia do fluxo de corrente ṁ é zero, porque nesse estado ṁ atinge o equilíbrio termomecânico com o ambiente. A Eq. (3.5.64) mostra que a saída de energia é igual à diminuição de exergia do fluxo experimentada pelo fluxo quente, menos o produto $T_\infty \dot{S}_{gen}$ que representa a exergia destruída. Ou seja, a porção externa em que ṁ é arrefecido até T_∞. Para determinar $T_\infty \dot{S}_{gen}$, escreve-se a primeira e a segunda lei para esta região:

$$\dot{m}(h_H - h_0) - \dot{m}_w (h_2 - h_1) - \dot{Q}_e = 0 \tag{3.5.65}$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}(s_0 - s_H) + \dot{m}_w (s_2 - s_1) + \frac{\dot{Q}_e}{T_\infty} \geq 0 \tag{3.5.66}$$

Eliminando o termo $\dot{Q}_e$ entre as Eqs. (3.5.65) e (3.5.66), obtém-se:

$$\dot{W}_{perdida} = T_\infty \dot{S}_{gen} = \dot{m} \cdot e_{x,H} - \dot{m}_w \left(e_{x,2} - e_{x,1} \right) \tag{3.5.67}$$

A Eq. (3.5.67) mostra que a exergia destruída é a diferença entre a exergia trazida pelo gás quente e a exergia absorvida pelo fluxo de água. Eliminando o termo $T_\infty \dot{S}_{gen}$ entre as Eqs. (3.5.64) e (3.5.67) obtém-se:

$$\dot{W} = \dot{m}_w \cdot (e_{x,2} - e_{x,1}) \tag{3.5.68}$$

Portanto, a potência de saída é igual ao fluxo líquido da exergía no compartimento reversível mostrado na FIGURA 3.10.

A maximização da potência, $\dot{W}$, pode ser realizada simplesmente maximizando a exergia do fluxo absorvido pelo segundo fluxo (água). Uma vez que as propriedades no estado 1 são geralmente fixadas pelo ambiente ou pelo desenho do ciclo de energia (por exemplo, T_1 é a temperatura de condensação), a maximização de $\dot{W}$ requer a maximização da vazão exergética registrada no Estado 2.

A expressão adimensional adequada do ótimo termodinâmico é o máximo alcançado pela eficiência da segunda lei, onde: $e_x = h - T_\infty \cdot s$,

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}}{\dot{m} e_{x,H}} = \frac{\dot{m}_w \left(e_{x,2} - e_{x,1} \right)}{\dot{m} e_{x,H}} = \frac{\mu (a + b)}{\tau_H - 1 - \ln(\tau_H)} \tag{3.5.69}$$

sendo a e b (considerados com gás ideal) são funções que dependem das propriedades do vapor, definidas como:

$$a = \tau_2 - \tau_b - \ln\left(\frac{\tau_2}{\tau_b} \right) \tag{3.5.70}$$

$$b = \frac{h_{fg}}{\bar{c}_{ps} T_0}\left(1 - \frac{1}{\tau_b}\right) + \frac{c_{pw}}{\bar{c}_{ps}}\left(\tau_b - \tau_1 - \ln\frac{\tau_b}{\tau_1}\right) \tag{3.5.71}$$

O calor específico da água líquida é obtida a partir de dados tabulados (MORAN *et al*., 2011) e avaliado no ponto de ebulição, $c_w = c_w\left(T_b\right)$. Também, $\bar{c}_s$ é a média do calor específico a pressão constante do vapor superaquecido, avaliado como a média dos calores específicos a pressão constante dos valores tabulados correspondentes à entrada da seção de vapor no trocador de calor. $\bar{c}_s = (1/2)\left[c_s(T_2) + c_s(T_b)\right]$. (BEJAN, 1997).

3.5.4 Solução numérica da otimização do trocador de calor (VC-3).

O modelo matemático de optimização termodinâmica foi implementado computacionalmente em linguagem FORTRAN® (MICROSOFT DEVELOPER STUDIO, 1995). O problema numérico de optimização termodinâmica consiste em solucionar o sistema de equações, formado pelas Eqs. (3.5.15), (3.5.30), (3.5.36) que determina a distribuição das áreas de troca térmica e também, da temperatura de saída do vapor superaquecido, τ_2 , Eq. (3.1.60). A solução baseia-se nos métodos das secantes combinadas, Newton-Raphson e bissecção. (KINCAID; CHENEY, 1991), com tolerância de $\left|F\left(\tau_2\right)\right| \le 10^{-6}$ imposta para alcançar a convergência em todas as soluções.

Seguidamente, determina-se a maximização da eficiência da segunda lei termodinâmica, η_{II}, Eq. (3.5.69). A otimização foi realizada para a faixa de variações de M e dos parâmetros (N, U_b/U_s e U_w/U_s). Os valores de M variam de 0,01 a 0,5.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo mostra os resultados dos testes realizados na planta piloto de incineração de resíduos, com objetivo de conhecer seu comportamento durante a operação. Em seguida, os resultados de um dos conjuntos de dados experimentais foram utilizados para realizar o ajuste do modelo matemático, proposto no Capítulo 3. A validação do modelo ajustado e os dados de simulação do sistema também são apresentados. Os resultados da otimização do trocador de calor são mostrados. Por outro lado, são apresentados dados experimentais utilizados na análise das melhorias na configuração estrutural do sistema de incineração. Além disso, se apresentam dados obtidos no monitoramento das emissões.

4.1 CARACTERIZAÇÃO DO SISTEMA DE INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS E DO TROCADOR DE CALOR.

A TABELA 4.1 apresenta os parâmetros geométricos e de operação do modelo físico obtidos durante a realização dos testes. Com esses parâmetros e condições, foram calculados os parâmetros de entrada do modelo.

TABELA 4.1 – PARÂMETROS GEOMÉTRICOS E OPERACIONAIS DO SISTEMA FÍSICO

Volume de controle	Propriedades do sistema	Valor	Unidade
VC-1 Câmara de combustão	Volume (V_{VC-1})	0,55	m^3
	Área total de troca térmica	5,10	m^2
	Espessura da parede externa	0,002	m
	Espessura do isolante térmico	0,04	m
VC-2 Câmara de pós-combustão	Volume (V_{VC-2})	0,50	m^3
	Espessura da parede externa	0,002	m
	Espessura do isolante térmico	0,06	m
	Área total de troca térmica	4,90	m^2
VC-3 Trocador de calor	Pressão de trabalho	8	Bar
VC-4 Reservatório de água	Volume	10	m^3
	Área total de troca térmica	51,4	m^2
	Massa de água	10.000	kg

FONTE: O autor (2018).

4.1.1 Incertezas dos dados obtidos experimentalmente.

Para um teste foi obtida uma temperatura, na câmara de combustão e outra temperatura da câmara de pós-combustão, assim, foram repetidos dois testes mais com uma duração de duas horas e obtidas as temperaturas em ambas câmaras. Finalmente, se juntaram as temperaturas de cada teste formando uma triplicata para cada instante de tempo que se registrou a medição (dois minutos). A seguir, foram determinadas as incertezas da medição (I). As barras de erros, apresentadas nos gráficos dos resultados, são construídas com duas vezes o desvio padrão de cada triplicada da medição das temperaturas na câmara de combustão e na de pós-combustão. Desta forma, foi possível confrontar os dados experimentais e os resultados da simulação para o sistema de incineração de resíduos com geração de vapor.

4.2 AJUSTE DO MODELO MATEMÁTICO PARA UM CONJUNTO DE DADOS EXPERIMENTAIS.

Para os parâmetros a serem ajustados da TABELA 3.2, avaliam-se as faixas das variações para cada um deles com a finalidade de determinar o valor que ajuste o modelo matemático. Assim, as temperaturas simuladas do reator, ciclone e reservatório de água aproximam-se às temperaturas obtidas no processo experimental. Após realizar-se a avaliação, apresentam-se na TABELA 4.2 os valores definidos para cada parâmetro do modelo matemático.

TABELA 4.2 – PARÂMETROS AJUSTADOS DO MODELO MATEMÁTICO

Símbolo	**Parâmetro**	**Valor**
$\dot{m}_{ar\,1}$	Vazão mássica de ar VC-1	0,5 kg/s
$\dot{m}_{ar\,2}$	Vazão mássica de ar VC-2	0,1 kg/s
$\dot{m}_{rsu}$	Vazão mássica de resíduos VC-1	0,021 kg/s
$\dot{m}_{glp\,1}$	Vazão mássica do GLP VC-1	0,0012 kg/s
$\dot{m}_{glp\,2}$	Vazão mássica do GLP VC-2	0,010 kg/s
U_4	Coeficiente global de transferência de calor do VC-4.	100 W/m^2 K

FONTE: O autor (2018).

