UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO

DIEGO MEDEIROS LUDUVICE

MODELO MATEMÁTICO PARA OTIMIZAÇÃO DE CALDEIRA AQUATUBULAR DE QUEIMA FRONTAL MULTICOMBUSTÍVEL

RIO DE JANEIRO

2016

DIEGO MEDEIROS LUDUVICE

MODELO MATEMÁTICO PARA OTIMIZAÇÃO DE CALDEIRA AQUATUBULAR DE QUEIMA FRONTAL MULTICOMBUSTÍVEL

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Grraduação em Tecnologia Processos Químicos e Bioquímicos da Escola de Química da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Ciências.

Orientador: Fernando Luiz Pellegrini Pessoa, D. Sc.

RIO DE JANEIRO

2016

CIP - Catalogação na Publicação

M944m

Medeiros Luduvice, Diego
MODELO MATEMÁTICO PARA OTIMIZAÇÃO DE CALDEIRA AQUATUBULAR DE QUEIMA FRONTAL MULTICOMBUSTÍVEL / Diego Medeiros Luduvice. -- Rio de Janeiro, 2016.
104 f.

Orientador: Luiz Fernando Pellegrini Pessoa.
Dissertação (mestrado) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Coordenação dos Programas de Pós Graduação em Engenharia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química, 2016.

1. Caldeira . 2. Combustão . 3. Eficiência Energética. 4. Otimização. 5. Modelagem. I. Pellegrini Pessoa, Luiz Fernando, orient. II. Titulo.

Elaborado pelo Sistema de Geração Automática da UFRJ com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Modelo matemático para otimização de caldeira aquatubular de queima frontal multicombustível.

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Mestre em Ciências

Orientado por:

_____

(Prof. Fernando Luiz Pellegrini Pessoa, D.Sc. - Orientador)

Aprovada por:

_____

(Profª. Raquel Massad Cavalcante, D.Sc.)

_____

(Prof. Luiz Fernando Leite, D.Sc.)

_____

(Prof. Reinaldo Coelho Mirre,D.Sc.)

Rio de Janeiro

2016

“O propósito da educação pelo trabalho é a promoção do desenvolvimento integral do Ser Humano. O desempenho de cada um como Educador e Educando só pode ser avaliado na medida em que contribuir para a formação de novos e melhores Empresários e capacitar a si para assumir crescentes desafios. ”

Norberto Odebrecht

AGRADECIMENTOS

A Deus, por me guiar, principalmente nos momentos de maior dificuldade.

Aos meus pais, José e Valéria, pelo amor incondicional. Tudo que alcancei dedico a eles pela sólida educação e suporte, sempre buscando aquilo que é o certo.

À minha noiva, Maíra, pela dedicação, admiração, companheirismo e amor que definem nosso relacionamento.

Ao meu irmão, Felipe, por estar sempre ao meu lado e ser exemplo de retidão como pessoa e profissional.

Ao meu colega, Carlos Suffredini, pelo suporte ao trabalho, sempre se mostrando disponível e contribuindo de forma decisiva na minha formação como profissional.

Ao meu orientador, Prof. Fernando L. P. Pessoa, pela paciência e orientação do trabalho.

Aos meus líderes empresariais, Frederico Epstein, Gabriela Maria Cravo, Rubens Uzeda e Raimundo Nonato, pelo oportunidade e apoio irrestrito para que se viabilizasse este trabalho.

A Braskem, por apoiar no meu desenvolvimento técnico.

A todos aqueles que contribuíram de forma direta ou indireta para a realização deste trabalho, os meus sinceros agradecimentos.

Resumo

LUDUVICE, Diego Medeiros. Modelo matemático de otimização de caldeira aquatubular de queima frontal multicombustível. Orientador: Luiz Fernando Pellegrini Pessoa. Rio de Janeiro, 2016. Dissertação de Mestrado (Mestrado Profissional em Bioquímica e Processos Petroquímicos) – Escola De Química, Universidade Federal Do Rio De Janeiro, Rio De Janeiro, 2016.

A indústria química é um setor estratégico, estando presente em praticamente todas as cadeias produtivas, desenvolvendo a economia de diversos países e criando inúmeras oportunidades de emprego. No Brasil, a Indústria Petroquímica está passando por um cenário desafiador economicamente, acirrado pela crise econômica mundial e nacional. As caldeiras têm papel essencial neste cenário, por serem intensivas no consumo de combustível, num país cuja tarifa do mesmo é uma das mais caras do mundo. Grande parte dos ajustes operacionais de caldeiras dependem da ação manual da operação, o que impacta significativamente a eficiência do complexo e aumenta seu custo operacional. Diante deste cenário, este projeto contemplou a criação de um modelo matemático para otimização de caldeira, cuja função objetivo foi a maximização da eficiência da mesma. O ponto de maior eficiência do equipamento é 93,64% e ocorre quando a mesma está em sua capacidade máxima de geração de vapor e queimando apenas combustível líquido. Além disso, ficou evidente que para máxima otimização da caldeira, independente da carga, é fundamental operação com o mínimo de queimadores possível e ajuste de temperatura do ar de combustão, limitado pela integridade do pré-aquecedor de ar regenerativo. O modelo desenvolvido assume a premissa de existência de queima super-estequiométrica.

Abstract

LUDUVICE, Diego Medeiros. Mathematical model of water-tube boiler multifuel burning front optimization. Supervisor: Luiz Fernando Pellegrini Pesso. Rio de Janeiro, 2016. Masters Dissertation (Professional Master in Biofuels and Petrochemical Engineering) – Chemical School, Federal University of Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2016.

The chemical industry is a strategic sector and which participates in almost all production chains, developing the economy of many countries and creating job opportunities. In Brazil, the Petrochemical Industry is undergoing a challenging scenario economically strained by the global and national economic crisis. The boilers have an essential role in this scenario, because they are intensive in fuel consumption in a country whose fuel costs is one of the most expensive in the world. Much of the boiler's operational adjustments depend on manual operation action, which significantly affects the energy efficiency of the complex and increases the operational costs. In this scenario, this project includes the generation of a boiler's mathematical model whose objective function is maximizing the efficiency of the equipment. The greatest boiler's efficiency is 93.64% and it occurs when it is at maximum steam generation capacity and only burning liquid fuel. In addition, it became clear that for maximum optimization of the boiler, independent of load, it is essential operate with the least burners as possible and good temperature fit of the combustion air, which is limited by the integrity of the preheater regenerative air. The model takes as its premise the existence of super-stoichiometric combustion.

Lista de Figuras

Figura 1 - Estratificação do faturamento líquido da indústria química brasileira. Fonte: ABIQUIM, 2015 2
Figura 2 - Fluxograma Integrado do Sistema de Vapor e Energia Elétrica da UNIB 1 BA. Fonte: Braskem, 2013 10
Figura 3 – Visão Geral Caldeira IHI. Fonte: Braskem, 2013 11
Figura 4 - Fluxograma do circuito de alimentação de água da caldeira. Fonte: Braskem, 2013 12
Figura 5 - Fluxograma da caldeira IHI, destacando o economizador [1], tubulão [2] e superaquecedor [3]. Fonte: Braskem, 2015 14
Figura 6 - Fluxograma da caldeira IHI, destacando equipamentos chaves. Fonte: Braskem, 2015 16
Figura 7 - Desenho representativo do pré-aquecedor de ar regenerativo. Fonte: Adaptado Steamofboiler, 2016. 19
Figura 8 – Gráfico da temperatura de trabalho do lado frio do pré-aquecedor de regenerativo em função do percentual mássico de enxofre no combustível. Fonte: Adaptado Braskem, 2013. 20
Figura 9 - Perdas por radiação e convecção em caldeiras. Fonte: Adaptado ASME, 1985. . 27
Figura 10 - Algoritmo de resolução de problemas não lineares complexos com a utilização do Microsoft Excel Solver. Elaborado pelo autor. 33
Figura 11 – Gráfico que relaciona Q_V e Q_{liq} na caldeira. Fonte: Livro de projeto da IHI, 1974. 41
Figura 12 – Gráfico que relaciona Q_V e $Q_{gás}$ na caldeira. Fonte: Livro de projeto da IH, 1974. 42
Figura 13 – Gráfico que relaciona $T_{gc,e}$ e $Q_{gc,e}$ com a caldeira queimando combustível líquido de projeto. Fonte: Adaptado do livro de projeto da IHI, 1974. 45
Figura 14 – Gráfico que relaciona $T_{gc,e}$ e $Q_{gc,e}$ com a caldeira queimando combustível gasoso de projeto. Fonte: Adaptado do livro de projeto da IHI, 1974. 45
Figura 15 – Gráfico que relaciona $T_{ar,s}$ e $T_{gc,e.}$ Fonte: Livro de projeto da IHI. Fonte: Adaptado do livro de projeto da IHI, 1974. 47
Figura 16 – Gráfico P_c em função de $Q_{ar,s}$. Fonte: Adaptado do livro de projeto da IHI, 1974. 50
Figura 17 – Gráfico de P_f em função de $Q_{gc,e}$. Fonte: Adaptado do livro de projeto da IHI, 1974. 50

Figura 18 – Gráfico de n_{rc} em função de Q_V. Fonte: Adaptado do livro de projeto da IHI, 1974. 51
Figura 19 – Algoritmo para otimização da caldeira. Elaborado pelo autor. 54
Figura 20 – Relação entre n e a Q_V 60
Figura 21 – Relação entre Tgc,s e Q_V 61
Figura 22 – Relação entre %O2 e Q_V 61
Figura 23 – Relação entre $Q_{ar,s}$ e Q_V 62
Figura 24 – Relação entre P_C e Q_V 63
Figura 25 – Relação entre P_f e Q_V 63
Figura 26 – Relação entre ΔP_{Cf} e Q_V 64
Figura 27 – Comparação entre eficiências reais e pós otimização 66
Figura 28 - Ganhos financeiros em base anual para cada caso. 67
Figura 29- Especificação de Projeto do GRP. Fonte: Livro de projeto IHI da caldeira, 1974. 75
Figura 30 - Especificação de Projeto do RAP. Fonte: Livro de projeto IHI da caldeira, 1974. 76
Figura 31 - Curva de Projeto Consumo de GRP versus Geração de Vapor. Fonte: Livro de projeto IHI, 1974. 77
Figura 32 - Curva de Projeto Consumo de RAP versus Geração de Vapor. Fonte: Livro de projeto IHI, 1974. 77
Figura 33 - Curva de Projeto de Temperatura de Água e Vapor versus Geração de Vapor com queima de GRP. Fonte: Livro de projeto IHI, 1974. 78
Figura 34 - Curva de Projeto de Temperatura de Água e Vapor versus Geração de Vapor com queima de RAP. Fonte: Livro de projeto IHI, 1974. 79
Figura 35 - Curva de Projeto de Temperatura de Ar e Gás de Combustão versus Geração de Vapor com queima de GRP. Fonte: Livro de projeto IHI, 1974. 80
Figura 36 - Curva de Projeto de Temperatura de Ar e Gás de Combustão versus Geração de Vapor com queima de RAP. Fonte: Livro de projeto IHI, 1974. 81
Figura 37 - Curva de Projeto de Pressão do Ar e Gás de Combustão versus Geração de Vapor com queima de GRP. Fonte: Livro de projeto IHI, 1974. 82
Figura 38 - Curva de Projeto de Pressão do Ar e Gás de Combustão versus Geração de Vapor com queima de RAP. Fonte: Livro de projeto IHI, 1974. 83
Figura 39 - Folha de Especificação do Pré-Aquecedor de Ar Regenerativo para Q_V de 200 t/h e 300t/h. Fonte: Livro de projeto IHI, 1974. 84
Figura 40 - Folha de Especificação do Pré-Aquecedor de Ar Regenerativo para Q_V de 400 t/h e 440t/h. Fonte: Livro de projeto IHI, 1974. 85

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Faturamento líquido da Indústria Química Mundial (2015). Fonte: ABNT, 2015 1
Tabela 2 - Especificações das classes de vapor empregadas na UNIB 1 BA. Fonte: Braskem, 2013 7
Tabela 3- Capacidade de geração dos turbogeradores da UNIB 1 BA. Fonte: Braskem, 2013 9
Tabela 4- Capacidade nominal de geração de vapor das caldeiras da UTE. Fonte: Braskem,2013 9
Tabela 5 – Caracterização do RAP. Fonte: Braskem, 2014. 35
Tabela 6 – Caracterização do GN. Fonte. Braskem 2014. 35
Tabela 7 – Caracterização do GRP. Fonte: Braskem, 2014. 36
Tabela 8 - Identificação do coeficiente y 37
Tabela 9 – Identificação do coeficiente i 37
Tabela 10 – Caracterização do combustível líquido queimado na caldeira. Fonte: Adaptado Braskem, 2014. 38
Tabela 11 – Caracterização do combustível gasoso queimado na caldeira. Fonte: Adaptado Braskem, 2014. 39
Tabela 12 – Dados de projeto do pré-aquecedor de ar regenerativo. Fonte: Adaptado do livro de projeto da IHI, 1974 48
Tabela 13 – Parâmetros do modelo matemático. Elaborado pelo autor 53
Tabela 14 - Restrições do Modelo. Elaborado pelo autor 54
Tabela 15– Análise de sensibilidade de n em função de Nq 56
Tabela 16 – Análise de sensibilidade de n em função de Q_V 57
Tabela 17 – Análise de sensibilidade de n em função de F 57
Tabela 18 – Análise de sensibilidade de n em função de %O2 59
Tabela 19 – Análise de sensibilidade de n em função de $T_{ar,e}$ 59
Tabela 20 – Casos reais de operação da caldeira 65

Lista de Abreviaturas e Símbolos

UTE ..... Unidade Termoelétrica
UNIB 1 BA ..... Unidade de Insumos Básicos
V-120 ..... Vapor de 120 kgf/cm²g e 538ºC
V-42 ..... Vapor de 42 kgf/cm²g e 385ºC
V-15 ..... Vapor de 15 kgf/cm²g e 280ºC
V-3,5 ..... Vapor de 3,5 kgf/cm²g e 180ºC
UO-1 ..... Unidade de Olefinas 1
UO-2 ..... Unidade de Olefinas 2
UO ..... Unidades de Olefinas
UA-1 ..... Unidade de Aromáticos 1
UA-2 ..... Unidade de Aromáticos 2
Chesf ..... Companhia Hidroelétrica do São Francisco
RAP ..... Resíduo aromático de pirólise
C10+ ..... Mistura de hidrocarbonetos com mais de dez átomos de carbono
GN ..... Gás Natural
GRP ..... Gás Residual de Processo
TG-E ..... Turbogerador Condensante
TG-F ..... Turbogerador a gás da UTE
GI ..... Turbogerador a gás da GI
TG-B ..... Turbogerador a vapor de contrapressão B
TG-D ..... Turbogerador a vapor de contrapressão D
GV-A ..... Caldeira Convencional A
GV-B ..... Caldeira Convencional B
GV-C ..... Caldeira Convencional C
GV-D ..... Caldeira Convencional D
GV-E ..... Caldeira Convencional E

GV-H ..... Caldeira de recuperação

UTA ..... Unidade de tratamento de água

λ ..... Coeficiente de excesso de ar de combustão

h ..... Fração mássica do hidrogênio no combustível em base seca

c ..... Fração mássica do carbono no combustível em base seca

s ..... Fração mássica do enxofre no combustível em base seca

o ..... Fração mássica do oxigênio no combustível em base seca

%O2 ..... Excesso de oxigênio nos gases de combustão

LG ..... Rendimento térmico da ASME e DIN base PC_S

DG ..... Razão entre a massa dos gases de combustão e a massa de combustíveis

CP ..... Calor específico dos gases de combustão

FGT ..... Temperatura dos gases de combustão das ASME e DIN

CAT ..... Temperatura de ar de combustão das ASME e DIN

PC_S ..... Poder calorífico superior do combustível

PC_I ..... Poder calorífico inferior do combustível

MM_i ..... Massa molecular por componente

F ..... Fração mássica do combustível gasoso na matriz de combustível da caldeira

$fv_{i,y}$ ..... Fração volumétrica por componente

$fm_{i,y}$ ..... Fração mássica por componente

Q_V ..... Geração de Vapor da caldeira

$Q_{gás}$ ..... Vazão de combustível gasoso queimado na caldeira

Q_{liq} ..... Vazão de combustível líquido queimado na caldeira

$Q_{ar,e}$ ..... Vazão de ar de combustão na entrada do pré-aquecedor regenerativo

$Q_{ar,s}$ ..... Vazão de ar de combustão para caixa de ar da caldeira

$Q_{gc,e}$ ..... Vazão dos gases de combustão saindo do economizador

$Q_{gc,s}$ ..... Vazão dos gases de combustão saindo dos pré-aquecedores de ar regenerativo

$T_{ar,e}$ ..... Temperatura do ar de combustão entrando dos pré-aquecedores de ar regenerativo

$T_{ar,s}$ ..... Temperatura do ar de combustão saindo dos pré-aquecedores de ar regenerativo

$T_{gc,e}$ ..... Temperatura dos gases de combustão entrando dos pré-aquecedores de ar regenerativo

$T_{gc,s}$..... Temperatura dos gases de combustão saindo dos pré-aquecedores de ar regenerativo

n_{rc}..... Perda de Eficiência da caldeira por radiação e convecção

n..... Eficiência da caldeira

P_c..... Pressão na caixa de ar

P_f..... Pressão na fornalha

ΔP_{cf}..... Diferencial de pressão entre a caixa de ar e a fornalha

$Q_{V3,5}$ ..... Consumo máximo de V-3,5 no pré-aquecedor de ar a vapor

N_q ..... Número de queimadores em operação da caldeira

TM ..... Temperatura média do lado frio do pré-aquecedor de ar regenerativo

H_{V120} ..... Entalpia do V-120

$H_{COND,V120}$ ..... Entalpia do condensado de vapor a 120 kgf/cm²g

$H_{V3,5}$..... Entalpia do V-3,5

$H_{COND,V3,5}$ ..... Entalpia do condensado de vapor a 3,5 kgf/cm²g

Sumário

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO 1

1.1 Objetivo Geral 4

1.2 Objetivos Específicos 4

1.3 Justificativa 4

1.4 Descrição dos Próximos Capítulos 5

CAPÍTULO 2 – CARACTERIZAÇÃO DO PROCESSO 6

2.1 Caracterização do Problema 6

2.2 Central Termoelétrica 7

2.3 Caldeiras Aquatubulares Convencionais 10

2.3.1 Circuito de Água de Alimentação de Caldeira 12

2.3.2 Circuito de Água e Vapor da Caldeira 13

2.3.3 Circuito de Ar e Gases de Combustão 14

2.3.4 Componentes Importantes de Caldeira 16

2.3.5 Controle de pressão no coletor de gás residual de processo para as caldeiras 20

CAPÍTULO 3 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 22

3.1 Reações de Combustão 22

3.2 Rendimento Térmico 24

3.3 Modelos Matemáticos de Otimização 30

CAPÍTULO 4 – METODOLOGIA 34

4.1 Caracterização dos Combustíveis 34

4.2 Combustível Equivalente 36

4.3 Reação de Combustão 40

4.4 Vazão de Combustíveis 41

4.5 Balanço de Massa e Energia dos Pré-Aquecedores de Ar Regenerativo 43

4.5.1 Vazão de Ar de Combustão 43

4.5.2 Vazão de Gases de Combustão 43

4.5.3 Temperatura do Ar de Combustão na Entrada do Pré-Aquecedor de Ar Regenerativo 44

4.5.4 Temperatura dos Gás de Combustão na Entrada do Pré-Aquecedor de Ar Regenerativo 44

4.5.5 Temperatura de Ar de Combustão na Saída do Pré-Aquecedor de Ar Regenerativo 46

4.5.6 Temperatura do Gás de Combustão na Saída do Pré-Aquecedor de Ar Regenerativo 47

4.5.7 Consumo de Vapor no Pré Aquecedor de Ar a Vapor 49

4.5.8 Perfil de Pressão da Caldeira 49

4.5.9 Perda de Radiação e Convecção 51

4.5.10 Função Objetivo do Modelo 52

4.5.11 Modelo Matemático 52

4.5.12 Restrições do Modelo 54

CAPÍTULO 5 - RESULTADOS E DISCUSSÃO 56

5.1 Análise de Sensibilidade 56

5.2 Otimização da Caldeira 60

CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES E INDICAÇÃO PARA TRABALHOS FUTUROS 68

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 70

APÊNDICE A – ESPECIFICAÇÃO DOS COMBUSTÍVEIS DE PROJETO DA CALDEIRA 75

APÊNDICE C – CURVAS DE DE PROJETO DA CALDEIRA 77

APÊNDICE C – DADOS DE PROJETO DO PRÉ-AQUECEDOR DE AR REGENERATIVO 84

APÊNDICE D – DETALHAMENTO DA FÓRMULA PARA DETERMINAR GANHO FINANCEIRO APÓS OTIMIAÇÃO DE CALDIERA 86

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

A indústria química é um setor estratégico, estando presente em praticamente todas as cadeias produtivas. As maiores economias mundiais são líderes na fabricação de produtos químicos, tendo se desenvolvido, criado inúmeras oportunidades de trabalho e agregando valor a suas matrizes industriais a partir de investimentos que tiveram como base a expansão da capacidade produtiva química.