A determinação desses valores foi realizada mudando cada um deles até encontrar a relação correta que permita que os resultados da simulação mantenham uma concordância com os valores do experimento.

Na TABELA 4.3 apresentam-se os parâmetros geométricos e operacionais do sistema de incineração de resíduos com geração de vapor e as condições iniciais para a simulação dos valores utilizados durante o ajuste do modelo matemático.

TABELA 4.3 – PARÂMETROS DE INÍCIO PARA A SIMULAÇÃO DO MODELO

$A_1 = 5{,}10\ m^2$	$\bar{h}^\circ f_{CO_2} = -\ 393.520\ kJ / kmol$ [1]
$A_2 = 4{,}90\ m^2$	$\bar{h}^\circ f_{C_3H_8} = -\ 103.850\ kJ / kmol$ [1]
$A_4 = 51{,}4\ m^2$	$\bar{h}^\circ f_{C_4H_{10}} = -\ 126.150\ kJ / kmol$ [1]
$T_\infty = 298{,}15\ K$ ou 25 ºC	$\bar{h}^\circ f_{H_2O} = -\ 241.820\ kJ / kmol$ [1]
$\rho_{ar} \sim \rho_{gas} = 1.225\ kg / m^3$ [1]	$\bar{h}^\circ f_{CH_{1,44}O_{0,66}} = -\ 142.786{,}5\ kJ / kmol$ [3]
$\rho_w = 1.000\ kg / m^3$ [1]	$h_{fg} = 2048\ kJ / kg$ [1]
$c_{pgas} = c_p = 1.005\ J / kg\ K$ [1]	$c_{prsu_molar} = 32{,}5\ kJ / kmol$ [3]
$c_{prsu} = 1.354\ J / kg\ K$ [3]	$c_{pglp_molar} = 85{,}42\ kJ / kmol$ [2]
$c_{pglp} = 1.630\ J / kg\ K$ [2]	$R = 8{,}314\ kJ / kmol\ K$ [1]
$c_{pw} = 4.178\ J / kg\ K$ [1]	$\tau_b = 1{,}49$
h_1 e $h_2 = 8{,}4\ W / m^2\ K$	$\varepsilon = 0{,}95$ [4]
$k_{wal} = 43\ W / m\ K$	$\sigma = 5{,}67 \times 10\text{-}8\ W / m^2\ K^4$
$k_{is} = 0{,}1\ W / m\ K$	

FONTE: O autor (2018).
Refências : [1] (MORAN *et a*l. 2011). [2] (LIDE, 2003). [3] (RATH *et al*. 2003). [4] (LI *et al*. 2016).

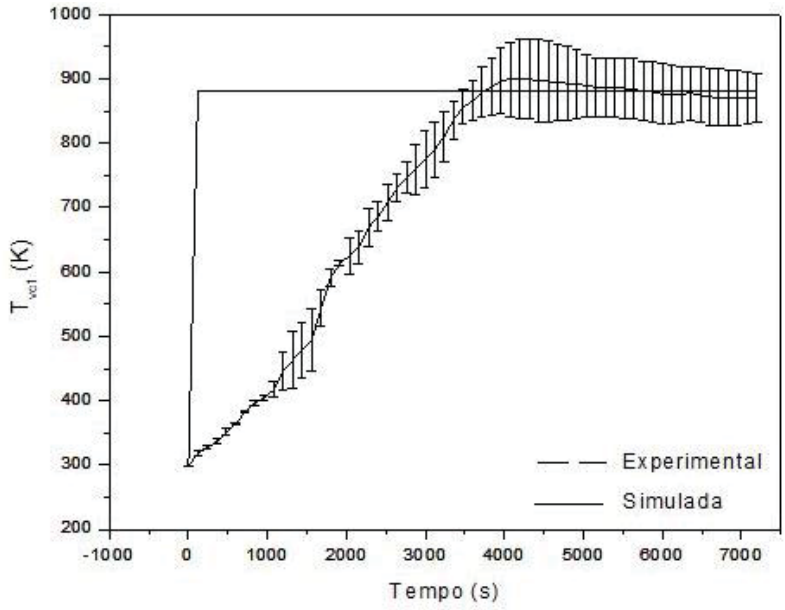
As temperaturas dos volumes VC-1 e VC-2 obtidas com o modelo matemático não ajustado são comparadas com o primeiro conjunto de dados experimentais, são apresentados nas FIGURAS 4.1 e 4.2. As curvas apresentam a evolução da temperatura com o tempo, desde a condição inicial até o regime estacionário, para os dois pontos de monitoramento (reator e ciclone) do sistema de incineração de resíduos com geração de vapor. As curvas dos dados experimentais são obtidas considerando-se o erro experimental. As barras de erros obtidas foram atribuídas em intervalos de pontos para aumentar a clareza.

A FIGURA 4.1 mostra os resultados da simulação e das medições experimentais do primeiro conjunto de dados para a temperatura T_{vc1} do VC-1. Avaliando as curvas obtidas, verifica-se que só existe concordância nos últimos

instantes da simulação. O modelo matemático consegue atingir o regime permanente, mas, faz isso de maneira muito rápida; isto deve-se ao fato que no modelo matemático os parâmetros de operação não estão de acordo com os parâmetros operacionais do modelo real (vazão de ar e de GLP). Assim, o modelo matemático não consegue representar o comportamento do sistema físico.

Observando-se a curva dos dados experimentais pode-se ver que o sistema demora quase uma hora até chegar ao regime quase estacionário. Nesse intervalo de tempo, a combustão dos resíduos ocorre lentamente e, assim, demora para liberar o calor. Contudo, uma vez que se consegue uma fluidez na combustão dos resíduos, as temperaturas mantêm-se em seu regime quase estacionário, sendo alteradas somente se ocorrerem mudanças significativas no sistema, como por exemplo o aumento excessivo da vazão de ar ou a diminuição do ritmo de carga dos resíduos.

FIGURA 4.1 – DISTRIBUIÇÃO DA TEMPERATURA DO VC-1 SIMULADA E EXPERIMENTAL

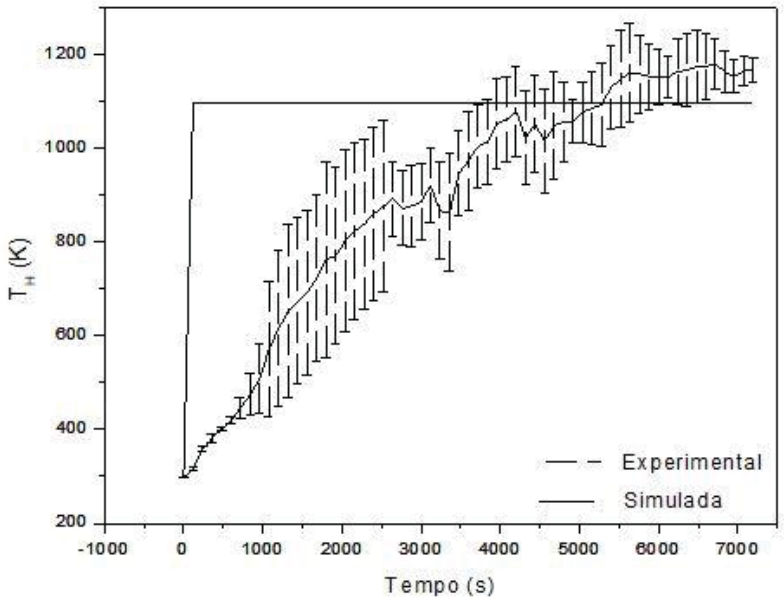


FONTE: Adaptado de MUÑOZ *et al*., 2017.

A FIGURA 4.2 mostra os resultados da simulação e das medições experimentais para a temperatura T_H do VC-2. Avaliando as curvas obtidas, verifica-se que a simulação se aproxima à curva experimental em pontos isolados; conclui-se assim que não há uma boa concordância. Atribui-se isto ao fato de que o modelo matemático consegue atingir o regime permanente, mas o faz de maneira muito rápida; isto deve-se ao fato de que os parâmetros de operação do modelo matemático não estarem ajustados ao sistema físico real (vazão de ar e de GLP).

A temperatura que se obtém no VC-2 é maior que no VC-1, devido ao fato de que no VC-2 que o tempo necessário para a combustão dos produtos é menor, uma vez que se queimam gases já preaquecidos, facilitando o processo de combustão e diminuindo a quantidade de ar. Assim a combustão dos gases ocorre de maneira instantânea liberando calor rapidamente.

FIGURA 4.2 – DISTRIBUIÇÃO DA TEMPERATURA DO VC-1 SIMULADA E EXPERIMENTAL



FONTE: Adaptado de MUÑOZ *et al*., 2017.

É preciso ajustar o modelo matemático para corrigir o aumento repentino da temperatura em um intervalo de tempo muito pequeno. Que em evidencia que o modelo matemático não representa o modelo real. Mas, na validação do modelo matemático consegue-se uma concordância entre ambas curvas a simulada e a experimental.

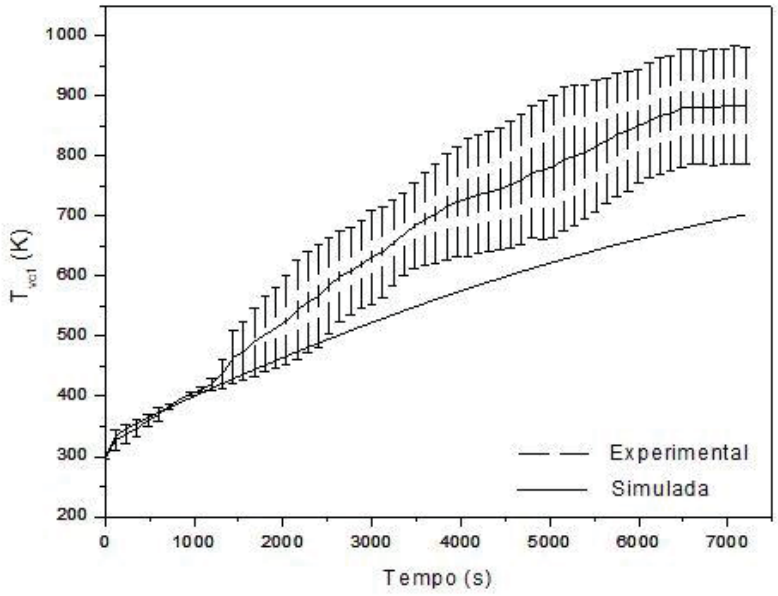
4.3 VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO MATEMÁTICO

Após realizar os ajustes dos parâmetros tanto operacionais, o modelo matemático proposto foi validado utilizando o segundo conjunto de dados experimentais. A FIGURA 4.3 apresenta os resultados experimentais e o resultado da simulação para a validação do modelo matemático. Observa-se que a simulação consegue reproduzir de maneira similar a curva experimental; não sendo exatamente a mesma, mas com uma boa concordância. A curva simulada não se encontra dentro

dos intervalos de valores possíveis assumidos pela medição experimental. Assumindo-se que a vazão de ar é constante. Portanto, cada vez que o ciclo começa é injetado uma quantidade de ar a temperatura ambiente, isto contribui à diminuição da temperatura no modelo matemático.

No entanto, no modelo real a vazão de ar é variável e depende da quantidade de combustível (biomassa) sendo queimada, ou seja, se há muita matéria a ser queimada precisa-se maior vazão de ar para se realizar a combustão completa, caso contrário, diminui-se a vazão de ar em quantidade equilibrada que permita uma combustão completa e se garanta o transporte dos gases para a próxima câmara. Por outro lado, no modelo matemático foi assumida uma vazão de ar constante, e a mesma ingressa no volume de controle com temperatura ambiente, portanto, a câmara de combustão, é continuamente resfriada.

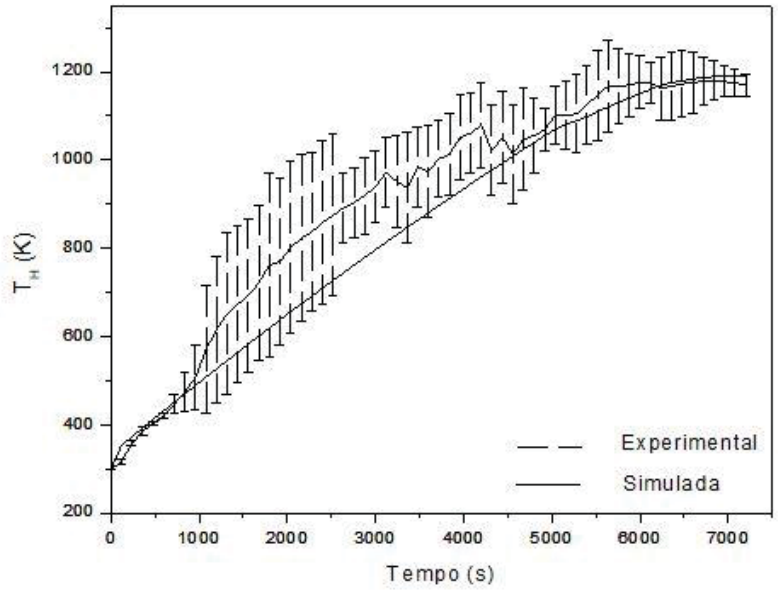
FIGURA 4.3 – TEMPERATURA DO VC-1 VALIDADA COM OS DADOS EXPERIMENTAIS



FONTE: O autor (2018).

Na FIGURA 4.4 apresenta-se uma imagem com o resultado da simulação numérica do modelo matemático, e a curva obtida das medições experimentais no sistema real.

FIGURA 4.4 – TEMPERATURA DO VC-2 VALIDADA COM OS DADOS EXPERIMENTAIS



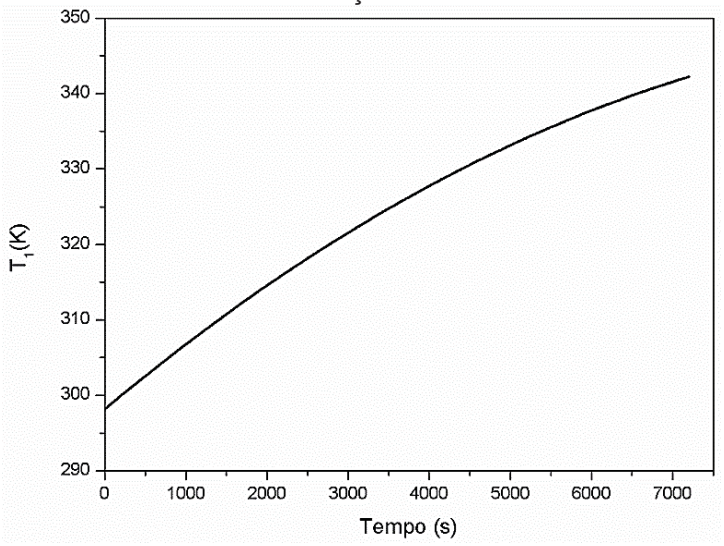
FONTE: O autor (2018).

Na FIGURA 4.4, verifica-se uma boa concordância entre a curva da temperatura simulada do modelo matemático para o VC-2 e a curva dos dados experimentais. Observa-se que no começo do processo de incineração, ambas curvas se comportam de maneira igual. A curva experimental apresenta algumas instabilidades, devido ao fato que o volume de controle VC-2, é afetado de maneira direta pela variação na vazão de ar. No modelo matemático, assume-se que a vazão de ar é constante em toda a simulação como também a vazão de GLP dos queimadores.

Por outro lado, comparando a temperatura em ambos volumes de controle, VC- 1 e VC-2, pode-se observar que a temperaturas no VC-2 é maior que no VC-1. Isto explica-se por alguns fatores como: a vazão de ar na câmara de combustão é cinco vezes maior que na câmara de pós-combustão, para garantir a queima completa dos resíduos ou biomassa. Entretanto, a vazão de GLP para produzir o jato no queimador na câmara de pós-combustão é nove vezes maior que na câmara de combustão. Assim para o VC-1 tem-se mais ar, resfriando o sistema, e menos quantidade de combustível para ser queimado, já para o VC-2 há menos ar e mais quantidade de combustível para ser queimado. Além disso, no VC-2 existem os gases quentes que saem da câmara de combustão que ingressam preaquecidos colaborando a atingir temperatura superiores.

Por outro lado, apresenta-se na FIGURA 4.5 a curva da simulação da temperatura, com respeito ao tempo para o VC-4.