O faturamento líquido da indústria química brasileira alcançou US$ 146,6 bilhões em 2014, correspondendo a 2,5% do PIB brasileiro (ABIQUIM, 2015).

Segue na Tabela 1 a lista de países com maior faturamento líquido da Indústria Química mundial.

Tabela 1 - Faturamento líquido da Indústria Química Mundial (2015). Fonte: ABNT, 2015

País	Vendas Líquidas (US$ bilhões)
China	1.831
Estados Unidos	801
Japão	291
Alemanha	245
Coreia	185
Brasil	147
França	145
Índia	139
Reino Unido	103
Itália	102
Taiwan	90
Holanda	83

Os produtos químicos de uso industrial, produtos petroquímicos básicos, as resinas termoplásticas, termofixas, elastômeros, cloro, álcalis, gases industriais, fertilizantes e outros produtos orgânicos e inorgânicos, se destacam entre os segmentos da indústria química representando US$ 54,9 bilhões (aproximadamente 49% do faturamento da indústria química) conforme pode ser visualizado na Figura 1. (ABIQUIM, 2015)

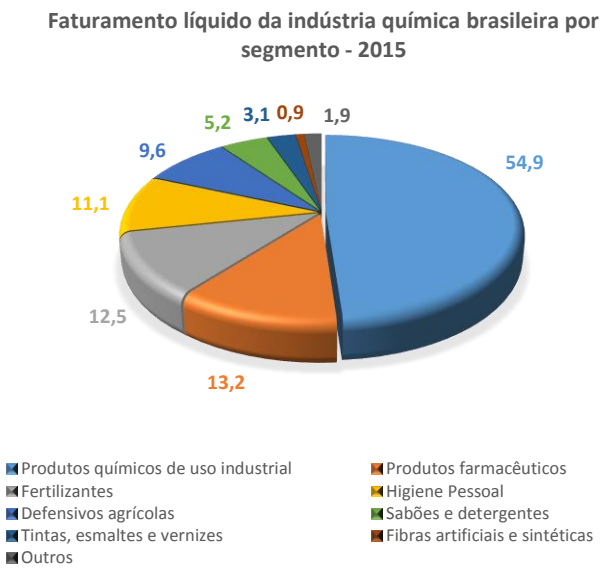

Figura 1 - Estratificação do faturamento líquido da indústria química brasileira. Fonte: ABIQUIM, 2015

A indústria petroquímica corresponde a uma sequência de beneficiamento de algumas frações do petróleo ou gás natural, geralmente provenientes de refinarias de petróleo e unidades de processamento de gás natural. A cadeia é dividida em três etapas. A primeira corresponde a produção dos petroquímicos básicos, olefínicos e aromáticos, tais como eteno e propeno. A segunda é relativa ao processamento dos petroquímicos básicos em produtos intermediários e resinas para então serem enviadas às empresas de transformação, onde é gerado o produto final para o consumidor.

A indústria brasileira de petroquímicos básicos e a de resinas está enfrentando um cenário de dificuldades econômicas. A zona do euro ainda em crise financeira, os Estados Unidos com uma taxa de recuperação abaixo da esperada, os países asiáticos convivendo com as consequências do baixo crescimento global e retração de alguns setores da economia. No Brasil, as expectativas oficiais de crescimento mais acelerado não se confirmaram e, apesar de uma série de iniciativas pontuais do Governo para incentivar o consumo, o Produto Interno Bruto, PIB, está crescendo abaixo das expectativas. O uso em larga escala do gás de xisto como fonte de etano na produção de polietileno nos Estados Unidos tem se mostrado uma alternativa de matéria-prima significativamente mais competitiva que a Nafta, principal matéria-prima da cadeia química brasileira, sendo um diferencial expressivo de competitividade.

Outras importantes ameaças para a indústria de transformação de plástico são os custos de energia elétrica e combustíveis. A petroquímica é intensiva em consumo de energia térmica e elétrica. Os combustíveis líquidos e gasosos para uso industrial no Brasil estão entre os mais caros do mundo. Para os consumidores industriais brasileiros de gás natural, entre 20.000 e 50.000m³/dia, a tarifa do respectivo combustível, sem incluir impostos, foi em novembro de 2015 no valor 12,62 US$/MMBTU. Para efeito de comparação, no mesmo período as tarifas do gás natural nos Estados Unidos, Henry Hub, Europa e Japão foram de 2,08, 6,24 e 9 US$/MMBTU, respectivamente (FGV Energia, 2016).

Além dos aspectos macroeconômicos, uma interrupção na indústria petroquímica gera elevadas perdas financeiras e expõe as pessoas e instalações a condições de risco.

Usualmente o sistema de vapor apresenta maior confiabilidade a interrupções operacionais em relação ao elétrico, que depende do desempenho interno da unidade industrial e externo relacionado à concessionária de energia elétrica.

A velocidade dos distúrbios elétricos ocorre, geralmente, em frações de segundo, o que não permite a intervenção humana. Para máquinas grandes, que geralmente requerem acionamentos de potência superior a 5 MW e especificados para operar em área classificada, há uma dificuldade grande na definição e utilização de motores elétricos. Além disso, esta definição torna-se ainda mais complicada para equipamentos de partida com rotação variada. Desta forma, é usual a escolha do vapor como força motriz para acionamento das grandes máquinas de uma planta petroquímica, requerendo a instalação de unidade termoelétrica acoplada para promover o intercâmbio energético, recebendo correntes residuais líquidas e gasosas a serem queimados nas caldeiras como combustíveis (Almeida, 2005).

Portanto, a operação de uma termoelétrica confiável e otimizada é essencial para o sucesso do negócio, garantindo continuidade operacional, redução de custos variáveis e disponibilidade de utilidades para partida e parada segura da planta.

1.1 Objetivo Geral

O controle do rendimento térmico em caldeiras industriais é dependente em grande parte da ação manual da operação. A relação entre excesso de ar de combustão, rendimento térmico e emissão de poluentes é desconhecida por parte da operação. Apesar da existência de uma malha de controle que ajusta a vazão de ar, não há um controle efetivo que garanta a operação da caldeira em seu melhor ponto de otimização, que muitas vezes tem alto investimento em instrumentação e controle, nem sempre ao alcance das empresas. Portanto, o objetivo do trabalho é criar um modelo matemático que permita definir o melhor ponto operacional da caldeira, em condições específicas de geração de vapor e necessidade de queima de combustíveis em *software* usual de fácil aplicação no mercado e baixo custo.

1.2 Objetivos Específicos

- Descrever a Central Termoelétrica, detalhando a integração com a Central de Matérias-Primas, o processo, os equipamentos e os combustíveis;
- Detalhar a caldeira aquatubular alvo do estudo e seus principais componentes;
- Realizar revisão bibliográfica a respeito de reações de combustão, rendimento térmico e modelos matemáticos de otimização;
- Desenvolver modelo matemático para definição do ponto ótimo operacional da caldeira, em diferentes cenários operacionais de queima de combustíveis e geração de vapor.

1.3 Justificativa

A Unidade Termoelétrica, UTE, é intensiva no consumo de combustíveis para geração de energia elétrica e vapor para atendimento à demanda de unidades industriais, tal como ocorre no Polo Petroquímico de Camaçari. Em linhas gerais, a UTE consome os combustíveis residuais gerados na Unidade de Insumos Básicos, UNIB 1 BA, e combustíveis externo para completar a demanda energética para a geração de vapor requerida.

Cerca de 39% do consumo energético proveniente de combustíveis realizado pela UNIB 1 BA é queimado na UTE, do qual 48% é originado internamente na UNIB 1 BA e 52% é comprado externamente. Do total de combustíveis consumidos na UTE, 89% é queimado nas caldeiras, representando cerca de 34% do consumo energético de combustível da UNIB 1 BA (Braskem, 2014). A elevação do rendimento térmico das caldeiras proporciona redução do consumo específico de combustíveis para uma dada demanda de vapor, reduzindo a demanda de energia da UNIB 1 BA para a geração dos produtos petroquímicos básicos, agregando valor ao negócio. Desta forma, o aumento do rendimento térmico de caldeiras deste porte em 1% reduz a compra de combustíveis externos, significando um potencial de redução do custo operacional na ordem de MMUS$ 2,8/mês, considerando uma tarifa de combustível de 12,62 US$/MMBTU.

1.4 Descrição dos Próximos Capítulos

O trabalho está dividido em capítulos e anexos. O capítulo 2 caracteriza o problema a ser estudado, apresenta o processo de geração de vapor na termoelétrica da central de matérias-primas do Polo Petroquímico de Camaçari, detalhando a operação de caldeira aquatubular e destacando equipamentos importantes. O capítulo 3 reúne a revisão da literatura existente sobre os assuntos abordados neste trabalho, principalmente destacando os seguintes temas: reações de combustão, rendimento térmico e modelos matemáticos de otimização. O capítulo 4 detalha a metodologia utilizada para prever o comportamento de variáveis chaves operacionais e a função objetivo utilizada para otimizar a operação da caldeira estudada neste trabalho. O capítulo 5 apresenta e discute os resultados obtidos com aplicação da metodologia utilizada. O capítulo 6 traz as conclusões e recomendações para trabalhos futuros. As referências apresentam uma lista com todas as fontes de consulta utilizadas na elaboração deste trabalho. Os Apêndices A, B e C trazem informações não elaboradas pelo autor da dissertação, mas que são essenciais por contemplarem os dados de projeto da caldeira, base para o desenvolvimento do trabalho. O Apêndice D detalha a fórmula utilizada para determinar a captura financeira associada ao aumento de eficiência da caldeira.

CAPÍTULO 2 – CARACTERIZAÇÃO DO PROCESSO

A UTE é conectada à UNIB 1 BA, havendo uma forte integração energética, através do aproveitamento de correntes de combustíveis residuais para geração de vapor e energia elétrica para o Polo Petroquímico de Camaçari, sendo fundamental para a integração energética do complexo industrial. As caldeiras têm papel importante na otimização energética, por serem responsáveis pela geração da maior parte do vapor requerido tanto pela UNIB 1 BA quanto pelas demais empresas do Polo Industrial.

2.1 Caracterização do Problema

O Polo Petroquímico de Camaçari, projetado e construído na década de 1970, é o segundo complexo industrial dessa natureza instalado no Brasil para atender ao crescente aumento da demanda por produtos petroquímicos aliado à necessidade de crescimento deste setor no cenário industrial brasileiro (SERRA, 2006).

O setor petroquímico, no estado da Bahia, responde por 48% do valor bruto da produção do setor químico local além de liderar, há anos, a pauta de exportações baianas (FARIA, 2013).

Este complexo industrial foi planejado de forma integrada, sendo concebido de maneira que a produção de matérias-primas e utilidades fosse concentrada numa única empresa, a partir da qual esses insumos deveriam ser distribuídos por tubulações para as demais indústrias instaladas ao redor. (PIRES, 2003).

O sistema analisado neste trabalho entrou em operação com o início das atividades da Companhia Petroquímica do Nordeste, COPENE, em 1978, passando a ser designada por UNIB 1 BA, a partir de 2002, com a formação da Braskem S.A.

Considerada a maior unidade operacional da empresa, a UNIB 1 BA constitui-se como a central de matérias-primas para todas as indústrias instaladas no Polo Petroquímico de Camaçari, além de outras empresas no país e no exterior. A unidade conta com:

- Duas plantas de processamento de nafta leve e pesada, chamadas de Unidades de Olefinas 1 e 2, UO 1 e UO 2, respectivamente, cujo foco é a obtenção de

eteno e propeno. Como subprodutos do processo são gerados corrente de C4, gasolina de pirólise e gás combustível, que é queimado como combustível em fornos de pirólise e caldeiras;

- Duas plantas, chamadas de Unidades de Aromáticos 1 e 2, UA 1 e UA 2, respectivamente, para a obtenção de benzeno, tolueno, xilenos, butadieno, que nesta unidade industrial especificamente fica alocado nas Unidades de Aromáticos, dentre outros produtos, a partir da nafta média e de correntes pesadas oriundas das UO 1 e UO 2;
- Uma UTE destinada à geração de vapor e energia elétrica para UNIB 1 BA e distribuição destas utilidades para as demais empresas do Polo Petroquímico.

2.2 Central Termoelétrica

A UTE fornece vapor em três níveis de pressão e recebe frações residuais do processo petroquímico da própria UNIB 1 BA, que são utilizados como combustíveis nas caldeiras. Também recebe vapor de baixa pressão para pré-aquecimento de ar de combustão nos referidos geradores de vapor e vasos desaeradores. Os combustíveis residuais não têm capacidade suficiente para atender toda a demanda energética requerida pela UTE, portanto, é necessário também realizar a compra de combustíveis externos: óleo combustível, OC1A, e gás natural, GN. O sistema de vapor é composto por níveis, conforme Tabela 2 (Braskem, 2013).

Tabela 2 - Especificações das classes de vapor empregadas na UNIB 1 BA. Fonte: Braskem, 2013

Classe de vapor	Pressão (kgf/cm²g)	Temperatura (ºC)
V-120	120	538
V-42	42	385
V-15	15	280
V-3,5	3,5	180

O V-120 é gerado por até cinco caldeiras convencionais, GV-A, GV-B, GV-C, GV-D e GV-E, e em uma caldeira de recuperação, GV-H, acoplada a uma turbina a

gás. Este vapor supre turbinas de contrapressão que possuem extração e exaustão em níveis inferiores de vapor, V-42 e V-15, respectivamente. Há também uma parcela deste V-120 que alimenta as demais áreas da UNIB 1 BA para acionamento a equipamentos de grande porte, como turbo compressores, a exemplo do compressor de gás de carga das Unidades de Olefinas, UO. Os níveis de vapor, V-42 e V-15, são consumidos pelas diversas áreas da UNIB 1 BA, UTE e demais empresas do Polo Industrial de Camaçari, configurando um ciclo de cogeração.

Além da UTE, os fornos de pirólise das UO também geram V-120 nos TLE's. As UO são deficitárias em gerar V-120 e V-42 e superavitárias em V-15 e V-3,5, sendo os dois últimos enviados de volta para UTE.

A UTE opera em paralelo ao sistema elétrico nacional de energia elétrica, através da Companhia Hidroelétrica do São Francisco (CHESF), suprindo o Polo Petroquímico de Camaçari em uma demanda típica de 200MW, sendo parte desta energia proveniente da geração de energia elétrica da UTE e a outra parte proveniente da CHESF. (Braskem, 2013)

Na configuração típica a UTE gera energia elétrica em uma turbina de contrapressão, duas turbinas a gás e uma turbina condensante. A turbina de contrapressão tem como principal objetivo controlar as pressões dos coletores de V-42 e V-15, gerando energia elétrica como consequência da demanda de vapor e com elevada eficiência térmica. As duas turbinas a gás, TG-F e GI, geram até 32 MW de energia cada, uma com aproveitamento dos gases de combustão em alta temperatura na GV-H e a outra em fornos de pirólise da UO 2. Devido a limites contratuais de importação de energia elétrica da CHESF, em caso de necessidade de elevação de geração de energia elétrica na UTE, em consequência da abertura de paralelo com a CHESF ou ao atendimento de restrições da UNIB 1 BA, principalmente associadas à necessidade de consumo dos combustíveis residuais, existe uma turbina condensante (TG-E) que consome V-15 para induzir geração de energia elétrica, com eficiência térmica aproximada de 16%, consideravelmente inferior aos demais turbo geradores. A Tabela 3 contempla a capacidade de geração de energia elétrica por turbogerador, e a Tabela 4, a capacidade de geração de vapor por caldeira (Braskem, 2013).

Tabela 3- Capacidade de geração dos turbogeradores da UNIB 1 BA. Fonte: Braskem, 2013

Turbogerador	Tipo	Capacidade Nominal (MWh)
TG-B	Turbina a vapor	42
TG-D	Turbina a vapor	42
TG-E	Turbina condensante	36
TG-F	Turbina a gás na UTE	38
GI	Turbina a gás na UO 2	38

Tabela 4- Capacidade nominal de geração de vapor das caldeiras da UTE. Fonte: Braskem,2013

Caldeira	Tipo	Capacidade Nominal (t/h)
GV-A	Aquatubular	400
GV-B	Aquatubular	400
GV-C	Aquatubular	400
GV-D	Aquatubular	400
GV-E	Aquatubular	400
GV-H	De Recuperação	100

As cinco caldeiras aquatubulares consomem cinco tipos diferentes de combustíveis, sendo três líquidos e dois gasosos, a saber:

- Óleo combustível, OC1A: óleo combustível de baixo ponto de fluidez, do tipo 1A, adquirido da empresa BR Distribuidora;
- Gás Natural, GN: Adquirido da empresa Bahiagás
- Gás de residual de processo, GRP: corrente composta por hidrocarbonetos leves, como hidrogênio, metano, etano e propano, subproduto dos processos da UNIB 1 BA;
- Resíduo aromático de pirólise, RAP: óleo pesado resultante dos processos de separação do óleo residual, na UO;

- Corrente de C10+: fornecida pelas Unidades de Aromáticos e composta de uma mistura de hidrocarbonetos com mais de dez átomos de carbono em suas cadeias.

Conforme mencionado anteriormente, a GV-H opera em série com o TG-5301F, aproveitando a energia dos gases de combustão deste equipamento para a geração de vapor. Somente com a energia fornecida por estes gases, esta caldeira é capaz de gerar 50 t/h de V-120. A capacidade de geração deste equipamento é dobrada com a chamada queima suplementar, queima de gás natural no duto de ligação entre os dois equipamentos, a fim de aumentar o teor de energia nos gases de combustão para a geração de vapor, aproveitando os altos teores de oxigênio ainda presentes nesta corrente. A Figura 2 contempla fluxograma com sistema de vapor da UNIB 1 BA e elétrico, com foco na importação de energia elétrica da Chesf (Braskem, 2013).

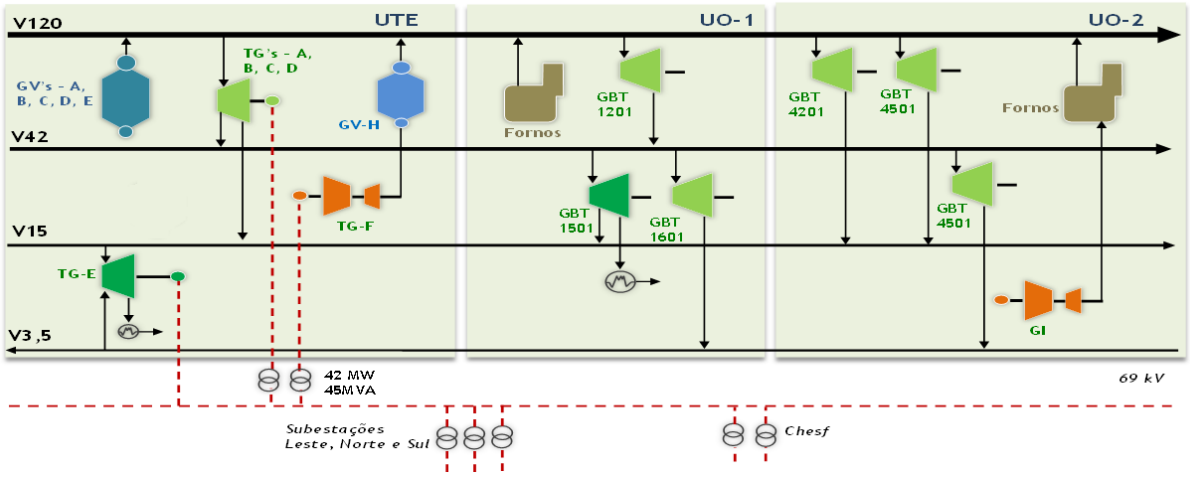

Figura 2 - Fluxograma Integrado do Sistema de Vapor e Energia Elétrica da UNIB 1 BA. Fonte: Braskem, 2013

2.3 Caldeiras Aquatubulares Convencionais

Na UTE existem três caldeiras convencionais de queima frontal, GV-A, GV-B e GV-C, e duas de queima tangencial, GV-D e GV-E, em diferentes estágios de atualização tecnológica. A caldeira alvo do estudo é de fabricação da ISHIKAWAJIMA – HARIMA HEAVY INDUSTRIES CO. LTD, IHI, com tecnologia da Foster Wheeler, e foi instalada em 1978. É um gerador de vapor de tiragem forçada, com a fornalha com pressão positiva. Ela contempla nove queimadores dispostos em três diferentes

patamares, com três queimadores em cada, configurando a queima frontal. Possui dois superaquecedores e, entre eles, válvula de controle de injeção de água de dessuperaquecimento, dessuper. Esta caldeira queima simultaneamente tanto combustível líquido quanto combustível gasoso, este último limitado em até 70% em massa de participação na matriz de combustível, evitando temperaturas elevadas na parede externa dos tubos dos superaquecedores. Cada combustível possui uma composição especifica que requer demandas diferentes de ar de combustão e ajuste da caldeira. A Figura 3 evidencia uma visão geral da caldeira IHI, destacando componentes chaves do equipamento que serão descritos a seguir no trabalho (Braskem, 2013.

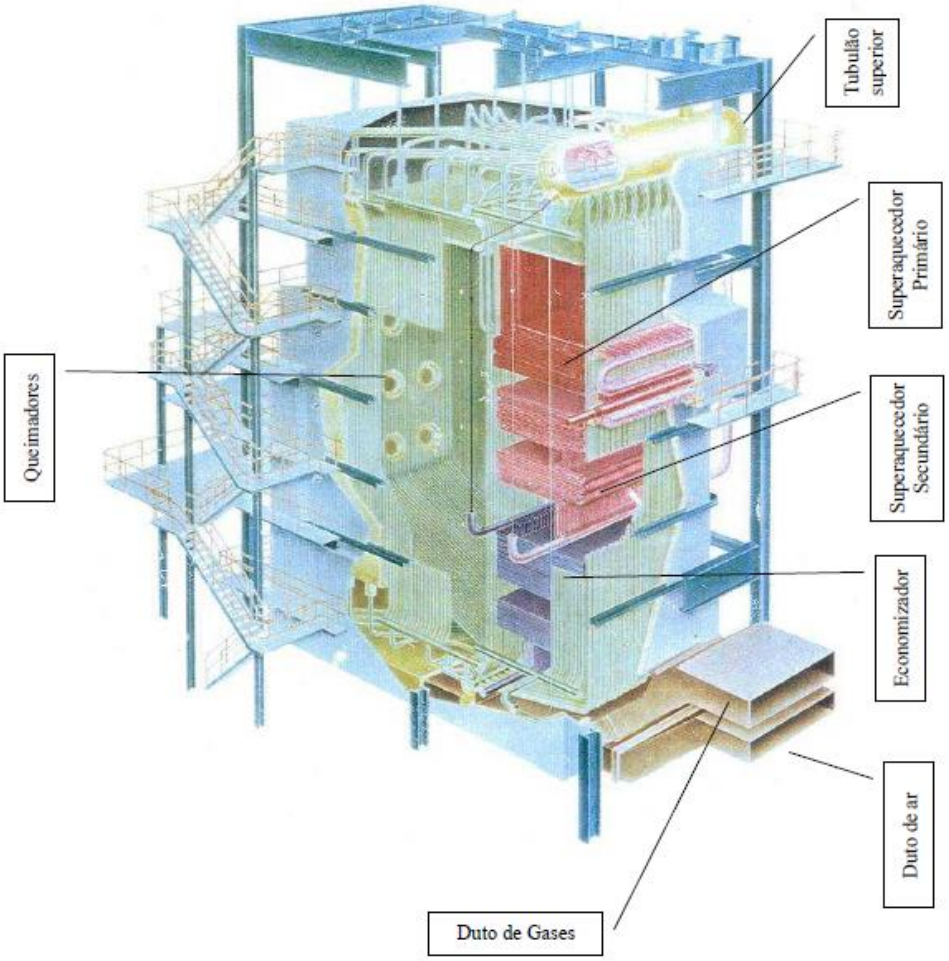

Figura 3 – Visão Geral Caldeira IHI. Fonte: Braskem, 2013

2.3.1 Circuito de Água de Alimentação de Caldeira

A água utilizada para alimentação das caldeiras é recebida de uma unidade de tratamento de água, UTA, na qualidade de desmineralizada à temperatura ambiente, e enviada para vasos condensadores, que também recebem exaustos de turbinas acionadoras de equipamentos auxiliares da UTE. Isso possibilita um pré-aquecimento desta água, com reaproveitamento dos exaustos, contribuindo para o aumento de eficiência do ciclo de geração de vapor.

A água na saída dos vasos encontra-se aquecida a uma temperatura aproximada de 80ºC, sendo bombeada para os vasos desaeradores, onde ocorre o processo físico-químico de retirada do dióxido de carbono e oxigênio, que se encontram dissolvidos na água, através da injeção de V-3,5 em contracorrente ao fluxo de água (Braskem, 2013).

Após o processo de desaeração, a água, que se encontra a, aproximadamente, 150ºC é bombeada pelas bombas de alimentação de água de caldeira para dois trocadores em série, que visam pré-aquecer ainda mais a água até 250ºC, antes de chegar ao economizador da caldeira. A Figura 4 ilustra o fluxograma do circuito de alimentação de água da caldeira (Braskem, 2013).

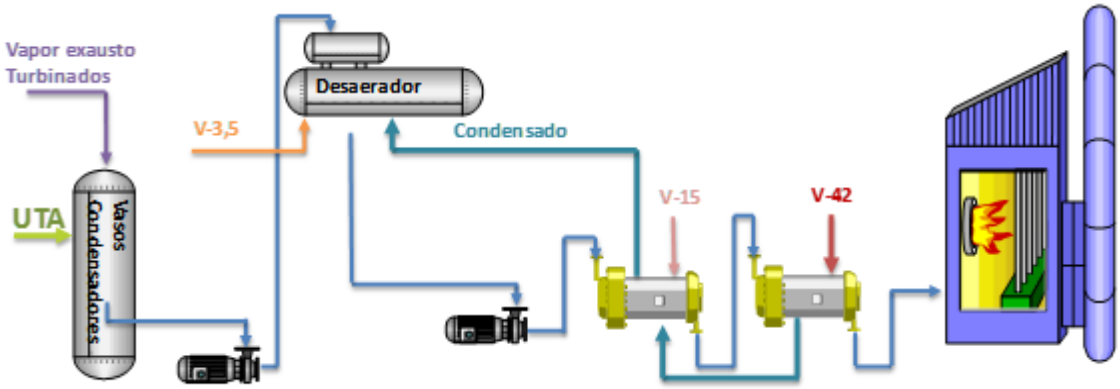

Figura 4 - Fluxograma do circuito de alimentação de água da caldeira. Fonte: Braskem, 2013

2.3.2 Circuito de Água e Vapor da Caldeira

A água de alimentação desaerada é bombeada a 160 kgf/cm² e temperatura média de 150ºC para as caldeiras, passando por dois pré-aquecedores da água com V-15 e V-42, respectivamente. No final, a água atinge uma temperatura em torno de 250ºC chegando ao economizador [1], onde se realiza a troca térmica com os gases resultantes da combustão, sendo sua temperatura elevada para aproximadamente 300 ºC. O economizador tem como finalidade o aquecimento da água, antes de ser enviada ao tubulão [2], aproveitando o calor residual dos gases de combustão vindos do superaquecedor primário [3]. A troca térmica se dá preponderantemente pelos fenômenos de convecção e condução (Braskem, 2013).

Após o economizador, a água é direcionada para o tubulão de vapor, pelos tubos ascendentes laterais até o enchimento da parte inferior. A água, então, é distribuída pelos tubos descendentes da parede traseira da caldeira, preenchendo o tubulão inferior, para, em seguida, ser enviada aos coletores das paredes frontal e laterais da fornalha, onde absorve o calor irradiado pela combustão dos combustíveis, havendo a formação de uma mistura de água e vapor. Com a formação de bolhas de vapor, a densidade da mistura é reduzida, promovendo o fenômeno de convecção natural para os coletores de saída da parede da caldeira e, em sequência, para o tubulão, por uma série de tubos ascendentes.

No tubulão ocorre a separação da água e vapor, através da passagem dessa mistura por ciclones. O vapor separado passa pelos *demisters*, sendo conduzido ao coletor de entrada do superaquecedor primário, onde é superaquecido, em painéis horizontais em contracorrente com os gases de combustão. Em seguida, o vapor segue para o superaquecedor secundário, onde a temperatura é especificada para em torno de 538ºC. A Figura 5 evidencia o fluxograma da caldeira IHI, destacando equipamentos chaves descritos anteriormente (Braskem, 2015).

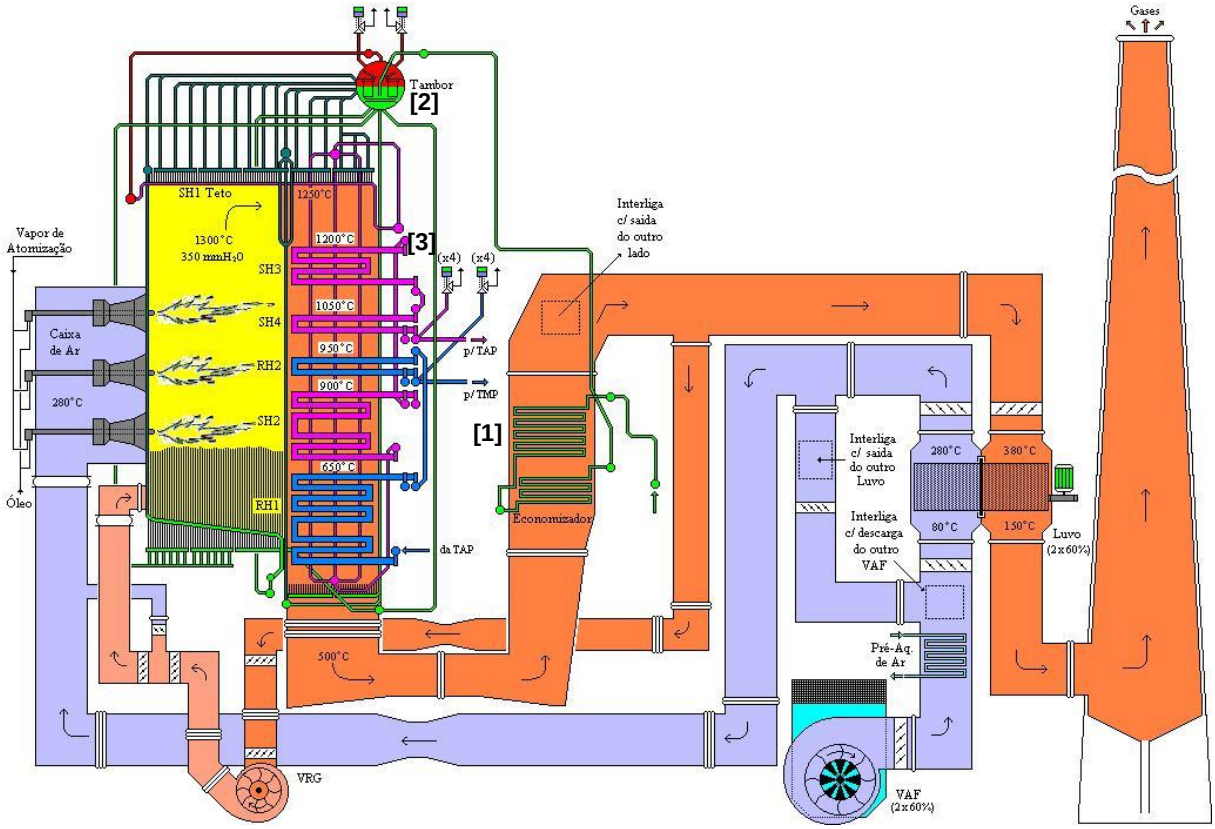

Figura 5 - Fluxograma da caldeira IHI, destacando o economizador [1], tubulão [2] e superaquecedor [3]. Fonte: Braskem, 2015

2.3.3 Circuito de Ar e Gases de Combustão

A caldeira possui dois dutos de ar de combustão com ventiladores [4]. O sistema de ar é do tipo forçado, o ar atmosférico é introduzido em direção à fornalha [5], succionado pelos dois ventiladores de ar de combustão. Assim, o ar é direcionado para pré-aquecedores a vapor [6] e em seguida para pré-aquecedores regenerativos [7], aproveitando calor dos gases de combustão. Após os pré-aquecedores regenerativos, o ar segue para a caixa de ar [8] que, através de canais independentes por queimador, segue para a fornalha. Os gases resultantes da combustão são direcionados da fornalha para zona de convecção, onde terão sua temperatura reduzida pela troca térmica com o vapor e água que estão circulando pelos tubos, superaquecedores e economizador, seguindo para os dutos de gases de combustão, onde estão localizados os pré-aquecedores de ar regenerativo, nos quais cederão parte do calor remanescente para o ar, e, em seguida, para chaminé [9], que, por tiragem natural, são liberados para a atmosfera (Braskem, 2015).

O controle de ar de combustão sempre visa garantir o seu excesso, estabelecendo uma combustão segura na fornalha. Quando há a condição de aumento de carga, o controle atua primeiramente na malha de ar, aumentando a vazão de ar, para depois reagir com a vazão dos combustíveis. Na condição de redução de carga, inicialmente a malha de controle comanda a redução de combustível para em seguida reduzir o fluxo de ar. Busca-se sempre uma combustão rica em oxigênio (Braskem, 2013).

Como a caldeira possui dois dutos de ar de combustão com ventiladores diferentes, o sistema de controle é comandado por único controlador, atuando em ambos ventiladores. O fluxo de ar é detectado pelo venturi e o diferencial de pressão é convertido em sinal elétrico, que linearizado assegura um sinal proporcional para o fluxo de ar. Após a bifurcação para controle, em cada um dos dutos, há um segundo controlador que permite operar com diferentes ajustes de *damper* em cada duto. Individualmente a cada queimador existem registros secundários de ar, compostos por pás que permitem variar a quantidade de ar de combustão para o queimador. Estas pás são providas para dar rotação ao ar de combustão, garantindo uma velocidade tangencial no cone da chama que proporcione uma mistura completa entre ar e combustível, mas nunca controlar o fluxo de ar de combustão. O ajuste destes registros é realizado manualmente pela operação. A Figura 6, semelhante à Figura 5, destaca demais equipamentos chaves também do circuito de ar e gases de combustão da caldeira (Braskem, 2015).