FIGURA 4.5 – DISTRIBUIÇÃO DA TEMPERATURA NO VC-4



FONTE: MUÑOZ *et al*., 2017.

Observa-se que a curva apresenta variações mínimas com decorrer do tempo. Isto se deve ao fato de que a inércia térmica da caixa de água é muito maior que a inércia térmica que apresenta o vapor superaquecido que sai do trocador de calor (VC- 3). (MUÑOZ *et al*., 2017). A temperatura alcançada no VC-4 depois de duas horas é de aproximadamente 344 K $\approx$ 71 ºC.

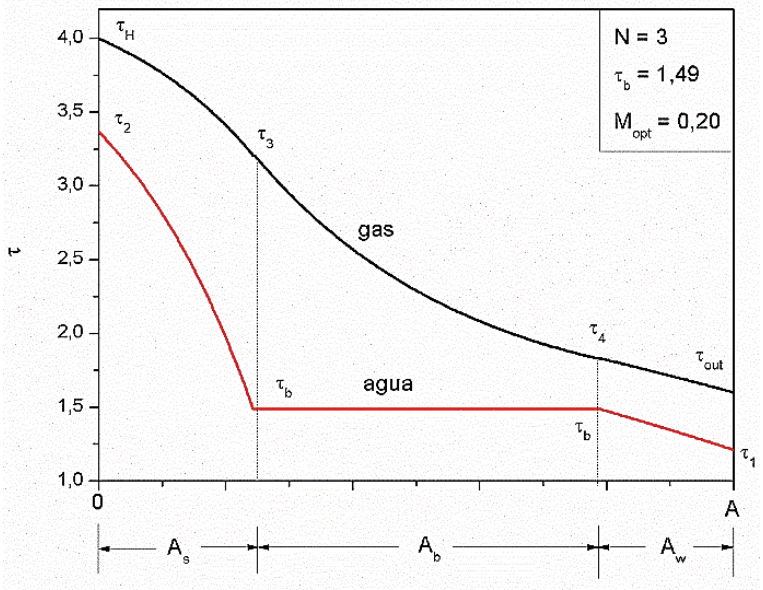
4.4 OTIMIZAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR

A primeira parte do processo de otimização do trocador de calor é determinar a distribuição ótima das temperaturas, tanto do lado quente (emissões) como também do lado frio (água). Isto em relação à distribuição das correspondentes áreas (A_s, A_b, A_w). Para obter a distribuição das temperaturas, foi atribuído um valor fixo para a temperatura de ebulição da água, τ_b. Também, foram testadas várias possibilidades variando os parâmetros N e M que é a relação entre os fluxos (emissões/água), até achar o ótimo. Assim, são apresentadas as seguintes figuras contendo a distribuição de temperaturas alocadas nas três seções de área.

Para determinar a relação ótima entre os fluxos, foi variando-se o parâmetro M. Assim, cada vez que M varia a eficiência da segunda lei termodinâmica mostra um determinado valor ótimo, verificando-se que a melhor relação de fluxo é com M= 0,20.

A FIGURA 4.6 mostra a distribuição das temperaturas do fluido quente e do fluido frio, assumindo N = 3.

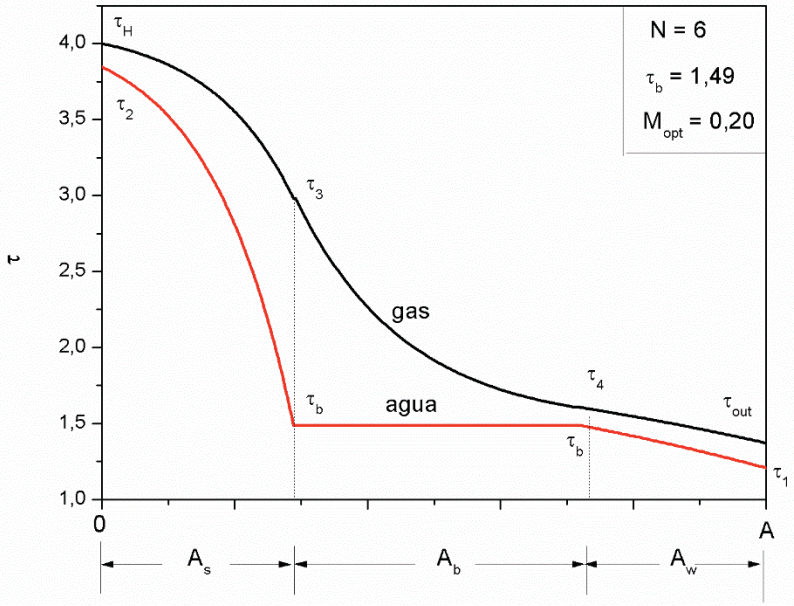
FIGURA 4.6 – DISTRIBUIÇÃO DAS TEMPERATURAS NO VC-3 PARA N=3



FONTE: O autor (2018).

Por outro lado, a FIGURA 4.7 mostra a distribuição das temperaturas do fluido quente e do fluido frio, assumindo N = 6.

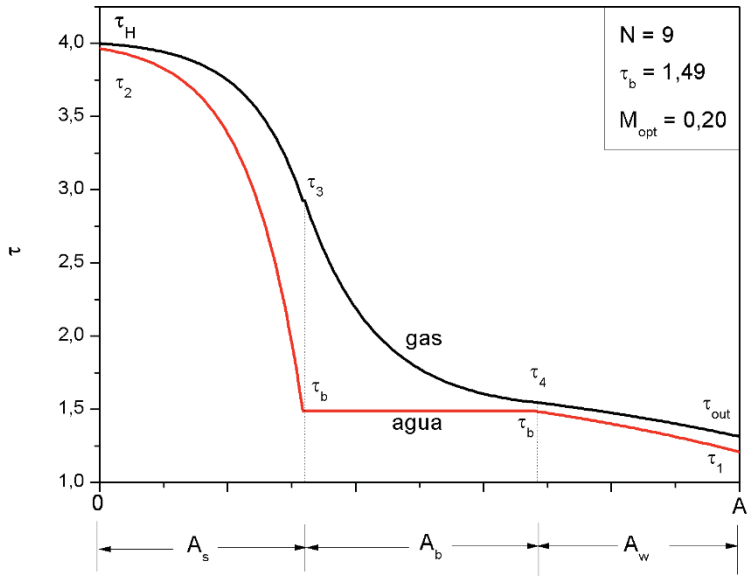
FIGURA 4.7 – DISTRIBUIÇÃO DAS TEMPERATURA DO VC-3 PARA N = 6



FONTE: O autor (2018).

Finalmente a FIGURA 4.8, mostra a distribuição das temperaturas do fluido quente e do fluido frio, assumindo N = 9.

FIGURA 4.8 – DISTRIBUIÇÃO DAS TEMPERATURAS DO VC-3 PARA N = 9



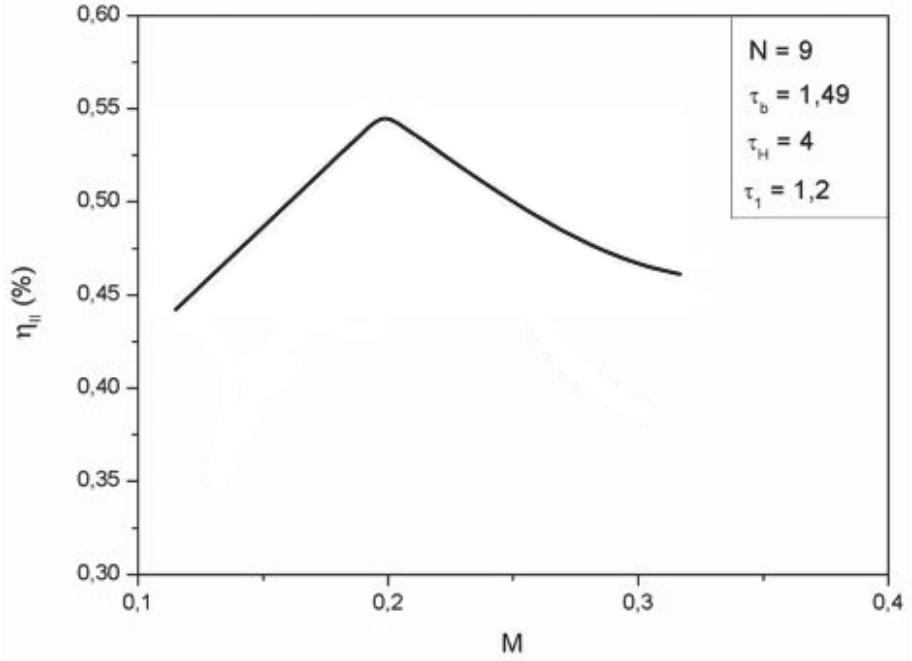
FONTE: O autor (2018).