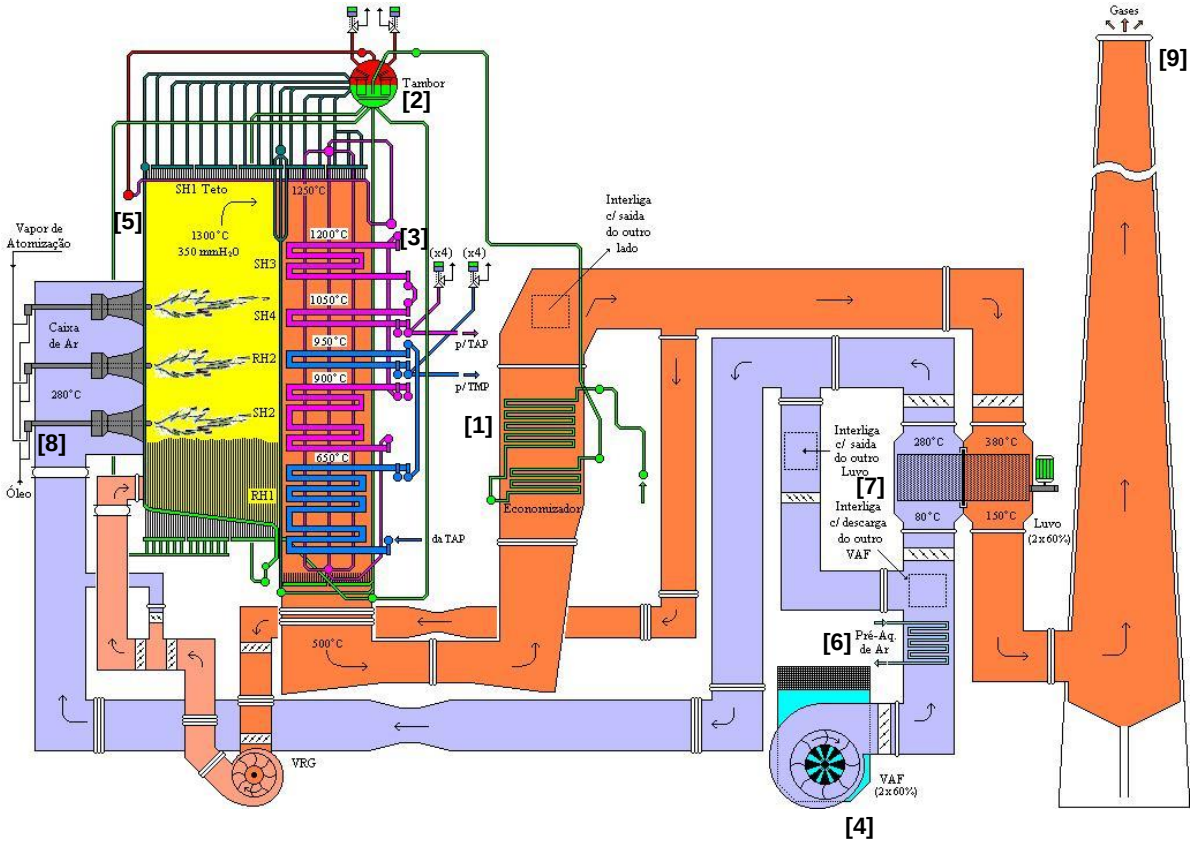

Figura 6 - Fluxograma da caldeira IHI, destacando equipamentos chaves. Fonte: Braskem, 2015

2.3.4 Componentes Importantes de Caldeira

- Economizador: Formado por uma série de painéis de tubos, dispostos em fileiras horizontais, que possuem aletas para aumentar a área de troca térmica e a recuperação energética da caldeira. É instalado abaixo do superaquecedor primário, entre a parede d'água e a parede traseira na região de circulação dos gases de combustão em direção à chaminé. O fluxo de água é no sentido ascendente, a fim de evitar a vaporização da mesma no interior dos tubos, onde há troca calor com os gases de combustão que estão fluindo em direção ao pré-aquecedor regenerativo (Braskem, 2013).

- Tubulão: É um tambor cilíndrico horizontal situado na parte mais alta do corpo principal da caldeira, ao qual encontra-se conectado, através de tubos, aos coletores que se encontram em diferentes níveis dentro da caldeira. Sua finalidade principal é separar mecanicamente a água do vapor saturado. Em seu interior estão montados:

defletores; separadores ciclônicos, separador de placas, tubo, no sentido longitudinal, para coleta de sólidos não dissolvidos, presentes na água e no vapor saturado. Ao tubulão estão conectados os tubos de alimentação de água, tubo de injeção de produtos químicos, tubos de extração de superfície, tubos de conexão com os superaquecedores e válvulas de segurança. É projetado para proporcionar uma adequada capacidade de armazenamento de água e vapor, minimizando a flutuação do nível d'água em consequência das variações repentinas na demanda de vapor (Braskem, 2013).

- Fornalha: É a parte da caldeira onde se realiza a combustão. É formada pelos tubos das paredes lateral, frontal e cortina d'água. Os tubos que formam as paredes são aletados e soldados entre si de forma hermética, evitando o escape dos gases remanescentes da combustão, com exceção da parte superior da cortina d'água, cujos tubos são espaçados para possibilitar a passagem dos gases para zona de convecção. Os conjuntos de tubos que formam as paredes são interligados aos tubulões superior e inferior por coletores. Em determinados locais, nas paredes frontal e laterais, alguns tubos são instalados com curvas, com a finalidade de permitir a inserção de cone refratário e caixa de ar, onde são instalados os queimadores, na parede frontal, visores de chama e janelas para instalação de sopradores de fuligem e bocais de inspeção. Desta forma, a caldeira é isolada termicamente para evitar a dissipação de calor para o meio externo, melhorando assim a sua eficiência (Braskem, 2013).

- Superaquecedor: É o componente da caldeira responsável pelo superaquecimento do vapor, ou seja, elevar a temperatura acima da temperatura da saturação. É composto de painéis de tubos ligados a coletores, com montagem similar à do economizador. É montado na parte superior da zona de convecção, entre as paredes traseira e cortina d'água, região cujas temperaturas dos gases são mais altas, logo após a saída da fornalha. Estão divididos em duas partes, superaquecedor primário e superaquecedor secundário. A passagem de vapor entre eles se dá no sentido ascendente do primário para o secundário, e a interligação entre os coletores de entrada e saída dos mesmos é feita através de tubulações que saem e entram no corpo da caldeira pelas laterais (Braskem, 2013).

- Pré-Aquecedor de Ar a Vapor: Tem a finalidade de pré-aquecer o ar soprado pelos ventiladores de tiragem forçada da caldeira, utilizando como fluido de aquecimento o V-3,5. Este trocador é necessário para evitar a condensação dos gases no interior do pré-aquecedor de ar regenerativo, proveniente da condensação de enxofre, presentes nos gases de combustão, no momento que este cede calor para o ar de combustão, sendo, portanto resfriado. Há, portanto, um sistema de controle de temperatura, no qual o operador determina o *set-point* da temperatura de saída do ar de combustão deste trocador (Braskem, 2013).

- Pré-Aquecedor de Ar Regenerativo: Utiliza o calor presente nos gases resultantes da reação de combustão após o economizador para aquecer o ar que será utilizado na combustão. É formado por chapas de metal, lisas e corrugadas, de alta eficiência térmica e larga superfície de contato para transferência de calor e estão distribuídas dentro dos compartimentos com aspectos de cestos e colmeias, dispostos radialmente em uma cobertura cilíndrica chamada de rotor. O alojamento que fecha o rotor é composto por um cilindro bipartido com conexão em ambas extremidades e é adequadamente selado contra o rotor, formando a passagem de ar através de uma metade do pré-aquecedor e passagem dos gases através da outra metade. Como o rotor gira lentamente (0,35 rpm), os elementos armazenadores de calor (massas das placas) transferem o calor absorvido na zona quente para a zona de ar entrando (frio) (Braskem, 2013).

A Figura 7 evidencia um desenho ilustrativo do pré-aquecedor de ar regenerativo.

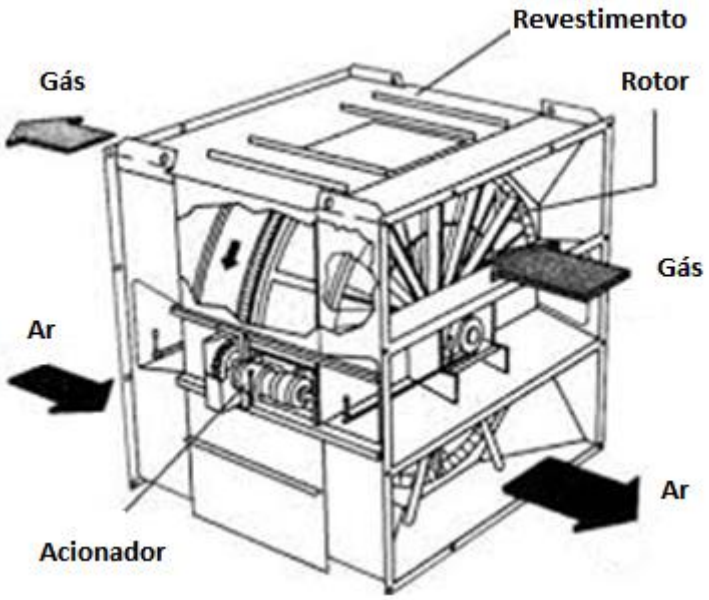

Figura 7 - Desenho representativo do pré-aquecedor de ar regenerativo. Fonte: Adaptado Steamofboiler, 2016.

Desta forma, a transferência de calor dos gases de combustão para o ar ocorre através dos elementos de troca térmica que formam estes equipamentos. Esses elementos estão montados em compartimentos de um rotor que gira no sentido horário, continuamente absorvendo o calor dos gases que passam na sua parte superior, duto de gases, e o transfere ao ar que passa na sua parte inferior, duto de ar.

Monitora-se a temperatura média do lado frio do pré-aquecedor de ar regenerativo (TM), média entre a temperatura de entrada do ar e a temperatura de saída dos gases de combustão, e controla-se a temperatura do ar de combustão na entrada do trocador, de forma a garantir que a respectiva temperatura média fique acima da recomendada pelo fabricante, que varia de acordo com a composição em massa do enxofre no combustível, conforme Figura 8 (Braskem, 2013).

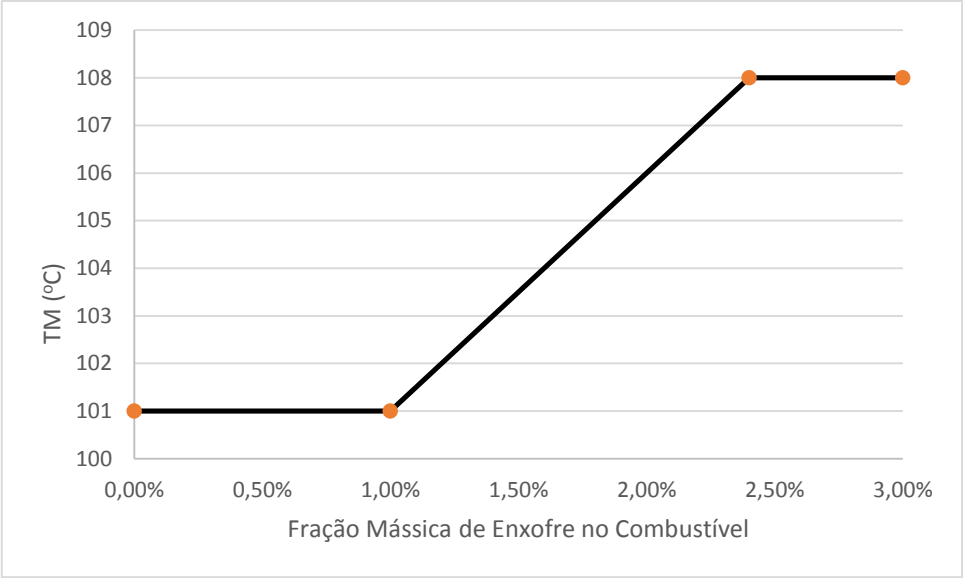

Figura 8 – Gráfico da temperatura de trabalho do lado frio do pré-aquecedor de regenerativo em função do percentual mássico de enxofre no combustível. Fonte: Adaptado Braskem, 2013.

2.3.5 Controle de pressão no coletor de gás residual de processo para as caldeiras

O sistema de GRP da UTE é composto por um coletor geral de GN, no qual se interligam várias correntes gasosas, oriundas das plantas de processo, tais como:

- Gás de pirólise, gás do ciclo de aromáticos e GLP;
- Gás metano, etano e corrente de hidrocarbonetos com até quatro carbonos em suas moléculas.

O controle de pressão do coletor de GRP é realizado através da injeção de GN proveniente da Bahiagás, mantendo a pressão do mesmo no valor configurado pela operação. Quando há uma elevação na geração de vapor nas caldeiras, existe um aumento da potência dos queimadores através da queima de combustíveis. Se esta elevação for no GRP, haverá uma redução na pressão no coletor, induzindo maior injeção de GN.

Diferentemente dos demais processos de geração de vapor em caldeiras, onde se define o combustível a ser queimado baseado no menor preço, para as caldeiras em questão o tipo de combustível queimado é determinado fundamentalmente pelo balanço de combustíveis residuais da UNIB 1 BA, evitando a queima dos mesmos no *flare*. Portanto, o foco principal do trabalho é definir o melhor ajuste operacional do

equipamento para determinada condição de geração de vapor e combustíveis da unidade.

Como o GN geralmente é mais econômico que o OC1A, a tendência é que as variações de geração de vapor ocorram através da elevação do consumo de GN. De forma análoga, ao se elevar o rendimento térmico das caldeiras, a tendência é reduzir o consumo de GN, uma vez que tipicamente as caldeiras já operam com o mínimo consumo de OC1A, determinada pela restrição de queima de gás nas mesmas, reduzindo sua potência através da variação na queima de GRP e, consequentemente, GN.

CAPÍTULO 3 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão da literatura buscou identificar trabalhos de pesquisa que dizem respeito aos fundamentos da combustão, caldeiras multicombustível, rendimento térmico e modelos matemáticos de otimização de caldeiras. Ao longo das pesquisas, foi percebido que a maioria das publicações dizem respeito a modelos matemáticos de otimização de caldeiras que visam a redução do custo operacional através da otimização da queima do combustível de menor custo, ao invés de modelos matemáticos que visem otimização operacional da caldeira de forma a maximizar seu rendimento térmico.

3.1 Reações de Combustão

O processo de combustão envolve a oxidação de determinados componentes oxidáveis que compõe os combustíveis. Quando o combustível composto por hidrocarbonetos é queimado, o carbono e o hidrogênio são oxidados. Desta forma, fazem parte do produto da combustão tanto o dióxido de carbono quanto a água, cujo o estado físico depende da pressão e temperatura dos produtos da combustão, assim como outros produtos intermediários. No final da reação, todos os componentes dos produtos de combustão estão sob a mesma pressão e temperatura, havendo mudança de fase, caso os produtos finais não estejam na mesma temperatura que no início da reação. Devido as elevadas temperaturas de reação, o oxigênio reage com o nitrogênio formando os óxidos de nitrogênio, compostos extremamente poluidores do ar atmosférico. Na prática, para se garantir uma combustão completa é necessário que a quantidade de ar fornecida seja superior a demanda teórica e quando o suprimento de ar é inferior à demanda teórica, a combustão é dita incompleta. Quando a demanda de ar é ligeiramente inferior a demanda teórica, o pouco oxigênio existente reage com o carbono formando o monóxido de carbono. Portanto, grandes restrições de demanda de ar implicam também na presença de hidrocarbonetos não queimados. Além da demanda de ar, outros parâmetros são fundamentais para formação do monóxido de carbono, tais como turbulência e mistura entre ar e combustível ao longo da combustão (Wylen et al., 1997).

Define-se a combustão como uma série de reações químicas exotérmicas entre o combustível e o comburente, normalmente o ar, ocorrendo em elevadas temperaturas e ritmos intensos. Quando o processo químico leva os combustíveis a sua forma mais oxidada, tem-se a combustão completa. Por sua vez quando os produtos de combustão são compostos pelos combustíveis parcialmente oxidados, configura-se, portanto, a combustão incompleta (IPT, 2004).

A reação estequiométrica é aquela cujo oxigênio fornecido ao processo é exatamente o necessário para oxidar o combustível. Como o oxigênio é suprido através do ar atmosférico, que também possui nitrogênio, há uma proporção típica entre esses dois elementos. O ar atmosférico é composto, aproximadamente, por 79% de nitrogênio e 21% de oxigênio em base volumétrica. Assim, para cada 4,76 unidades de volume de ar consumidos na reação de combustão, 3,76 unidades correspondem a nitrogênio e o restante a oxigênio. O nitrogênio não participa da reação, sendo um inerte que acaba por baixar a temperatura da chama e aumentar as perdas associadas aos gases de exaustão (IPT, 2004).

Na maioria dos casos, a combustão ocorre em relação diferente à estequiométrica. Define-se o coeficiente de excesso de ar, λ, como a razão entre a massa de ar utilizado e a massa de ar estequiométrico, conforme Equação 1 (IPT, 2004).

$$\boldsymbol{\lambda} = \frac{\textbf{vazão mássica real de ar de combustão}}{\textbf{vazão mássica teórica de ar de combustão}} \qquad (1)$$

Geralmente a determinação de λ pode ser feita através das medições de combustível e ar de combustão, desde que seja conhecida a vazão de ar estequiométrica, ou através da medição dos teores de oxigênio ou dióxido de carbono nos gases de combustão. Quando é conhecido apenas o teor de oxigênio nos gases de combustão, utiliza-se a Equação 2 para determinação de λ, cujos parâmetros “c”, “h”, “o”, “s” e “n” indicam as frações mássicas dos elementos do combustível em base seca e “$\%O_2$” o excesso de oxigênio proveniente da reação de combustão (IPT, 2004).

$$\boldsymbol{\lambda} = \%\boldsymbol{O_2}\,\frac{\left[\left(\frac{c}{12}+\frac{h}{4}+\frac{(s-o)}{32}\right)-0{,}8\ x\ n-0{,}7\ x\ s-1{,}87\ x\ c\right]-22{,}4\ x\left(\frac{c}{12}+\frac{h}{4}+\frac{s-o}{32}\right)}{\left(\frac{c}{12}+\frac{h}{4}+\frac{(s-o)}{32}\right)x(106{,}62\ x\ \%O_2-22{,}4)} \qquad (2)$$

A combustão incompleta, causada pela insuficiência no suprimento de ar, implicará em desperdício de combustível, que pode ser identificado por diversos indicadores, tais como presença de monóxido de carbono, hidrogênio e metano nos gases de combustão e presença de fuligem, fração de carbono não queimada. Para se determinar a composição dos produtos de combustão e calcular o λ são utilizados os analisadores de gases, que podem ser classificados em contínuos e volumétricos. Uma forma simplificada para o cálculo do λ para combustão completa segue na Equação 3 (Lora; Nascimento, 2004).

$$\boldsymbol{\lambda} = \frac{\mathbf{21}}{\mathbf{21} - \%\boldsymbol{O_2}} \tag{3}$$

3.2 Rendimento Térmico

Em caldeiras aquatubulares o calor de radiação é fornecido pelos combustíveis para os tubos, que contém água, e, em seguida, a transferência de calor é realizada pelo o fluxo dos gases de combustão incidindo sobre os tubos, fornecendo também uma transferência de calor por convecção. Os tubos da seção de radiação cobrem totalmente as paredes laterais e o chão da fornalha, formando a parede d'água. A elevada temperatura dos gases de combustão é usada para superaquecer o vapor saturado, proveniente do tubulão, na região dos superaquecedores. A água de alimentação deve ser levada ao ponto de saturação antes de ser enviada ao tubulão, portanto, um montante considerável de calor é absorvido no economizador, assim como o ar de combustão, que é pré-aquecido com os gases de combustão, antes de serem enviados à chaminé (Kern, 1950).