Os resultados obtidos estão baseados na suposição de que o coeficiente global de transferência de calor tem o mesmo valor em cada uma das três seções do trocador de calor, $U_s = U_b = U_w$, a suposição de igualdade entre os coeficientes globais de transferência de calor se realizada para simplificar os cálculos das temperaturas em cada seção. Assim, as temperaturas finais adimensionais para as quais as figuras foram construídas correspondem a uma corrente de água com pressão de 8 bares, que entra como condensado a temperatura T_1, obtida pela resolução da Eq. (3.1.21) do VC-4 e evapora a T_b = 444 K = 171 ºC. A temperatura de entrada do gás quente é T_H, obtida pela resolução da Eq. (3.1.11) do VC-2; a temperatura ambiente é assumida como: T_∞ = 298,15 K = 25 ºC. As formas exponenciais dos segmentos das curvas de temperatura são da solução clássica para trocadores de calor de contracorrente. Os três gráficos das FIGURA 4.6, 4.7 e 4.8 mostram que os intervalos de temperaturas se tornam mais estreitos quando o tamanho total do trocador de calor (N) aumenta.

Os gráficos das FIGURA 4.6, 4.7 e 4.8 foram obtidos para uma taxa fixa de fluxo massa, M. Observando que, se varia M, as distribuições das temperaturas mudam, e a eficiência da segunda lei exibe um máximo em um determinado valor, M_{opt}.

Este efeito está ilustrado na FIGURA 4.9, que também mostra que o modelo adotado para propriedades de vapor tem um efeito notável no ótimo (η_{IImax}, M_{opt}).

FIGURA 4.9 – MAXIMIZAÇÃO DA EFICIÊNCIA DA SEGUNDA LEI TERMODINÂMICA



FONTE: O autor (2018).

A existência do ótimo termodinâmico - a razão ideal M - é fundamental. Isso significa que qualquer fluxo pode ser combinado otimamente com outro fluxo, de modo que a maior parte da exergia carregada, originalmente, pelo fluxo quente é capturada pelo fluxo frio. Nesta configuração, o ótimo termodinâmico M_{opt} = 0,20 com N = 9, sendo a eficiência da segunda lei termodinâmica η_{II} = 0,54 %

Quando o fluxo frio se evapora captura uma parte da exergia do fluxo quente, e dessa maneira, o calor do trocador é dividido em três seções: pré-aquecimento líquido, ebulição e superaquecimento de vapor (por exemplo, as Fig. 4.6 até 4.8). Essas seções se ajustam a seus tamanhos adequados à medida que o sistema se aproxima ao equilíbrio termodinâmico.

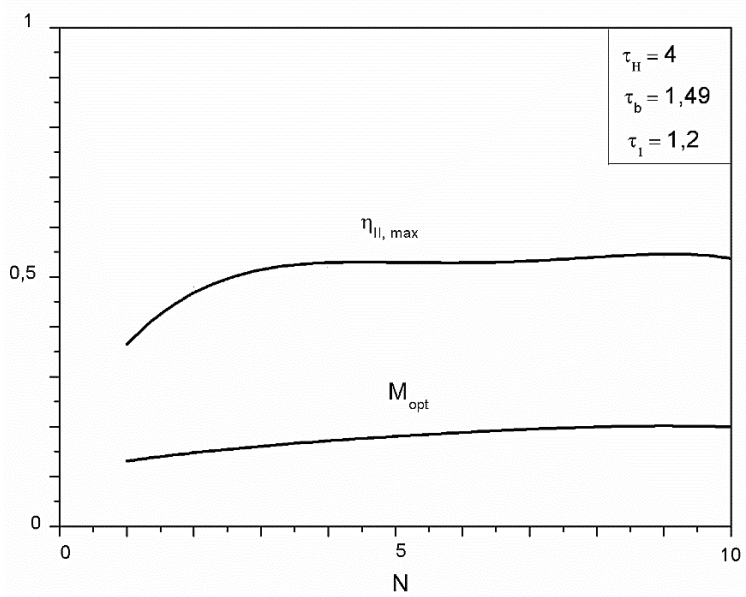
Para a análise do trocador de calor, as perdas de carga foram desconsideradas por simplicidade. Os resultados mostrados são para M < 1 porque se observou para esta situação, o ótimo está localizado dentro dessa faixa numérica.

Na próxima fase deste estudo, examina-se sistematicamente o efeito dos parâmetros de fronteira. O objetivo desse estudo de sensibilidade é identificar os parâmetros que não impactam significativamente no ótimo termodinâmico. Em outras

palavras, se quer documentar a robustez dos resultados que se baseiam na otimização.

Assim, na FIGURA 4.10 mostra-se como o ótimo responde às mudanças no tamanho geral da área de transferência de calor N.

FIGURA 4.10 – O EFEITO DO TAMANHO TOTAL DO TROCADOR DE CALOR (N) NO ÓTIMO TERMODINÂMICO E NA ALOCAÇÃO DA ÁREA.



FONTE: O autor (2018).

A observação chave diz respeito a $\eta_{II,max}$ e M_{opt}: o desempenho termodinâmico ideal é praticamente insensível às mudanças de N quando N é maior que quatro. A alocação relativa da área de transferência de calor tem a tendência de responder aos aumentos em N: a fração de área varrida pela água líquida, A_w aumenta à custa de A_b e A_s. A fração de área atribuída à seção de vapor exibe um máximo em N = 9.

Analisando a FIGURA 4.10 a melhor configuração em termos econômicos seria um trocador de tamanho N = 4, devido a que com um trocador de calor menor se consegui uma eficiência da segunda lei termodinâmica igual que um trocador de tamanho N maior a quatro.

4.5 PROPOSTAS DE MELHORIAS PARA O SISTEMA DE INCINERAÇÃO.

Nos primeiros ensaios efetuados com o incinerador, observou-se que a temperatura na câmara de combustão (reator) apresentava um elevado tempo (uma hora) para atingir a temperatura operacional (500 ºC a 750 ºC) (Luftech, 2014). Devido

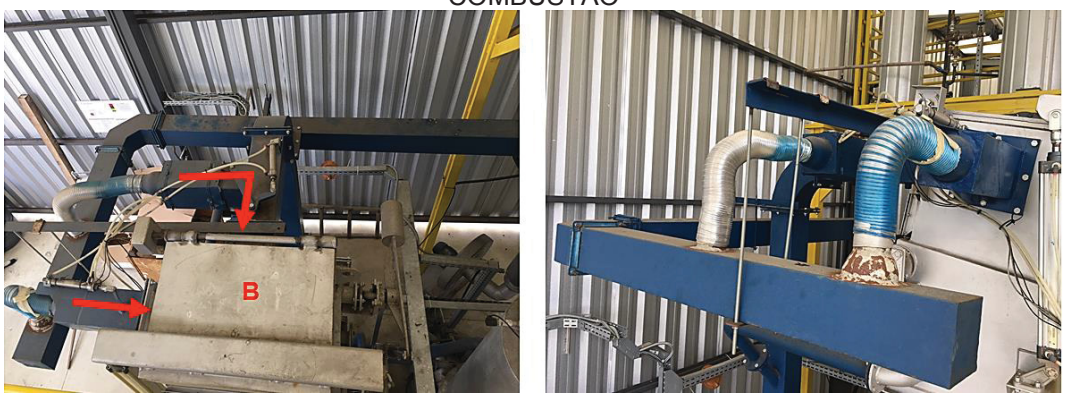
a essa situação, foi projetado um sistema de recuperação de calor para pré-aquecer a primeira câmara de combustão. O sistema planejado aproveita as emissões que saem do trocador de calor, e assim, parte de estas emissões são, novamente, reutilizadas no sistema. As FIGURA 4.11 e FIGURA 4.12, apresentam imagens do sistema de preaquecimento da primeira câmara vista de vários ângulos.

FIGURA 4.11 – SISTEMA DE AQUECIMENTO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO

FONTE: O autor (2018).
Legenda: A- Tubulação do sistema de aquecimento da câmara de combustão.

Na FIGURA 4.11, as linhas de cor vermelha indicam o sentido das emissões que saem do trocador de calor. Na FIGURA 4.12, se consegue ver a configuração do sistema de preaquecimento, fornece ar quente por duas entradas na câmara de combustão. Portanto, além de contribuir ao preaquecimento da câmara, também, pré-aquece os resíduos que serão incinerados e assim contribui à combustão retirando umidade dos resíduos.

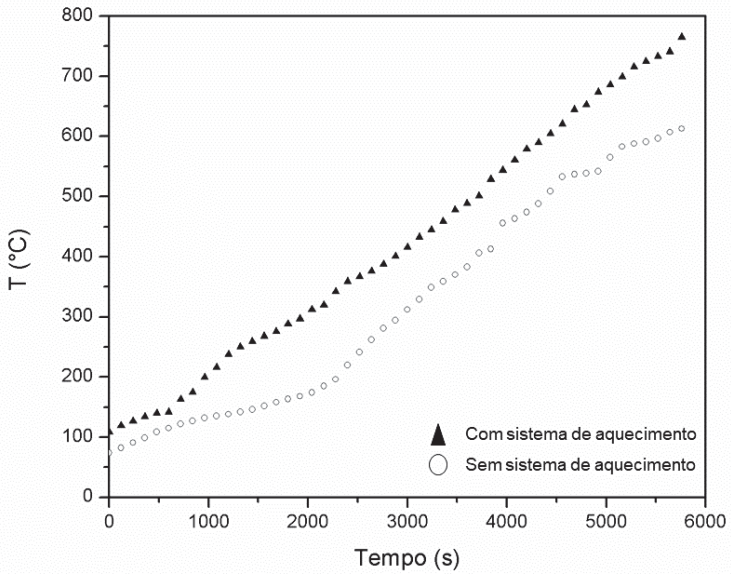
FIGURA 4.12 – DETALHE DO SISTEMA DE AQUECIMENTO DA CAMARA DE COMBUSTÃO



FONTE: O autor (2018).
Legenda: B- Tampa da câmara de combustão. (Carga de resíduos).

A FIGURA 4.13 mostra as medições das temperaturas antes do sistema de preaquecimento ser instalado e as medições das temperaturas com o sistema de preaquecimento da câmara de combustão instalado no incinerador.

FIGURA 4.13 – TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS DA CÂMARA DE COMBUSTÃO COM E SEM SISTEMA DE PREAQUECIMENTO



FONTE: O autor (2018).

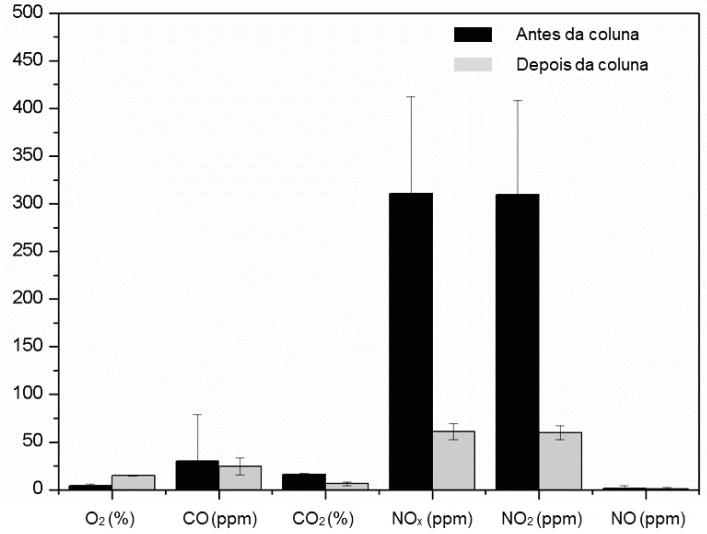
Pode-se observar na FIGURA 4.13 que a temperatura aumenta muito pouco nos primeiros instantes dos testes, quando não se tem o sistema de aquecimento. Isto se deve ao fato de que a câmara se encontra fria, situação que dificulta o processo de combustão, aumentando o consumo de gás GLP para tentar queimar os resíduos. Por outro lado, no primeiro instante ambas curvas se comportam iguais, ou seja, apresentam quase a mesma temperatura, mas quando as emissões começam a ser

injetadas novamente ao sistema, observa-se que a temperatura aumenta rapidamente em comparação com o sistema sem o aquecimento. Desta maneira verifica-se, experimentalmente, como o sistema de aquecimento ajuda no processo de incineração.

4.6 MEDIÇÕES DAS EMISSÕES NO INCINERADOR

Nos experimentos realizados, as emissões devem ser monitoradas e deve-se que garantir que estejam dentro das normas ambientais. Para o controle utiliza-se um analisador de gases, e para garantir que as emissões não representem um perigo para o meio ambiente, na FIGURA 4.14 apresenta-se o sistema existente no NPDEAS para filtrar as emissões. Este compõe-se por uma coluna de fixações. Assim, as emissões entram pela parte de baixo e em contracorrente ingressam as microalgas. Desta maneira devido à mistura (emissões/microalgas) se consegue filtrar os gases poluentes. Na FIGURA 4.14 mostram-se os resultados obtidos no experimento.

FIGURA 4.14 – MEDIÇÕES DAS EMISSÕES NO INCINERADOR



FONTE: O autor (2018).

Para obter os dados experimentais, realizou-se um teste no incinerador, queimando madeira por uma hora e meia, utilizou-se o analisador de gases para realizar uma medida das emissões na entrada da coluna de fixações e uma medição na saída. O equipamento de medição fornece uma triplicata a cada medição, portanto, para determinar a incerteza se calcula o desvio padrão das amostras e multiplicou-se duas vezes.

Observa-se na FIGURA 4.14 como os gases poluentes como: CO e NO_x diminuem, e no caso do O_2 aumenta deve-se ao fato de que as microalgas realizam o processo de alimentação, portanto, absorvem CO, NO_x e CO_2 e liberam O_2. Assim, verifica-se que o sistema é sustentável do ponto de vista ambiental.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Nesta dissertação de mestrado, um modelo matemático, em regime transiente, para prever as condições de operação do sistema de incineração de resíduos com geração de vapor foi desenvolvido. Os resultados obtidos através do modelo matemático do incinerador de resíduos (reator e ciclone) foram validados para a configuração geométrica que caracteriza esse sistema físico. Por outro lado, os resultados obtidos através do modelo adimensional do trocador de calor, são válidos para qualquer configuração geométrica de características físicas. Assim, espera-se que o modelo aqui desenvolvido possa ser utilizado como ferramenta eficiente para projetar sistemas de incineração de resíduos, também, projetar e otimizar trocadores de calor.

5.1 CONCLUSÕES

As principais conclusões deste trabalho de mestrado são resumidas a seguir, a partir dos objetivos específicos pré-estabelecidos:

I. O modelo matemático, em regime transiente e estacionário, desenvolvido descreve qualitativamente o comportamento do sistema de incineração de resíduos e geração de vapor e seus principais componentes, utilizando dez minutos para a simulação computacional;

II. Uma planta piloto de incineração de resíduos com geração de vapor foi elaborada e instrumentada para aquisição de dados de temperatura (reator e ciclone) em tempo real;

III. Os resultados de simulação do sistema de incineração foram confrontados com os conjuntos de dados experimentais. O primeiro conjunto foi utilizado para ajuste dos parâmetros geométricos e condições iniciais do sistema, também, para caraterizações dos equacionamentos matemáticos para os volumes de controle VC-1 e VC- 2.

IV. O segundo conjunto de dados foi utilizado para validar o modelo matemático do incinerador de resíduos, em regime transiente. Obtendo-se uma concordância aceitável em comparação com o sistema real;

V. A geração de energia a partir do fluxo quente pode ser maximizada combinando adequadamente o fluxo quente com um fluxo receptivo frio, através de uma área de transferência de calor de tamanho limitado. A correspondência adequada, entre os fluxos, significa usar uma taxa de capacidade térmica do fluxo frio com um certo valor em relação ao dado fluxo. Este ótimo termodinâmico pode ser localizado com base na minimização da taxa de geração de entropia sujeita à área limitante.

VI. O princípio de otimização da correspondência dos fluxos foi generalizado. Assim, a combinação ótima (Mopt) pode ser localizado a usar água ou qualquer outro fluido no lado frio. Este princípio de otimização é amplamente usado no desenho conceitual de sistemas de energia. Assim, na FIGURA 3.10 escolhe-se a configuração mais simples em que este princípio pode ser demonstrado. Portanto, se analisou a combinação ideal entre dois fluxos, onde o mais frio sofre uma mudança de fase, sendo está situação o caso das maiorias dos projetos de plantas de energia, por exemplo, projetos de geração de energia com ciclo *Rankine*.