Existe uma grande diferença na emissividade de vários gases na mesma temperatura. Os gases diatômicos possuem fraca emissividade, devendo ser considerados zero no projeto de uma fornalha. Entretanto, as moléculas de água, dióxido de carbono e dióxido de enxofre possuem boa emissividade, com exceção do monóxido de carbono, sendo os mais representativos para o cálculo do calor de radiação. A radiação total de uma massa de gás, portanto, irá depender da quantidade de moléculas radiantes e temperatura. Desta forma, a presença em quantidades elevadas de moléculas de gases diatômicos irá reduzir a pressão parcial das moléculas

com maior emissividade, reduzindo a emissividade global da mistura e impactando o rendimento térmico da caldeira. Assim, para o projeto de uma fornalha, normalmente considera-se apenas a água e o dióxido de carbono nos gases de combustão, devido a relevância (Kern, 1950).

O excesso de ar é o parâmetro que determina a eficiência da combustão por controlar o volume, a temperatura e a entalpia dos produtos de combustão. Um elevado excesso de ar reduz a eficiência térmica e diminui o comprimento da chama. Por outro lado, o baixo excesso de ar acarreta na formação de monóxido de carbono, fuligem e fumaça, que, além de possibilitar o depósito de combustíveis não queimados, dificultando a transferência de calor, representa um risco a explosão (Pinheiro; Valle, 1995).

A dificuldade do controle do excesso de ar de combustão decorre de o mesmo afetar de forma inversamente proporcional os níveis de emissões e a eficiência da combustão, sendo que a faixa ótima de controle de ar é aquela que permite simultaneamente baixos percentuais de NO_X e monóxido de carbono nos gases de combustão. Em linhas gerais, a eficiência da combustão é mais dependente dos ajustes operacionais da caldeira em relação ao projeto dos queimadores e auxiliares. A vazão de ar em caldeiras geralmente é ajustada em função da vazão de combustível ou vapor produzido, utilizando o *damper* como elemento primário do controle do fluxo de ar. Quando a demanda de vapor varia ou há alterações na matriz de combustível, modifica-se também a relação entre ar e combustível ótima. Além disso, outras variáveis como viscosidade, temperatura dos combustíveis e temperatura do ar exigem ajustes frequentes da malha de controle, dificultando a sua ação. A consequência é que, na prática, grande parte das caldeiras industriais trabalham com elevado excesso de ar, atendendo, mesmo que de forma não eficiente, a diversas faixas operacionais (Pinheiro; Valle, 1995).

As perdas nas caldeiras estão associadas às parcelas de calor do combustível não aproveitadas na produção de vapor, podendo ser ocasionais ou normais. As perdas ocasionais são provenientes de deficiências do projeto, equipamento ou da operação inadequada, devendo ser atenuadas ou eliminadas. Essas perdas geralmente estão localizadas na fornalha. Por sua vez, as perdas normais são aquelas típicas à da operação do equipamento. Dentre as perdas de calor na fornalha

destacam-se aquelas proveniente das cinzas, pela combustão incompleta, e pelos gases, monóxido de carbono e hidrogênio, perdidos na chaminé, pelo calor irradiado pelas paredes da caldeira, pela perda de calor sensível nos gases de combustão desprendidos na chaminé e por procedimentos de parada e partida e variações de carga do gerador de vapor. Há também as perdas correspondentes ao calor dissipado pelas paredes da caldeira, variando de acordo com o material de revestimento, infiltração de ar falso e rachaduras no refratário. As perdas de calor mais significativas são aquelas relativas ao calor sensível. Desta forma, no projeto de caldeiras industriais busca-se utilizar equipamentos como economizadores e pré-aquecedores de ar com o objetivo de reduzir a temperatura de saída dos gases de combustão. No entanto, não é conveniente a redução destas temperaturas a valores muito baixos, que variam de acordo com o percentual de enxofre nos combustíveis, evitando atingir o seu ponto de orvalho, assim como o dióxido de carbono. Tipicamente, a perda total de calor de caldeiras de centrais termoelétricas é da ordem de 10%, variando de acordo com sua concepção de construção. (Pera, 1973)

Para caldeiras que queimam vários tipos de combustíveis simultaneamente, não há como calcular a relação ar/combustível, excesso de ar, excesso de calor e eficiência para cada combustível. No entanto, apenas através da medição de temperatura e analise de oxigênio dos gases de combustão é possível definir o rendimento térmico do gerador de vapor. (Merle; Likins Jr, 1984)

As perdas associadas a radiação e convecção são geralmente estimadas por gráficos pela *American Boiler Manufacturers' Associaton (ABMA)*. Geralmente são parâmetros intimamente ligados ao projeto do equipamento, não sendo tão sensível a ajustes operacionais, mas variam com a carga da caldeira, conforme Figura 9. (ASME, 1985)

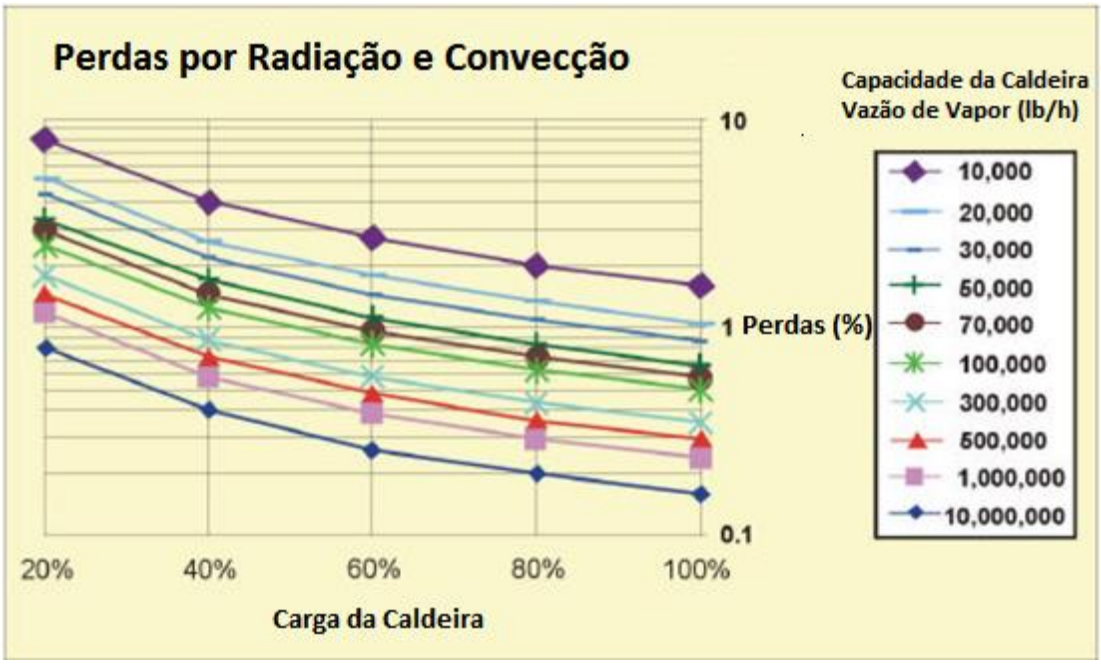

Figura 9 - Perdas por radiação e convecção em caldeiras. Fonte: Adaptado ASME, 1985.

A vazão de combustível é uma das variáveis mais importantes em processos de combustão. O controle de injeção de combustível geralmente é realizado por válvula de controle, que deve ser cuidadosamente projetada, permitindo uma ação rápida do controle, sem impor excessiva perda de carga para os queimadores. Quando esta válvula é mal projetada, há a necessidade de a equipe de operação utilizar alinhamentos que desviam este controle, diminuindo a perda de carga e reduzindo a efetividade do controle de vazão de combustível da caldeira (Baukal, 2001).

Tipicamente, o queimador é um dispositivo mecânico cuja função é misturar o combustível e o ar de combustão, iniciar a combustão, dar a forma à chama e liberar o montante de calor requerido pelo processo. De forma geral, há dois tipos básicos de queimadores de gás: queimador pré-misturado e queimador por difusão. Nas gerações mais antigas de caldeiras, os queimadores eram compostos por vários componentes, como difusores, registros de ar, anel garganta e sistema de suprimento de combustível. Estes tipos de queimadores operam através dos ajustes precisos de rotação de chama, realizados nos registros de ar (Baukal, 2001).

O processo de combustão varia de acordo com as características aerodinâmicas e químicas das correntes que alimentam a fornalha, através dos queimadores. Numa condição ideal para caldeiras de múltiplos queimadores, há um

damper que ajusta a vazão de ar geral, buscando o *set point*, definido pela malha de controle e medido por analisadores de oxigênio. Os registros secundários são utilizados para, além de dar o formato à chama, equilibrar a distribuição de ar igualmente para cada queimador em operação, buscando uma faixa de desvio de 10 a 15 % entre eles, e, consequentemente, uma boa distribuição térmica para a fornalha, através de uma semelhante liberação de calor entre os queimadores. Na prática, no entanto, a distribuição de ar para cada queimador, que é alimentado por uma mesma caixa de ar, não é boa e a vazão mássica de ar varia em torno de 30 % entre os queimadores, havendo, portanto, ajustes específicos para cada, devido às condições de contorno e características de chama específicas por queimador. A igual distribuição de ar é dificultada porque requer medições precisas por queimador e meios para corrigir o fluxo de ar sem causar distúrbios na aerodinâmica do fluxo e, consequentemente, na característica da chama. Desta forma, o aspecto visual da chama é fundamental para identificação de anormalidades no ajuste das variáveis observadas (Baukal, 2001).

Um bom controle de ar para combustão das caldeiras é fundamental para maximização do rendimento térmico, principalmente com a evolução da sofisticação dos projetos em geradores de vapor que operam com vários queimadores simultaneamente e com queima de diversos combustíveis. A medição de vazão do ar poder ser realizada no lado do gás ou no lado do ar de combustão, sendo esta última a forma de mais adequada para caldeiras com maior complexidade operacional, que requerem um ajuste mais fino do excesso de ar. (Bega, 2003)

O poder calorifico do combustível é definido como a quantidade de calor que é transferido de um calorímetro, onde é realizada a combustão nas condições padrões. Se, ao levar os produtos de combustão às condições padrão, a água formada estiver na fase líquida, a quantidade de calor transferida é definida pelo poder calorífico superior, PC_S. Por sua vez, se a água resultante estiver na fase vapor, a quantidade de calor retirada do calorímetro é definida pelo poder calorífico inferior, PC_I. A terminologia “poder calorífico” se consolidou no meio técnico, mas termodinamicamente equivale a entalpia padrão de reação. (IPT, 2004)

Há poucos trabalhos na literatura que abordam a influência do rendimento térmico da caldeira levando em conta todos os parâmetros operacionais, por exemplo

o impacto do PC_I dos combustíveis, a temperatura da água de alimentação e os demais parâmetros da combustão. Em muitos casos, o processo é tão complexo que a construção de modelos analíticos é de extrema dificuldade. Desta forma, faz-se necessário a utilização de modelos empíricos que têm boa aderência em relação ao processo. Os modelos empíricos mais utilizados, portanto, são as regressões e as redes neurais. Existem muitas variáveis de entrada e saída para realização do cálculo de eficiência e tentar avaliar todos é um trabalho demasiado. Para caldeiras que queimam óleo combustível e gás natural, muitas das perdas são desprezíveis e outras não aplicáveis. Desta forma, há três perdas principais a serem consideradas: perda pelos gases de combustão, perda proveniente da reação de combustão do hidrogênio e perdas na convecção e radiação. A perda pelos gases de combustão ocorre através da perda de calor sensível dos produtos secos de combustão: CO_2, O_2, N_2, CO e SO_2. Por sua vez, os produtos de combustão em base úmida, principalmente ocasionados pela combustão do hidrogênio, ocasionam perda tanto de calor sensível quanto de calor latente. Na Equação 4 é apresentada a fórmula que contempla a perda pelos gases de combustão, LG (Rusinowski; Szapajko; Stanek; 2008).

$$\boldsymbol{LG} = \frac{\boldsymbol{DG\ x\ CP\ x\ (FGT - CAT)}}{\boldsymbol{PCs}} \qquad (4)$$

DG representa a razão entre a massa dos gases de combustão e a massa de combustíveis, Cp é o calor específico dos gases de combustão, FGT é a temperatura dos gases de combustão, CAT é a temperatura do ar de combustão e PC_S é o poder calorífico superior do combustível. Por sua vez, o hidrogênio presente no combustível deixa a caldeira sob a forma de vapor de água, representando uma perda de energia, sendo que grande parte desta energia corresponde à entalpia de vaporização, ou perda de calor latente. Trata-se de uma perda significativa, tipicamente 11% para o gás natural e 7% para o óleo combustível (Rusinowski; Szapajko; Stanek; 2008).

A especificação do combustível tem um efeito significativo na eficiência de uma caldeira. Para combustíveis gasosos com elevado teor de hidrogênio, por exemplo, uma quantidade maior de vapor é produzida pela reação de combustão. Como resultado, este vapor absorve uma quantidade maior de energia, reduzindo o

rendimento térmico do equipamento. Outros parâmetros importantes são o poder calorífico dos combustíveis, a relação entre o carbono e hidrogênio presente na molécula e se a água produzida na combustão é perdida como vapor ou se é condensada e o calor latente é recuperado. Desta forma, geralmente os combustíveis possuem caracterizações relativas ao PC_S e ao PC_I. Para PC_S, é assumido que todo calor disponível do combustível pode ser recuperado, incluindo o calor latente. Na prática isso não ocorre para a maioria dos equipamentos (Bhatia, 2012).

3.3 Modelos Matemáticos de Otimização

Define-se modelagem matemática como a arte de transformar um problema real em um matemático, resolvê-lo de forma a permitir o equacionamento de problemas reais. Trata-se de um conceito antigo, que surgiu durante o Renascimento para construção dos conceitos iniciais da física. Atualmente, a modelagem matemática vem sendo usada nos diversos ramos da ciência, tais como economia, biologia, geografia, engenharia etc. O processo de modelagem segue as etapas de interação, matematização e definição do modelo matemático. A interação é a fase preliminar de estudo da realidade a ser analisada. A matematização compreende em traduzir a realidade a ser analisada para a linguagem matemática. Finalmente, a definição do modelo matemático ocorre através da análise de resposta que o modelo oferece em relação à situação que o originou, verificando se as respostas do modelo são adequadas (Ramos, 2010).

A situação a ser analisada define o modelo matemático a ser utilizado. Em linhas gerais, os modelos matemáticos podem ser lineares, não lineares, estáticos ou dinâmicos, educacionais e determinísticos. Os modelos lineares e não lineares são assim definidos devido às características das equações que o compõe. Os modelos estáticos são aqueles que determinam a forma de um objeto, enquanto que os dinâmicos simulam as variações de estágio de um fenômeno, tal como a determinação do crescimento populacional. Os modelos educacionais geralmente não traduzem fielmente a realidade em estudo, sendo baseados em um número pequeno ou simples de suposição e servindo como piloto para formulação de problemas de maior complexidade. Por último, os modelos determinísticos são formados por uma série de

equações e inequações matemáticas que permitem a predição do comportamento de um fenômeno num momento desejado através da inserção dos dados iniciais no modelo. Há, também, outros modelos matemáticos, como os estatísticos, de regressão linear, múltipla e exponencial (Ramos, 2010).

O método do gradiente reduzido generalizado (GRG) combina as ideias do método do gradiente reduzido e as estratégias de métodos de linearização das restrições não lineares. É um dos mais eficazes no tratamento do caso mais geral de programação não linear cuja função-objetivo, bem como as restrições, são não lineares. O método GRG pode ser, então, especializado para a resolução de problemas de controle ótimo não lineares (Facó; Oliveira, 2003).

O gerenciamento empírico das operações de caldeira, dá margem para decisões que elevam os custos de produção. Ferramentas operacionais para processos envolvendo caldeiras industriais são relativamente recentes, estando associados a utilização de redes neurais, lógica Fuzzy e equações não lineares, para definir modelos matemático de predição de variáveis chaves operacionais, permitindo a otimização dos geradores de vapor. A utilização de técnicas de programação linear e não linear ainda é uma abordagem recente envolvendo caldeiras industriais, geração e fornecimento de energia, uso de fontes alternativas, políticas energéticas, entre outras aplicações. Em 1999 foram criados modelos matemáticos de programação linear mista e não linear para suportar o planejamento de distribuição de gás nos Estados Unidos. Em 2000 foi definido um modelo para tomadas de decisões relativas ao fornecimento e consumo energético em comunidade alemã e elaborado um modelo matemático para o suprimento energético em prédios na Suécia. Finalmente em 2006 foi criado um modelo linear para otimizar a geração de vapor industrial, considerando todo o ciclo de vida do equipamento (Rocco; Morabito, 2012).

O método do gradiente reduzido generalizado, GRG, combina as ideias do método do gradiente reduzido e as estratégias de métodos de linearização das restrições não lineares. É um dos mais eficazes no tratamento do caso mais geral de programação não linear cuja função-objetivo, bem como as restrições, são não lineares. O método GRG pode ser, então, especializado para a resolução de problemas de controle ótimo não lineares (Facó; Oliveira, 2003).

O Microsoft Excel Solver é uma ferramenta utilizada exclusivamente para a realização de técnicas de otimização, visando obter os valores ótimos desejados de variáveis em um determinado problema. Portanto, o Solver é um suplemento do Microsoft Excel 2010, programa fortemente disseminado pelo mundo. O método de solução de GRG não linear, tal como o nome sugere, é utilizado em estudo de otimização de problemas não-lineares. O método de solução GRG não linear normalmente é capaz de achar uma solução ótima local, mas não é tão eficiente quando o problema demanda uma solução de otimização global. Na prática, isso significa que a depender do chute inicial a solução ótima do modelo pode variar, tornando a metodologia bastante sensível às considerações iniciais para a solução. Além do GRG não linear, o Microsoft Excel Solver possui outro método de solução de problemas não lineares que é o Evolutinary, ES. Este último não utiliza nenhuma estimativa inicial para solução do problema, mas testa todos os números para gerar a solução ótima, o que o torna muito complexo e demorado, inviabilizando a sua utilização. Desta forma, a melhor forma de utilização do Microsoft Excel Solver para solução de problemas não lineares complexos é a aplicação dos métodos ES e GRG não linear conjuntamente. Primeiro inicia-se a utilização do Solver com o método ES, que conduz o Solver a uma gama de valores possíveis de parâmetros para o modelo. Assim, o ES pode ser interrompido, logo que se observar uma tendência a convergência dos valores das variáveis manipuladas, e, a partir deste ponto, reinicia-se o Solver com a aplicação do método GRG não linear. Segue na figura 10 o algoritmo de resolução de problemas não lineares complexos com a utilização do Microsoft Excel Solver (Hirpukar; Ghare, 2014).

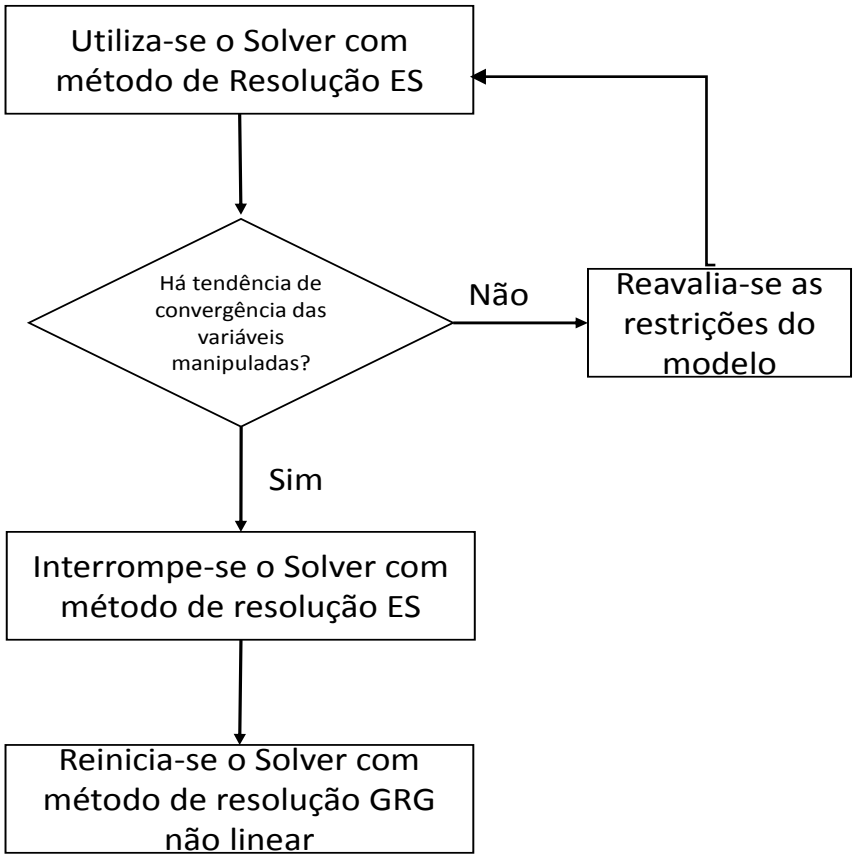

Figura 10 - Algoritmo de resolução de problemas não lineares complexos com a utilização do Microsoft Excel Solver. Elaborado pelo autor.

CAPÍTULO 4 – METODOLOGIA

Foi utilizado no trabalho o cálculo de eficiência de caldeira ou rendimento térmico através do método indireto, com base na ASME e DIN, utilizando como base o PC_I dos combustíveis. A eficiência da caldeira será usada como função objetivo para definição do melhor ajuste operacional do equipamento, em variados perfis de geração de vapor e matriz de combustíveis.

É importante salientar, conforme descrito anteriormente, que a demanda de vapor a ser gerada pelas caldeiras é definida pelo perfil operacional da UNIB 1 BA e demais empresas do Polo Petroquímico de Camaçari. De forma semelhante, o combustível a ser queimado nas caldeiras é definido pelo balanço interno de combustíveis residuais da UNIB 1 BA, sendo tipicamente utilizado o GN como combustível complementar, que será otimizado através do melhor ajuste operacional da caldeira alvo do estudo.

Toda a modelagem matemática realizada foi feita no software Excel, versão 2013, utilizando o suplemento solver com o método de solução Gradiente Reduzido Generalizado Não Linear, ideal para cálculos iterativos suaves e não lineares, combinado com o Evolutionary, com intuito de melhorar a estimativa inicial e definir com assertividade uma solução global do modelo.

4.1 Caracterização dos Combustíveis

Seguem as Tabelas 5, 6 e 7 com as características dos combustíveis queimados na UTE, RAP, GN e GRP, respectivamente.

Tabela 5 – Caracterização do RAP. Fonte: Braskem, 2014.

Combustível	Componente	Fração Volumétrica (%)	Fração Molar (%)	PC_i (kcal/kg)
RAP	H	48,73	7,32	9.530
	C	51,08	92,05	
	O	0,00	0,00	
	N	0,10	0,21	
	S	0,09	0,42	

Tabela 6 – Caracterização do GN. Fonte. Braskem 2014.

Combustível	Componente	Fração Volumétrica (%)	Fração Molar (%)	PC_I (kcal/kg)
GN	Nitrogênio	5,84	9,10	11.523
	Propano	0,73	1,79	
	Etano	3,73	6,23	
	Gás Carbônico	0,34	0,83	
	Butano	0,76	3,13	
	Metano	88,60	78,92	

Tabela 7 – Caracterização do GRP. Fonte: Braskem, 2014.

Combustível	Componente	Fração Volumétrica (%)	Fração Molar (%)	PC_I (kcal/kg)
GRP	Metano	78,69	68,58	10.834
	Etano	2,89	4,73	
	Propano	0,19	0,46	
	Propeno (Propileno)	1,45	3,31	
	Acetileno	0,77	1,09	
	Iso-butano	0,39	1,22	
	Iso-pentano	3,86	15,13	
	Gás Carbônico	0,58	1,39	
	Hidrogênio	9,45	1,03	
	Nitrogênio	1,45	2,21	
	Buteno	0,10	0,29	
	1,2-Butadieno	0,19	0,57	

Com relação à corrente C10+ e OC1A, não foram considerados neste trabalho, o primeiro devido a queima acontecer de forma esporádica e o segundo por ser utilizado em cenários contingenciais, uma vez que é mais caro em relação ao GN.

Portanto, no trabalho foi considerado que a caldeira queima apenas dois tipos de combustíveis, líquido e gasoso, sendo o primeiro correspondente ao RAP e o segundo ao GRP. No entanto, a variação de consumo marginal de combustível na caldeira, associada ao aumento de eficiência da mesma, ocorre através da queima do GN.

4.2 Combustível Equivalente

O coeficiente y foi utilizado para identificar o combustível, conforme Tabela 8, o coeficiente i foi usado para se referir ao elemento químico que compõe cada combustível, de acordo com a Tabela 9.

Tabela 8 - Identificação do coeficiente y

Combustível	y
Líquido	1
Gasoso	2

Tabela 9 – Identificação do coeficiente i

Componentes	i
H	1
C	2
O	3
N	4
S	5

Definiu-se combustível equivalente a corrente resultante da mistura dos combustíveis que é queimada na caldeira, calculando-se, então, as propriedades da mistura a partir das propriedades individuais de cada combustível. Foi assumido como premissa que a caldeira em questão consome apenas os combustíveis RAP e GRP, sendo que o GN já está contemplado neste último combustível, pois não varia de forma significativa suas propriedades. Seguem as Tabelas 10 e 11 com a caracterização dos combustíveis em questão, destacando sua composição elementar, massa molecular (MM_i), fração volumétrica ($fv_{y,i}$) e fração mássica ($fm_{y,i}$) por componente.

Tabela 10 – Caracterização do combustível líquido queimado na caldeira. Fonte: Adaptado Braskem, 2014.

Combustível Líquido	Componente	MM_i (kg/kmol)	$1/MM_i$ (kmol/kg)	$fv_{1,i}$ (%)	$fm_{1,i}$ (%)	PCI_1 (kcal/kg)
RAP	H	1	1,00	48,73	7,32	9.530
	C	12	0,08	51,08	92,05	
	O	16	0,06	0,00	0,00	
	N	14	0,07	0,10	0,21	
	S	32	0,03	0,09	0,42	

Tabela 11 – Caracterização do combustível gasoso queimado na caldeira. Fonte: Adaptado Braskem, 2014.

Combustível Gasoso	Componente	MM_i (kg/kmol)	$1/MM_i$ (kmol/kg)	$fv_{2,i}$ (%)	$fm_{2,i}$ (%)	PCI_2 (kcal/kg)
Gás Combustível	H	1	1,00	77,92	22,60	10.834
	C	12	0,08	21,32	74,19	
	O	16	0,06	0,22	1,01	
	N	14	0,07	0,54	2,21	
	S	32	0,03	0,00	0,00	

A partir da medição de vazão mássica dos combustíveis, definiu-se o fator F como a fração de combustível gasoso na matriz de combustível da caldeira, conforme Equação 6.

$$\boldsymbol{F} = \boldsymbol{Q_{gás}} \Big/ (\boldsymbol{Q_{liq}} + \boldsymbol{Q_{gás}}) \tag{6}$$

Em seguida, calculou-se a fração mássica de cada componente do combustível equivalente, na Equação 7.

$$\boldsymbol{fm_{eq,i}} = \boldsymbol{F} \times \boldsymbol{fm_{2,i}} + (\boldsymbol{1} - \boldsymbol{F}) \times \boldsymbol{fm_{1,i}} \tag{7}$$

Diante das frações mássicas de cada componente do combustível equivalente, definiu-se as respectivas frações volumétricas na Equação 8.

$$\boldsymbol{fv_{eq,i}} = \frac{\boldsymbol{fm_{eq,i}} \big/ \boldsymbol{MM_i}}{\Sigma\left(\boldsymbol{fm_{eq,i}} \big/ \boldsymbol{MM_i}\right)} \tag{8}$$

Calculou-se, também, o poder calorífico inferior do combustível equivalente, conforme Equação 9.

$$PCI_{eq} = F \times PCI_2 + (1 - F) \times PCI_1 \tag{9}$$

Por último, baseando-se na fração volumétrica dos diferentes componentes do combustível equivalente, definiu-se a fórmula molecular do mesmo, conforme Equações 10, 11 e 12. Foram desprezados o enxofre, o oxigênio e o nitrogênio, já que suas concentrações no combustível equivalente são desprezíveis, tendo pouco impacto na reação de combustão sob o ponto de vista do rendimento térmico.

$$X' = fv_2x100 \quad (10)$$

$$Y' = fv_1x100 \quad (11)$$

$$C_{X'}H_{Y'} \quad (12)$$

4.3 Reação de Combustão

A Equação 13 (IPT,2004) evidencia a reação de combustão padrão do combustível equivalente. Assumiu-se como premissa que a combustão ocorre com excesso de ar, uma vez que em condições normais de operação, o controle da caldeira garante esta condição para a reação. A determinação da fração molar dos componentes dióxido de carbono, água e nitrogênio no gás de combustão foi realizada através dos parâmetros b, d e a, conforme Equações 14,15 e 16. O cálculo da fração molar do oxigênio foi realizado a partir de $\%O_2$ e balanço molar da equação, apresentado na Equação 16. É importante salientar que a determinação dos parâmetros “a” e “f” foi realizada através de cálculo iterativo, uma vez que ambos parâmetros são interdependentes entre si.

$$C_xH_y + a(O_2 + 3,76N_2) \rightarrow bCO_2 + dH_2O + fO_2 + 3,76aN_2 \quad (13)$$

$$b = x \quad (14)$$

$$d = \frac{y}{2} \quad (15)$$

$$a = x + \frac{y}{4} + f \quad (16)$$

$$f = \left(\frac{b+3,76a}{1-\%O_2}\right) \ \%O_2 \quad (17)$$

Diante do $\%O_2$ foi calculado o coeficiente de ar da caldeira, conforme Equação 3. Foi escolhida esta metodologia de cálculo de λ devido às incertezas associadas a composição dos combustíveis, principalmente do GRP, que pode variar de acordo com a configuração operacional das UO 1, UO 2, UA 1 e UA 2. A Equação 3 utilizada depende apenas da composição do oxigênio, em base seca, do gás combustível a montante do pré-aquecedor de ar regenerativo.

$$\lambda = \frac{21}{21-\%O_2} \quad (3)$$

4.4 Vazão de Combustíveis

Para determinação da vazão mássica dos combustíveis queimados na caldeira, foram consideradas as curvas de projeto do equipamento, conforme Figuras 11 e 12. A partir dos dados de projeto da caldeira, foi realizada regressão dos mesmos e geradas equações que correlacionam a geração de vapor da caldeira (Q_V) e a vazão de combustível líquido (Q_{liq}) e gasoso ($Q_{gás}$).

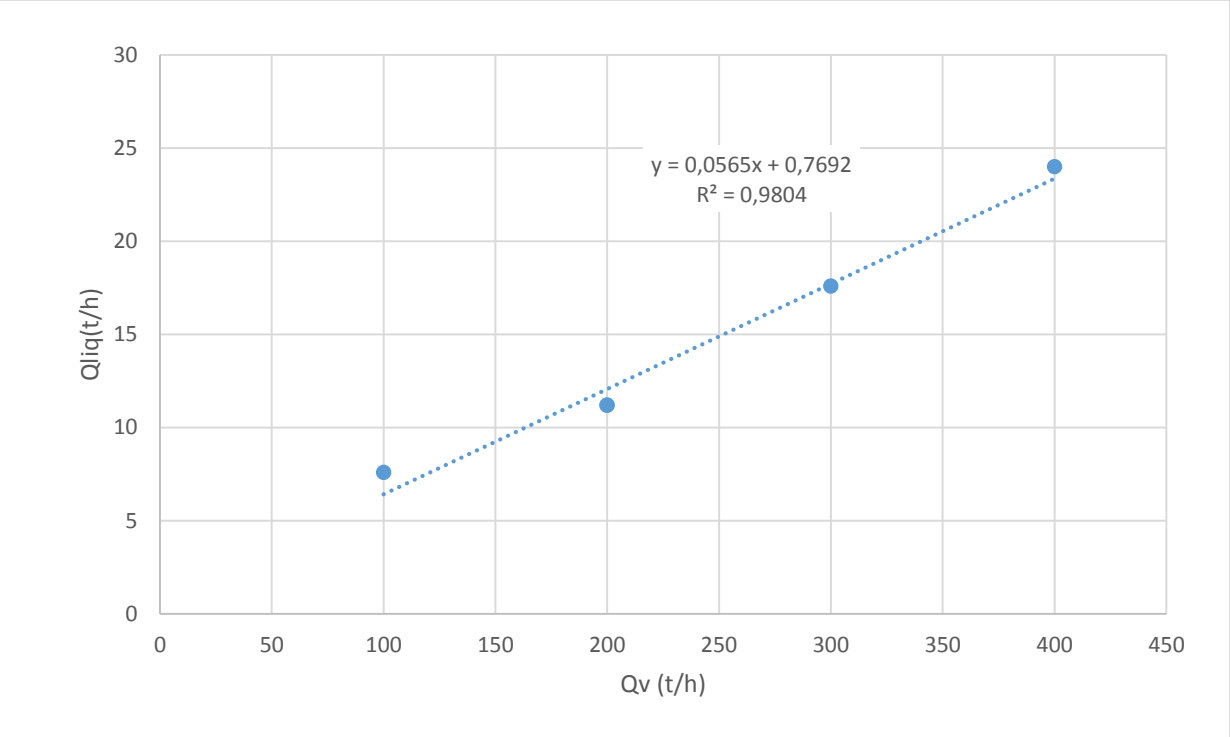

Figura 11 – Gráfico que relaciona Q_V e Q_{liq} na caldeira. Fonte: Livro de projeto da IHI, 1974.

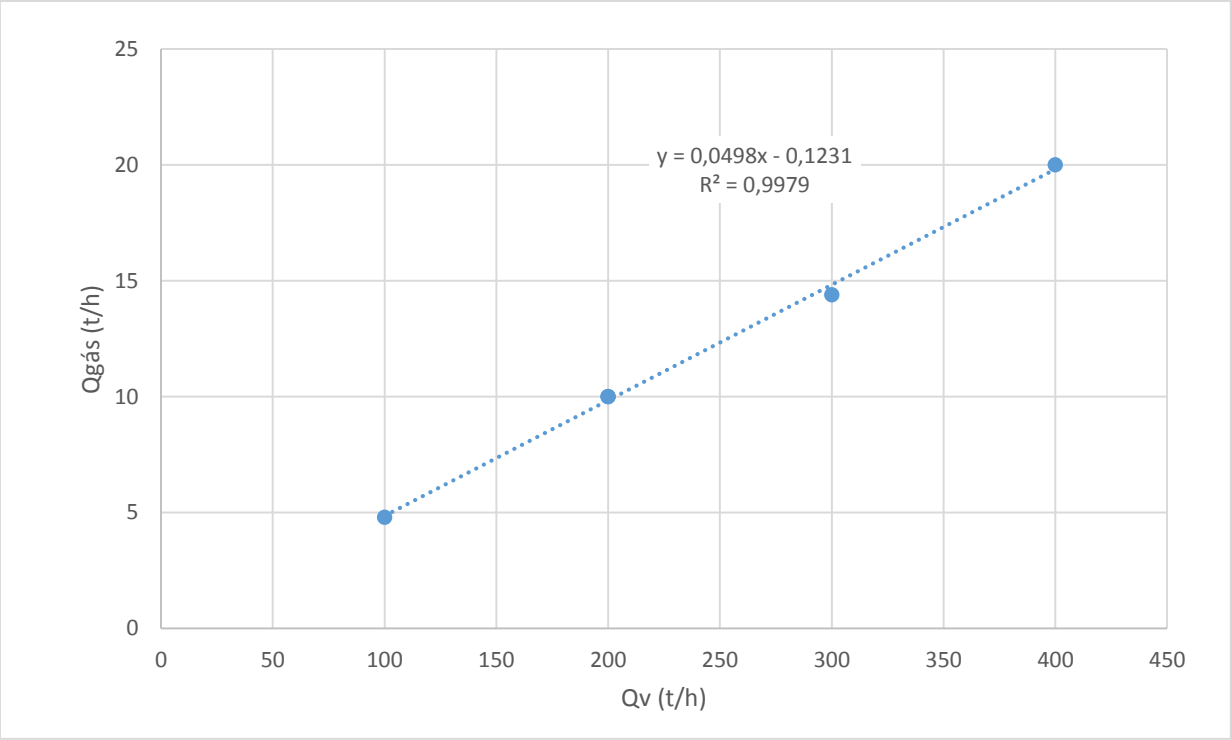

Figura 12 – Gráfico que relaciona Q_V e $Q_{gás}$ na caldeira. Fonte: Livro de projeto da IH, 1974.