VII. O parâmetro operacional do trocador de calor tem apenas um menor impacto sobre o ótimo termodinâmico, por exemplo, o tamanho da área de transferência de calor (FIGURA 4.10).

5.2 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Deseja-se que esta dissertação de mestrado sirva como inspiração para outros estudos que buscam a geração de energia a partir da incineração de resíduos, realizando-se análises de otimização para maximizar a eficiência da primeira e segunda lei termodinâmica destes sistemas. A seguir são propostas algumas sugestões:

I. Realizar uma análise da cinética da combustão levando-se em consideração a estequiometria assumindo combustão incompleta dos resíduos. Além disso, deve-se considerar as características e condições dos diversos tipos de resíduos, por exemplo: quantidade de umidade, composição química, tipo de resíduos, etc.

II. Adaptar ao modelo do trocador de calor as correlações do coeficiente global de transferência de calor para cada seção de área. Desta forma, pode-se verificar que este novo equacionamento, mais complexo, será significativamente melhor para prever qualitativamente o sistema.

III. Realizar uma análise paramétrica do sistema de incineração de resíduos e geração de vapor como um todo. Visando possibilidades de melhora do ponto de vista termodinâmico.

IV. Utilizar o modelo matemático desenvolvido nesta dissertação, substituindo o reservatório de água por uma pequena usina termoelétrica de ciclo *Rankine*.

REFERÊNCIAS

ALBORES, P.; PETRIDIS, K.; DEY, P. K. Analyzing efficiency of Waste to Energy Systems: Using Data Envelopment Analysis in Municipal Solid Waste Management. **International Conference on Solid Waste Management**, Birmingham, v. 35, 265 – 278, 2016.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10004**: resíduos sólidos – classificação. Rio de Janeiro, 2004.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 11175**: Incineração de resíduos sólidos perigosos – Padrões de desempenho. Rio de Janeiro, 1989.

BEJAN, A. **Convection heat transfer**. Fourth edition. Jhon Wiley & Sons, 2013.

BEJAN, A. **Advanced engineering thermodynamics**. Second Edition. Jhon Wiley & Sons, 1997.

BEJAN, A. **Entropy Generation Minimization**. CRC Press, 1993.

BRUNNER, P. H. e RECHBERGER, H. Waste to energy – key element for sustainable waste management. **Waste Management**, v. 37, pp. 3 – 12, 2015.

BUAH, W.K; CUNLIFFE, A.M.; WILLIAMS, P.T. Characterization of products from the pyrolysis of municipal solid waste. **Process Safety and Environmental Protection**, Leeds, v. 85, p. 450 – 457, 2007.

BUJAK, J. Determination of the optimal área of waste incineration on a Rotary kiln using a simulation model. **Waste Management**, Bydgoszcz, v. 42, 148 – 158, 2016.

CHENG, H. e HU, Y. Municipal solid waste (MSW) as a renewable source of energy: Current and future practices in China. **Bioresource Technology**, v. 101, p. 3816 – 3824, 2010.

CHEN, P.; QINGLONG, X.; ADDY, M.; ZHOU, W.; LIU, Y.; WANG, Y.; CHENG, Y.; LI, K.; RUAN, R. Utilization of municipal solid and liquid wastes for bioenergy and bioproducts production. **Bioresource Technology**, Minnesota, v. 215, p. 163 – 172, 2016.

CONSELHO NACIONAL DO MEIO AMBIENTE – **CONAMA. Resolução nº 316**, de 29 de outubro de 2002. Dispõe sobre procedimentos e critérios para o funcionamento de sistema de tratamento térmico de resíduos. São Paulo, p. 92 – 95.

COLLAZO, J.; PORTEIRO, J.; PATIÑO, D.; GRANADA, E. Numerical modeling of the combustion of densified wood under fixed-bed conditions. **Fuel**, Vigo, v. 93, p. 149 – 159, 2012.

COSTA, M.; MASSAROTTI, N.; MAURO, A.; ARPINO, F.; ROCCO, V. CFD modelling of a RDF incineration plant. **Applied Thermal Engineering**, Napoles, v. 101, p. 710 – 719, 2016.

COZZANI, V. Heat of wood pyrolysis. **Fuel**, Graz, v. 82, p. 81 – 91, 2003.

DANTAS, L.B.; ORLANDE, H.R.B.; COTTA, R.M. An inverse problem of parameter estimation for heat and mass transfer in capillary porous media. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, São Jóse dos Campos, v. 46, p. 1587 – 1598, 2003.

DASKALOPOULOS, BADR, E.; PROBERT, S.D. An integrated approach to municipal solid waste management. **Resources, Conservation and Recycling**, Bedfordshire, v. 24, p. 33 – 50, 1998.

DILAY, E., **Modelagem e simulação para engenharia de sistemas**: acondicionamento de eletrônicos, navios elétricos e fotobiorreatores. 2013, p. 198, (Teses Doutorado, Engenharia e ciências dos materiais). Sector de Tecnologia, Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2013.

DILAY, E., VARGAS, J. V. C.; SOUZA, J. A.; ORDONEZ, J. C.; YANG; S.; MARIANO, A. B. A volume element model (VEM) for energy systems Engineering. **International journal of energy research**, Curitiba, v. 39, p. 46 – 74, 2014.

DU, Z.; LI, Y.; WANG, X.; WAN, Y.; CHEN, Q.; WANG, C.; LIN, X.; LIU, Y.; CHEN, P.; RUAN, R. Microwave-assisted pyrolysis of microalgae for biofuel production. **Bioresource Technology**, Minnesota, v. 102, p. 4890 – 4896, 2011.

GANESH, A.; BANERJEE, R. Biomass pyrolysis for power generation — a potential technology. **Renewable Energy**, Mumbai, v. 22, p. 9 – 14, 2011.

HOORNWEG, D., BHADA-TATA, P., KENNEDY, C. Environment: Waste production must peak this century. **Nature**, Oshawa, v. 502, p. 615 – 617, 2013.

HUAI, X.L.; XU, W.L.; QU, Z.Y.; LI, Z.G.; ZHANG, F.P.; XIANG, G.M.; ZHU, S.Y.; CHEN, G. Numerical simulation of municipal solid waste combustion in a novel two-stage reciprocating incinerator. **Waste Management**, Beijing, v. 28, p. 15 – 29, 2008.

HUANG, G.; CHEN, F.; KUANG, Y.; HE, H.; QIN, A. Current Techniques of Growing Algae Using Flue Gas from Exhaust Gas Industry: a Review. **Appl Biochem Biotechnol**, New York, v. 178, p. 1220 – 1238, 2015.

INCOSE. Disponível em: <http://www.incose.org/AboutSE/WhatIsSE>. Acesso em 16 de novembro, 2016.

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

INMETRO - Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia. **Avaliação de dados de medição: Guia para a expressão de incerteza de medição – GUM 2008**. Duque de Caxias, RJ, 2012.

INTERNATIONAL SOLID WASTE ASSOCIATION. **Global Waste Management Outlook**. United Nations Environment Programme, 2015.

JHA, A. K.; SINGH, S. K.; SINGH, G. P.; GUPTA, P. K. Sustainable municipal solid waste management in low income group of cities: a review. **Tropical Ecology**, Patna, v. 52, p. 123 – 131, 2011.

KAISER, K. L., **Electromagnetic compatibility handbook**, CRC Press, 2004.

KHIARI, B.; MARIAS, F.; ZAGROUBA, F.; VAXELAIRE, J. Transient mathematical modelling of a fluidized bed incinerator for sewage sludge. **Cleaner Production**, Hamman-lif, v. 16, p. 178 – 191, 2007.

KHODAEI, H.; AL-ABDELI, M. Y.; GUZZOMI, F.; YEOH, G. H. An overview of processes and considerations in the modelling of fixed-bed biomass combustion. **Energy**, Austrália, v. 88, p. 946 – 972, 2015.

KINCAID, D.; CHENEY, W**. Numerical Analysis.** Belmont, CA: Wadsworth, 1991.

LECKNER, B. Process aspects in combustion and gasification Waste-to-Energy (WtE) units. **Waste Management**, Göteborg, v. 37, p. 13 – 25, 2015.

LI, L.; PAUL, M.C.; YOUNGER, P. L.; WATSON, I.; HOSSAIN, M.; WELCH, S. Prediction of high-temperature rapid combustion behaviour of woody biomass particles. **Fuel**, v. 165, p. 205 – 214, 2016.

LIANG, Z.; MA, X. Mathematical modeling of MSW combustion and SNCR in a full-scale municipal incinerator and effects of grate speed and oxygen-enriched atmospheres on operating conditions. **Waste Management**. China, v. 30, p. 2520 – 2529, 2010.

LIDE, D.R. **Handbook of chemistry and physics**. 84TH edition. CRC PRESS, 2003.

LINO, F.A.M.; ISMAIL, K.A.R. Energy and environmental potential of solid waste in Brazil. **Energy Policy**, São Paulo, v. 39, p. 3496 – 3502, 2011.

LUFTECH SOLUÇÕES AMBIENTAIS. **Manual do usuário**. Alvorada, Rio grande do Sul, 2014. Relatorio técnico.

IBGE Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística. **Pesquisa nacional de saneamento básico**, 2008.

LOMBARDI, L.; CARNEVALE, E.; CORTI, A. A review of technologies and performances of thermal treatment systems for energy recovery from waste. **Waste Management**. Roma, v. 37, p. 26 – 44, 2015.

LOUREIRO, S.M., ROVERE, E.L.L., MAHLER, C.F. Analysis of potential for reducing emissions of greenhouse gás in municipal solid waste in Brazil, in the state and city of Rio de Janeiro, **Waste Management**, v. 33, p. 1302 – 1312, 2013

MAASIKMETS, M.; KUPRI, H-L.; TEINEMAA, E.; VAINUMÄE, K.; ARUMÄE, T.; ROOTS, O.; KIMMEL, V. Emissions from burning municipal solid waste and wood in domestic heaters. **Atmospheric Pollution Research**, Tallinn, v. 7, p. 438 – 446, 2016.

MAEDA, K.; OWADA, M.; KIMURA, N.; OMATA, K.; KARUBE, I. CO2 fixation from the flue gas on coal fired thermal power plant by microalgae. **Energy Conversion & Management**. Tokyo, v. 36, p. 717 – 720, 1955.

MAHAD, B; ABDULLAH AL-M; HAMID O.; WALA AL-A. Ultimate composition analysis of municipal solid waste in Muscat. **Journal of Cleaner Production**, Muscat, Oman, v.148, p. 355 – 362, 2017.

MARKOVIC, M.; BRAMER, E. A.; BREM, G. Experimental investigation of wood combustion in a fixed bed with hot air. **Waste Management**, v. 34, p. 49 – 62, 2014.

MORAN, J. M., SHAPIRO, H.N., BOETTNER, D.D. AND BAILEY, M.B. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. Seven edition. Wiley & Sons, 2011.

MUÑOZ, M. N.; VARGAS, J. V. C.; BALMANT, W. Mathematical model of a heat exchanger operating with emissions from a thermal treatment of municipal solid waste. **ABCM International Congress of Mechanical Engineering**, 2017.

MUÑOZ, M. N.; VARGAS, J. V. C.; BALMANT, W.; ARENA, A. P.; ORDONEZ, J. C.; MARIANO, A. B. Sustainable Maximum Power Extraction from Urban Solid Waste Incineration. **IEEE Conference on Technologies for Sustainability**, 2017.

NOGUEIRA H., L. A. e LORA S., E. E. **Dendroenergia: Fundamentos e Aplicaçoes**, segunda Edição, Rio de Janeiro, Editora Interciência, 2003.

NUSSBAUMER, T. Combustion and Co-combustion of Biomass: Fundamentals, Technologies, and Primary Measures for Emission Reduction. **Energy & Fuels**, v. 17, p. 1510-1521, 2003.

OBAIDULLAH, M.; BRAM, S.; VERMA, V. K.; DE RUYCK, J. A Review on Particle Emissions from Small Scale Biomass Combustion. **International Journal of Renewable Energy Research**, Pleinlaan, v. 2, p. 1 – 13, 2012.

OLIVEIRA, L. B.; ROSA, L. P. Brazilian waste potential: Energy, environmental, social and economic benefits. **Energy Policy**, São Paulo, v. 31, p. 1481 – 1491, 2003.

PAI, T.; LO, H-M.; WAN, T.; CHEN, L.; HUANG, P.; LO, H-H; LAI, W-J.; LEE, H-Y. Predicting air pollutant emissions from a medical incinerator using grey model and neural network. **Applied Mathematical Modelling**, Taiwan, v. 39, p. 1513 – 1525, 2015.

PORTEIRO, J.; PATIÑO, D.; COLLAZO, J.; GRANADA, E.; MORAN, J.; MIGUEZ, J.L. Experimental analysis of the ignition front propagation of several biomass fuels in a fixed-bed combustor. **Fuel**. Vigo, v. 89, p. 26 – 35, 2010.

SAGE, A. P.; **Systems Engineering**. [S.l.]: Wiley IEEE, 1992.

SANTOS, D. Energy recovery from municipal solid waste: materials for boilers of incineration plants. **Ciência & Tecnologia dos Materiais**, 2013, v. 25, p. 98-120.

SHAPIRO, B., Creating Compact Models of Complex Electronic Systems: An Overview and Suggested Use of Existing Model Reduction and Experimental System Identification Tools. **IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies**. New York, v. 26, p. 165 – 172, 2003.

SHIN, D.; CHOI, S. The Combustion of Simulated Waste Particles in a Fixed Bed. **Combustion & Flame**. Korea, v. 121, p. 167 – 180, 2000.

SOUZA, S. N. M.; HORTTANAINEN, M.; ANTONELLI, J.; KLAUS, O.; LINDINO, C. A.; NOGUEIRA, C. E. C., Technical potential of electricity production from municipal solid waste disposed in the biggest cities in Brazil: Landfill gas, biogás and thermal treatment. **Waste Management & Research**. São Paulo, v. 32, p. 1015 – 1023, 2014.

SRIVASTAVA, V.; ISMAIL, S. A.; SINGH, P.; SINGH, R. P., Urban solid waste management in the developing world with emphasis on India: challenges and opportunities. **Environmental Science & Biotechnology**. India, v. 14, p. 317 – 337, 2014.

TESTO. **Testo 350 – Analisador de gases de combustão**. São Paulo, p. 108. Manual de instruções, 2018.

VARGAS, J. V. C.; ARAKI, L. K., **Cálculo Numérico aplicado**. 1a ed. Barueri, SP. Manole, 2016.

VARGAS, J. V. C.; SOUZA, J. A.; HOVSAPIAN, R.; ORDONEZ, J. C.; CHIOCCHIO, T.; CHALFANT, J.; CHRYSSOSTOMIDIS, C.; DILAY, E., Notional all-electric ship systems integration thermal simulation and visualization. **Simulation: Transactions of the Society for Modeling and Simulation International**, Tallahassee, USA, v. 88, p. 1116 – 1128, 2013

VARGAS, J. V. C.; STANESCU, G.; FLOREA, R.; CAMPOS, M.C.A numerical model to predict the thermal and psychrometric response of electronic packages. **ASME Journal of Electronic Packaging**, Curitiba, v. 123, p. 200 – 210, 2001

WORLD BANK. **What a Waste A Global Review of Solid Waste Management**. Urban Development & Local Government Unit, 2012.

XIA, Z.; LI, J.; WU, T.; CHEN, C.; ZHANG, X., D simulation of MSW combustion and SNCR in a comercial incinerator. **Waste Management**. Shanghai, v. 34, p. 1609 – 1618, 2014.

YANG, Y. B.; GOH, Y. R.; ZAKARIA, R.; NASSERZADEH, V.; SWITHENBANK, J., Mathematical modelling of MSW incineration on a travelling bed. **Waste Management**. Sheffield, v. 22, p. 369 – 380. 2002.

YANG, Y. B.; SWITHENBANK, J., Mathematical modelling of particle mixing effect on the combustión of municipal solid wastes in a packed-bed furnace. **Waste Management.** China, v. 28, p. 1290 – 1300, 2008.

YANG, Y. B.; YAMAUCHI, H.; NASSERZADEH, V.; SWITHENBANK, J., Effects of fuel devolatilisation on the combustion of wood chips and incineration of simulated municipal solid wastes in a packed bed. **Fuel**. Sheffield, v. 82, p. 2205 – 2221, 2003.

ZHAO, B.; SU, Y. Process effect of microalgal-carbon dioxide fixation and biomass production: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Shanghai, v. 31, p. 121 – 131, 2014.