Como o PC_I do RAP atualmente queimado na caldeira difere do considerado no combustível líquido do projeto, 9.636kcal/kg, foi necessário realizar uma correção energética na fórmula resultante da regressão presente no gráfico da Figura 11, conforme Equação 18.

$$\boldsymbol{Q_{liq} = (1 - F)(0,0565 \times Q_v - 0,7692)\frac{9.636}{PCI_1}} \tag{18}$$

De forma análoga em relação ao RAP, foi aplicada correção semelhante na fórmula resultante da regressão encontrada no gráfico da Figura 12 para determinação da vazão de GRP a ser queimada em função de Q_V, conforme Equação 19.

$$\boldsymbol{Q_{gás} = F(0,0498 \times Q_v - 0,1231)\frac{11.834}{PCI_2}} \tag{19}$$

4.5 Balanço de Massa e Energia dos Pré-Aquecedores de Ar Regenerativo

4.5.1 Vazão de Ar de Combustão

Uma vez definidas as vazões de combustível e a fórmula molecular do combustível equivalente, pôde-se calcular a vazão de ar de combustão para caixa de ar da caldeira, conforme Equação 20.

$$\boldsymbol{Q_{ar,s}} = \frac{(\boldsymbol{Q_{RAP}}+\boldsymbol{Q_{gás}})}{(\boldsymbol{12x+y})} \times \frac{\boldsymbol{32a}}{\boldsymbol{0{,}23}} \times \boldsymbol{\lambda} \tag{20}$$

Os dados de projeto do pré-aquecedor de ar regenerativo contemplam uma perda de ar devido a ineficiência em sua selagem. Para a modelagem em questão foi considerada uma perda de 10%. Assim, calculou-se a vazão de ar de combustão na entrada do pré-aquecedor regenerativo, conforme Equação 21.

$$\boldsymbol{Q_{ar,e}} = \frac{\boldsymbol{Q_{ar,s}}}{(\boldsymbol{1-0{,}10})} \tag{21}$$

4.5.2 Vazão de Gases de Combustão

Uma vez definidas as vazões de combustíveis e a vazão de ar de combustão, através do balanço de massa presente na Equação 22 calculou-se a vazão dos gases de combustão, saindo do economizador e escoando em direção à entrada dos pré-aquecedores de ar regenerativo, sendo, portanto, o fluido quente destes trocadores.

$$\boldsymbol{Q_{gc,e}} = \boldsymbol{Q_{ar,s}} + \boldsymbol{Q_{liq}} + \boldsymbol{Q_{gás}} \tag{22}$$

A vazão dos gases de combustão que saem dos pré-aquecedores de ar regenerativo é a soma da vazão dos respectivos gases que entram nos trocadores e

a infiltração de ar de combustão, já que é um equipamento rotativo e, por projeto, não estanque com perda de ar por selagem em 10% de $Q_{ar,e}$, como segue na Equação 22.

$$\boldsymbol{Q_{gc,s} = 0,10 \times Q_{ar,e} + Q_{gc,e}} \tag{22}$$

4.5.3 Temperatura do Ar de Combustão na Entrada do Pré-Aquecedor de Ar Regenerativo

A temperatura do ar de combustão, $T_{ar,e}$, na entrada dos pré-aquecedores de ar regenerativo é fruto dos ajustes operacionais realizados nos pré-aquecedores de ar a vapor, conforme descrito anteriormente, cujo principal objetivo é proteger contra corrosão os pré-aquecedores de ar regenerativo. No entanto, esta temperatura também influencia no rendimento da caldeira, já que os pré-aquecedores de ar regenerativo elevam a temperatura do ar de combustão para caixa de ar e, consequentemente, os queimadores, reduzindo a demanda de combustível para a mesma Q_V, desde que isso não resulte na elevação da temperatura dos gases de combustão para chaminé.

4.5.4 Temperatura dos Gás de Combustão na Entrada do Pré-Aquecedor de Ar Regenerativo

A temperatura do gás de combustão na entrada dos pré-aquecedores de ar regenerativo,$T_{gc,}$ varia de acordo com o tipo de combustível consumido na caldeira e $Q_{gc,e}$. Como a caldeira pode queimar simultaneamente combustível líquido e gasoso, foram utilizadas as curvas de projeto para definição de $T_{gc,e}$, relativas a cada combustível, conforme Figuras 13 e 14.

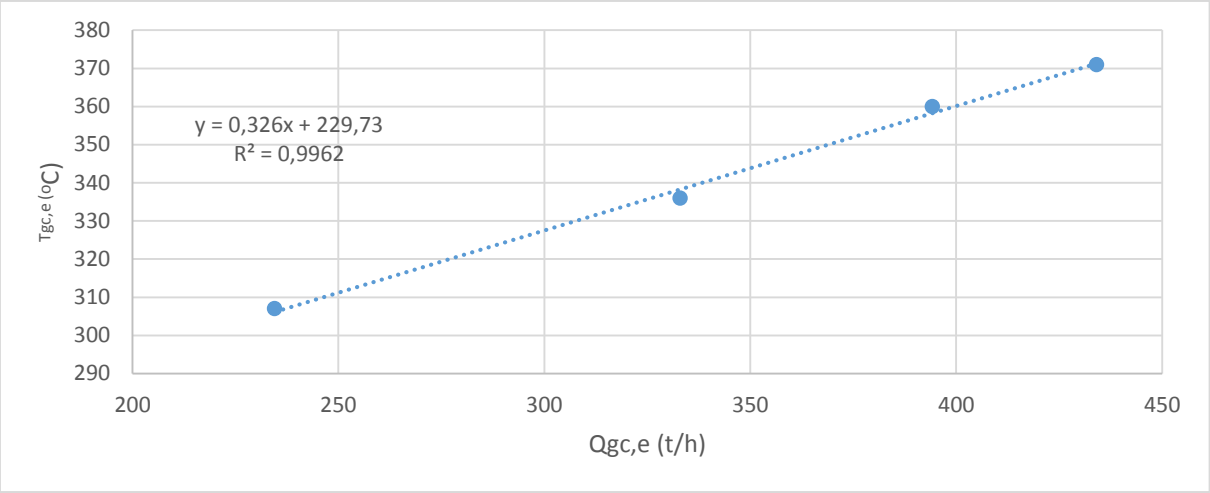

Figura 13 – Gráfico que relaciona $T_{gc,e}$ e $Q_{gc,e}$ com a caldeira queimando combustível líquido de projeto. Fonte: Adaptado do livro de projeto da IHI, 1974.

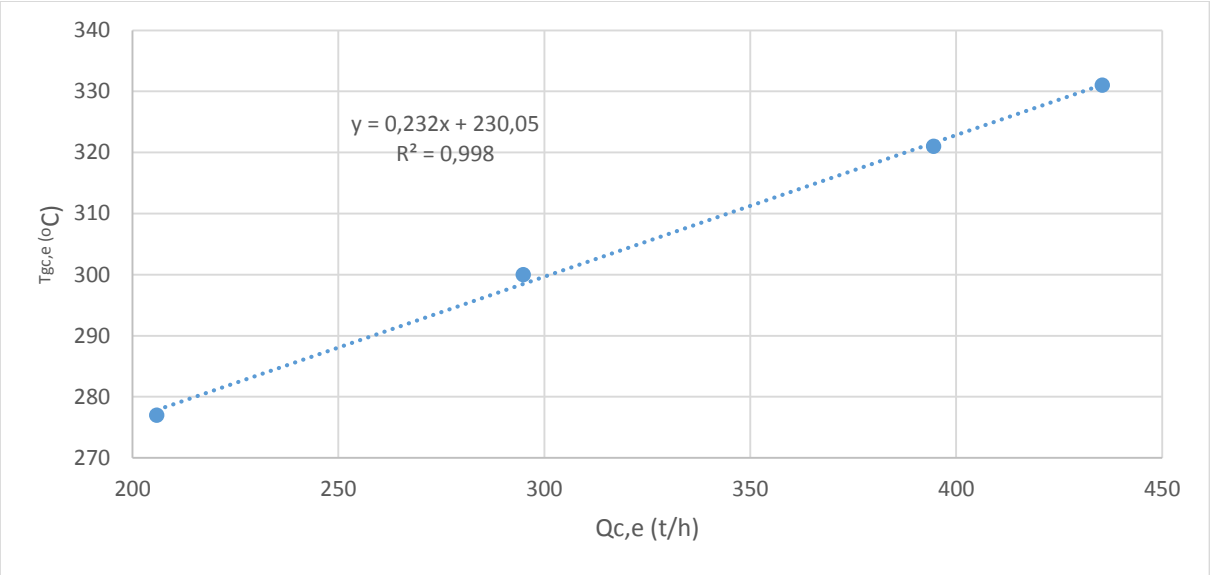

Figura 14 – Gráfico que relaciona $T_{gc,e}$ e $Q_{gc,e}$ com a caldeira queimando combustível gasoso de projeto. Fonte: Adaptado do livro de projeto da IHI, 1974

Diante das regressões realizadas e presentes nas Figuras 13 e 14, pôde-se definir as Equações 24 e 25, que correlacionam $T_{gc,e}$ com $Q_{gc,e}$ quando queimando combustível líquido e gasoso, respectivamente.

$$\boldsymbol{T_{gc,e} = 0,326 \times Q_{gc,e} + 229,73} \quad (24)$$

$$\boldsymbol{T_{gc,e} = 0,232 \times Q_{gc,e} + 230,05} \quad (25)$$

Diante das Equações 24 e 25, que possuíram o R^2 de 0,9962 e 0,998, definiu-se a Equação 26, de acordo com F e corrigindo energeticamente as equações com o PC_I real dos combustíveis utilizados.

$$\boldsymbol{T_{gc,e} = (1 - F)\left(0,326 \times Q_{gc,e} + 229,73\right) \times \frac{9.636}{PCI_1} + F(0,232 \times Q_{gc,e} + 230,05) \times \frac{11.834}{PCI_2}} \quad (26)$$

4.5.5 Temperatura de Ar de Combustão na Saída do Pré-Aquecedor de Ar Regenerativo

De acordo com que foi mencionando anteriormente, o objetivo de se pré-aquecer o ar de combustão no pré-aquecedor de ar a vapor é proteger o lado frio do pré-aquecedor de ar regenerativo contra condensação de gases ácidos, principalmente SO_x, e consequente corrosão do trocador. Sob o ponto de vista de troca térmica, a elevação de $T_{ar,e}$ tem pouca influência na temperatura do ar de combustão na saída dos pré-aquecedores regenerativos, $T_{ar,s}$, impactando de forma significativa a temperatura dos gases de combustão para chaminé, $T_{gc,s}$. Todavia, $T_{ar,s}$ sofre grande influência $T_{gc,e}$. Portanto, através da folha de dado de projeto do pré-aquecedor de ar regenerativo, foi correlacionado $T_{ar,s}$ em função de $T_{gc,e}$, como segue na Figura 15.

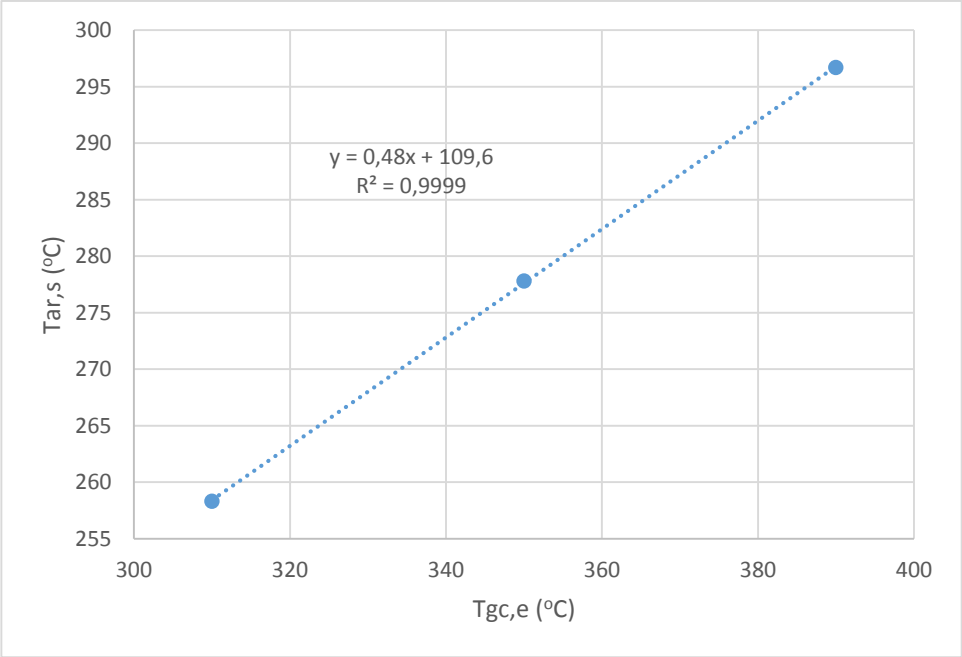

Figura 15 – Gráfico que relaciona $T_{ar,s}$ e $T_{gc,e}$. Fonte: Livro de projeto da IHI. Fonte: Adaptado do livro de projeto da IHI, 1974.

Analisando a Figura 15, ficou evidente que existe uma relação linear entre as duas variáveis, permitindo portanto estimar $T_{ar,s}$ a partir de $T_{gs,e}$, tal como segue na Equação 27.

$$\boldsymbol{T_{ar,s} = 0,48\ x\ T_{gc,e} + 109,6} \tag{27}$$

4.5.6 Temperatura do Gás de Combustão na Saída do Pré-Aquecedor de Ar Regenerativo

Para definição de $T_{gc,s}$ primeiramente foi realizado o balanço energético dos pré-aquecedores de ar regenerativo, conforme Equações 28 e 29.

$$\boldsymbol{\theta_{ar} = Q_{ar,s}\ x\ 1000\ x\ CP_{ar}\left(\frac{T_{ar,e}+T_{ar,s}}{2}\right)\ x\ (T_{ar,s} - T_{ae,e})} \tag{28}$$

$$\boldsymbol{\theta_{gc} = Q_{gc,e}\, x\, 1000\, x\, CP_{gc}\left(\frac{T_{gc,e}+T_{gc,s}}{2}\right)\, x\, (T_{gc,e} - T_{gc,s})} \quad (29)$$

Conforme Equações 28 e 29, Θ_{ar} e Θ_{gc} referem-se ao calor absorvido e rejeitado pelas correntes de ar e gases de combustão do trocador. Foram utilizados $Q_{ar,s}$ e $Q_{gc,e}$ devido a existência de perda por selagem no trocador. Devido ao fato de a corrente de gases de combustão se tratar de uma mistura, que pode variar de acordo com a composição do combustível equivalente, foi utilizada a Equação 30 para determinar CP_{gc}.

$$\boldsymbol{CP_{gc} = fv_{co2} \times CP_{co2}(T) + fv_{H2O} \times CP_{H2O}(T) + fv_{O2} \times CP_{O2}(T) + fv_{N2} \times CP_{N2}(T)} \quad (30)$$

Foi avaliado o projeto de pré-aquecedor de ar regenerativo a partir das informações presentes na folha de dados de projeto do trocador de forma a definir uma efetividade típica, de acordo com a Equação 31 e curva da Tabela 12.

$$\boldsymbol{\epsilon = \frac{\theta_{gc}}{\theta_{ar}}} \quad (31)$$

Tabela 12 – Dados de projeto do pré-aquecedor de ar regenerativo. Fonte: Adaptado do livro de projeto da IHI, 1974

$Q_{ar,s}$ (t/h)	$T_{ar,e}$ (ºC)	$T_{ar,s}$ (ºC)	$Q_{gc,e}$ (t/h)	$T_{gc,e}$ (ºC)	$T_{gc,s}$ (ºC)	Θar (kJ/h)	Θ_{gc} (kJ/h)	ϵ
107,3	73,0	258,3	120,4	310,0	149,0	20.299.620	22.061.046	1,087
146,3	66,0	277,8	156,2	350,0	157,1	31.671.987	34.329.248	1,083
214,0	57,0	296,7	229,0	390,0	171,3	52.491.806	57.173.825	1,089

Assim, definiu-se ϵ igual a 1,086 como valor típico que abrange toda faixa operacional do equipamento. Para a determinação de $T_{gc,s}$ foi utilizada a Equação 32.

$$\boldsymbol{T_{gc,s} = T_{gc,e} - \epsilon\, x\, \frac{\left(Q_{ar,s} x CP_{ar}\left(\frac{T_{ar,e}+T_{ar,s}}{2}\right)\right)}{\left(Q_{gc,e} x CP_{gc}\left(\frac{T_{gc,e}+T_{gc,s}}{2}\right)\right)} x(T_{ar,s} - T_{ar,e})} \quad (32)$$

Depois de calculadas todas as temperaturas das correntes de entrada e saída dos pré-aquecedores de ar regenerativo, definiu-se a TM através da Equação (33).

$$TM = \frac{\boldsymbol{T_{gc,s}+T_{ar,e}}}{\boldsymbol{2}} \quad (33)$$

4.5.7 Consumo de Vapor no Pré Aquecedor de Ar a Vapor

Conforme descrito anteriormente, no pré aquecedor de ar a vapor, o ar de combustão entra no trocador na temperatura ambiente, considerada 25 ºC, sendo aquecido através da condensação do V-3,5. Para definir a vazão de V-3,5 consumido no pré aquecedor de ar a vapor foi necessário realizar o balanço de energia do equipamento, conforme equação 34, cujo $H_{V3,5}$ é a entalpia do V-3,5, nas condições de processo descritas na Tabela 2, e $H_{cond,V3,5}$ é definido como a entalpia do condensado de vapor a 3,5 kgf/cm²g.

$$\boldsymbol{Q_{V3,5}} = \frac{Q_{ar,e} \times CP_{ar} \times (T_{ar,e} - 25)}{(\boldsymbol{H_{V3,5} - H_{cond,V3,5}})} \quad (34)$$

4.5.8 Perfil de Pressão da Caldeira

Foi possível calcular os perfis de pressão na caixa de ar, P_C, e na fornalha, P_f, da caldeira também com base nos dados de projeto. Essas variáveis são fundamentais, pois o diferencial de pressão entre a caixa de ar e a fornalha, ΔP_{cf}, garante um bom distanciamento da chama em relação ao queimador, preservando o mesmo e garantindo a não existência de retorno de chama. Seguem as Figuras 16 e

17 que contemplam a relação de projeto entre P_c e P_f com $Q_{ar,s}$ e $Q_{gc,e}$, respectivamente.

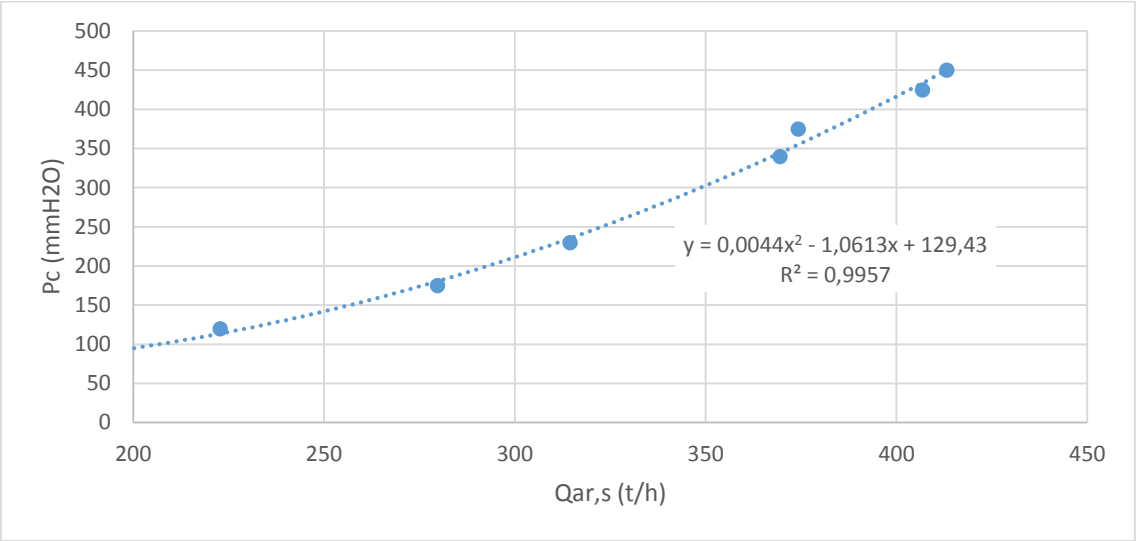

Figura 16 – Gráfico P_c em função de $Q_{ar,s}$. Fonte: Adaptado do livro de projeto da IHI, 1974.

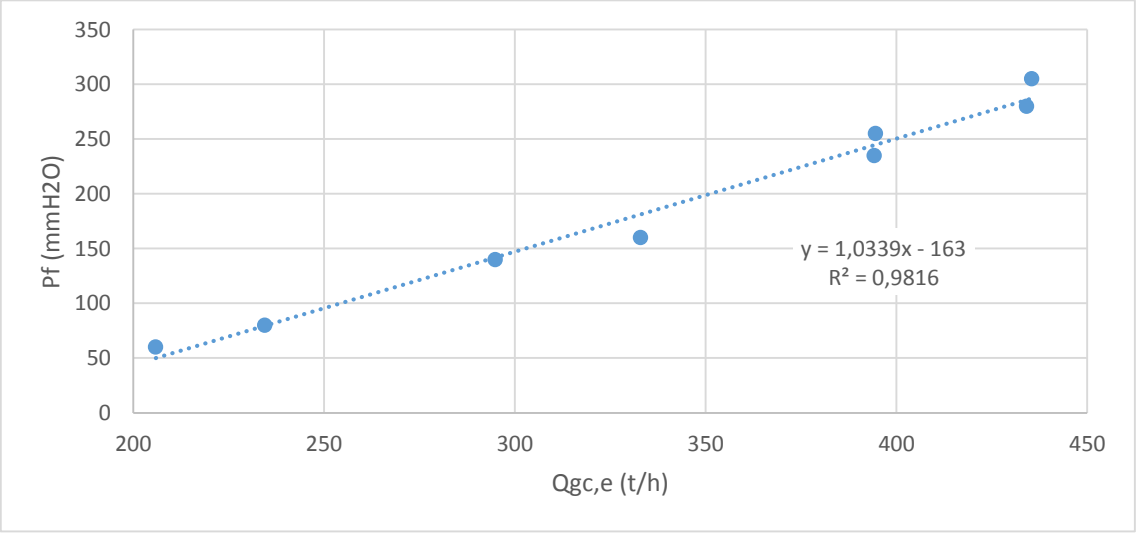

Figura 17 – Gráfico de P_f em função de $Q_{gc,e}$. Fonte: Adaptado do livro de projeto da IHI, 1974.

Diante das relações definidas nas Figuras 16 e 17, definiu-se as pressões P_c, P_f e ΔP_{cf}, conforme Equações 35, 36 e 37, respectivamente. Os dados de projeto da caldeira preveem curvas de P_c operando apenas com seis e nove queimadores, sendo

realizado, portanto, uma interpolação desta pressão de acordo com o número de queimadores em operação, N_q.

$$\mathbf{P_C} = \{\mathbf{0,0044} \times \mathbf{Q_{ar,s}}^{\mathbf{2}} - \mathbf{1,0613} \times \mathbf{Q_{ar,s}} + \mathbf{129,43}\} + \frac{(150-120)}{(9-6)} \times (9 - N_q) \quad (35)$$

$$P_f = 1{,}0339 \times Q_{gc,e} - 163 \quad (36)$$

$$\Delta P_{Cf} = P_C - P_f \quad (37)$$

4.5.9 Perda de Radiação e Convecção

Baseado na Figura 9 e nas condições de projeto da caldeira foi elaborado o gráfico ilustrado na Figura 18 contemplando a sua perda de eficiência por radiação e convecção, n_{rc}, e a Equação 38 que o define.

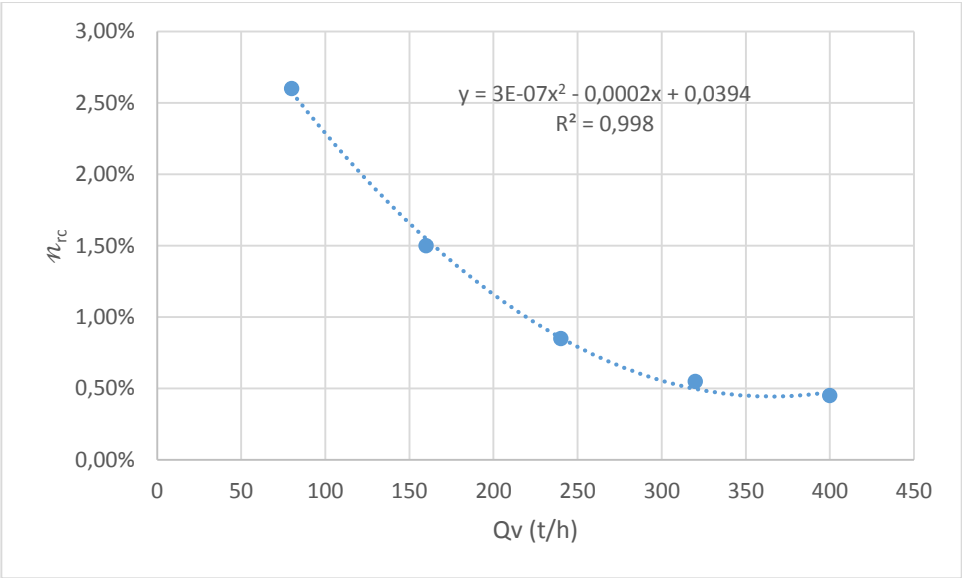

Figura 18 – Gráfico de n_{rc} em função de Q_V. Fonte: Adaptado do livro de projeto da IHI, 1974.

$$n_{rc} = 0{,}0000003\ x\ {Q_V}^2 - 0{,}0002\ x\ Q_V + 0{,}0394 \quad (38)$$

4.5.10 Função Objetivo do Modelo

A função objetivo é a eficiência da caldeira, n, sendo o objetivo do modelo a maximização da mesma. Foi considerado o método indireto simplificado para determinação de n, que é o mais adequado para se evitar erros de medição do balanço de combustíveis, água e vapor. Conforme mencionado por Bhatia (2012), ao se usar o PC_S para se calcular n assume-se que todo o calor disponível no combustível pode ser recuperado, mas na prática isso não ocorre, uma vez que é impeditivo para a operação do pré-aquecedor de ar regenerativo, por questão de integridade, operar com temperaturas baixas nos gases de combustão. Desta forma, a temperatura dos gases de combustão que são eliminados para chaminé gira em torno de 125ºC, não permitindo o aproveitamento energético, resultante da mudança de fase da fração de água presente no produto da combustão. Por esta razão, foi definiu-se que para este trabalho a utilização do PC_I é mais adequada para o cálculo de n.

Outro ponto importante é que devido à dificuldade de medição e ao pequeno impacto energético perante ao consumo de combustível da caldeira, não foi contemplado no cálculo de n o consumo de vapor para atomizar o RAP. A Equação 39, define a função objetivo do modelo matemático.

$$n = 1 - \left[\frac{Q_{gc,e}}{Q_{liq}+Q_{gas}} \times \frac{CP_{gc,s}(T_{gc,s})}{PCI_{eq}} \times \left(T_{gc,s} - 25\right)\right] - n_{rc} \qquad (39)$$

4.5.11 Modelo Matemático

Conforme descrito anteriormente, o objetivo do modelo matemático é maximizar o rendimento térmico da caldeira, para determinada geração de vapor e consumo de combustíveis, que são determinadas pelo balanço de vapor e combustíveis da UNIB 1 BA. Segue Tabela 13 com os parâmetros do modelo matemático desenvolvido neste trabalho.

Tabela 13 – Parâmetros do modelo matemático. Elaborado pelo autor

Função Objetivo	max n(X', Y', $\%O_2$, $T_{gc,s}$, PCI_{eq}, Q_V)
Condições de Contorno	Q_V F PCI_i $Fm_{y,i}$ fv_i
Variáveis de Estado	$\%O_2 \geq 0{,}5\%$ $60^oC \leq T_{ar,e} \leq 80^oC$ $N_q \leq 9$
Definição do Combustível Equivalente	$Q_{gás}$ (Q_V, F, PCI_2) Q_{liq} (Q_V, F, PCI_1) $fm_{eq,I}$ ($fm_{2,i}$, $fm_{1,i}$, F) $fv_{eq,i}$ ($fm_{eq,i}$, MM_i) PCI_{eq} (F, PCI_1, PCI_2) X' (fv_2) Y' (fv_1)
Combustão	f (X', Y')
Pré Aquecedor de Ar Regenerativo	$T_{gc,s}$ (Q_{liq}, $Q_{gás}$, X', Y', f, $\%O_2$, $T_{ar,e}$, PCI_1, PCI_2) TM ($T_{gc,s}$, $T_{ar,e}$) $\leq 105^oC$
Pré Aquecedor de Ar a Vapor	$Q_{V3,5}$ (Q_{liq}, $Q_{gás}$, X', Y', f, $\%O_2$, $T_{ar,e}$) $\leq$ 6,8 t/h
Perfil de Pressão	P_f (Q_{liq}, $Q_{gás}$, X', Y', f, $\%O_2$) $\geq$ 160 mmH_2O ΔP_{cf} (Q_{liq}, $Q_{gás}$, X', Y', f, $\%O_2$, $Q_{gc,e}$, N_q) $\geq$ 50 mmH_2O

A Figura 19 contempla o algoritmo utilizado para otimizar a caldeira através das equações presentes na Tabela 13.

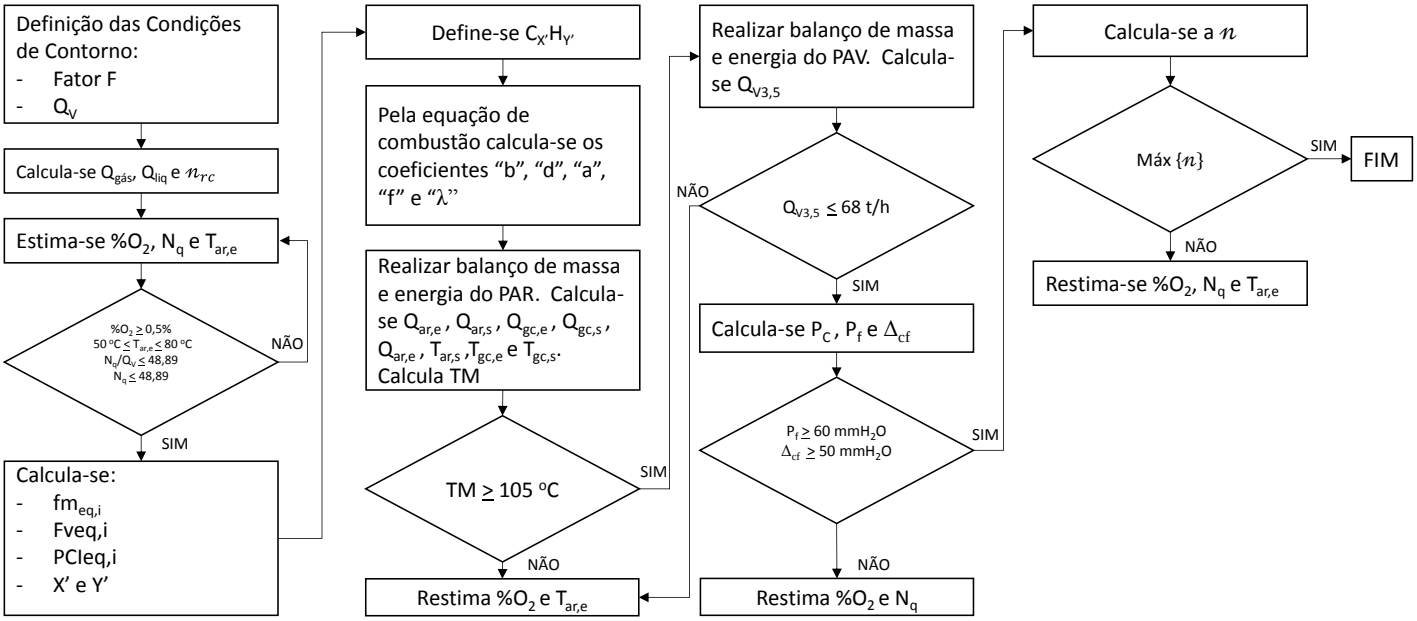

Figura 19 – Algoritmo para otimização da caldeira. Elaborado pelo autor.

4.5.12 Restrições do Modelo

Seguem na Tabela 14 as restrições do modelo e as respectivas justificativas.

Tabela 14 - Restrições do Modelo. Elaborado pelo autor.

Variáveis	Limites	Justificativas
$\%O_2$	≥ 0,5 %	Limite definido por confiabilidade da caldeira
TM	≥ 105 ºC	Prevenção contra condensação de compostos com enxofre nos pré-aquecedores de ar regenerativo. Colocado num valor acima de 101ºC para assegurar que não haja risco de corrosão no trocador.
$T_{ar,e}$	[50 ºC; 80 ºC]	Limite de área de troca térmica dos pré-aquecedores de ar a vapor
ΔP_{Cf}	≥ 50 mmH_2O	Prevenir contra danos nos queimadores e retorno de chama
Q_{vapor}/N_q	≤ 48,89	Relação definida no projeto da caldeira
N_q	≤ 9	Conforme projeto da caldeira.
$Q_{V3,5}$	6,80 t/h	Conforme projeto do pré-aquecedor de ar a vapor
P_f	≥ 60 mmH_2O	Conforme projeto da caldeira

Foi realizado, desta forma, um modelo matemático para predizer as variáveis operacionais da caldeira, com base nas curvas de projeto do equipamento. A função objetivo do modelo é, portanto, maximizar a eficiência da caldeira, respeitando uma série de restrições do equipamento, que garante ao modelo atender aos limites operacionais dos diversos componentes, assim como a operação segura do sistema.

CAPÍTULO 5 - RESULTADOS E DISCUSSÃO

Diante do modelo matemático desenvolvido anteriormente, foram realizadas algumas análises de sensibilidade de variáveis chaves da caldeira com intuito de avaliar o impacto das mesmas em n. Foi realizada também uma análise de otimização da caldeira visando definir o ponto de maior eficiência do equipamento.

5.1 Análise de Sensibilidade

Primeiramente foram mantidos F fixo em 50%, $\%O_2$ em 4%, Q_V em 200 t/h, e variado N_q. Com a elevação de N_q há uma redução da P_C com manutenção de P_f fixa e, com isso, o ΔP_{Cf} reduz até o limite de 50 mmH_2O, conforme Tabela 15. Não houve, no entanto, nenhum impacto em n. Este resultado era esperado, uma vez que a operação da caldeira com mesmo Q_V mas com maior número de N_q implica em quantidade maior de registros de ar aberto, o que reduz P_C.

Tabela 15– Análise de sensibilidade de n em função de Nq

F	Qv (t/h)	%O2	N_q	Pc (mmH2O)	Pf (mmH2O)	ΔPcf (mmH2O)	Tar,e (ºC)	Tgc,s (ºC)	n
50%	200	4,00%	5	141,87	67,64	74,23	75	142,64	92,11%
50%	200	4,00%	7	121,87	67,64	54,23	75	142,64	92,11%

Em um segundo momento, foram mantidos F fixo em 50% e $\%O_2$ em 4%, conforme Tabela 16. As variáveis N_q e $T_{ar,e}$ foram variados apenas para garantir que o ΔP_{Cf} e a vazão de V-3,5 no pré-aquecedor de ar a vapor, $Q_{V3,5}$,estivessem dentro do intervalo das restrições.

Tabela 16 – Análise de sensibilidade de n em função de Q_V

F	Qv (t/h)	%O2	N_q	$Q_{V3,5}$ (t/h)	Tar,e (ºC)	Tgc,s (ºC)	n
50%	200	4,00%	5	4,92	70,97	139,04	92,32%
50%	300	4,00%	7	6,80	67,74	154,11	91,95%
50%	400	4,00%	9	6,80	57,21	162,7	91,34%

Com a elevação de Q_V houve uma necessidade maior de $Q_{ar,e}$ devido à maior demanda de combustível pela caldeira. Entretanto, para manter a $T_{ar,e}$ foi necessário aumentar $Q_{V3,5}$ até o limite de vazão dos trocadores, 6,8 t/h, e, consequentemente, redução de $T_{ar,e}$. Como consequência, com a elevação Q_V houve um aumento de $T_{gc,s}$ e da perda de calor por convecção. Portanto, a elevação de Q_V e $T_{gc,s}$, diminuiu n.

Dando continuidade à análise de sensibilidade foram mantidas fixas as variáveis Q_V em 400 t/h, %O_2 em 3,0 %, $T_{ar,e}$ em 57,52 ºC , N_q em 9 e foi variado o fator F, conforme Tabela 17.

Tabela 17 – Análise de sensibilidade de n em função de F

F	%O2	N_q	Tar,e (ºC)	Tgc,s (ºC)	n
0%	3,00%	9	57,52	152,4	92,91%
35%	3,00%	9	57,52	158,61	92,14%
50%	3,00%	9	57,52	160,64	91,84%
70%	3,00%	9	57,52	162,85	91,48%

Devido a razão mássica entre o carbono e o hidrogênio ser maior no combustível líquido em relação ao combustível gasoso, 12,58 versus 0,27, respectivamente, à medida que se aumentou a participação do combustível gasoso na matriz, a mesma ficou cada vez mais rica em hidrogênio e a mistura dos gases de combustão com a participação cada vez menor do dióxido de carbono, reduzindo a sua emissividade, e maior de água, sendo enviada, juntamente com os gases de combustão, para atmosfera ainda na fase vapor. Desta forma, trocou-se menor calor por radiação na fornalha, que cede calor para água na parede d'água da caldeira, onde ocorre a mudança de fase. Isso resultou numa corrente de gases de combustão com maior temperatura indo para a região dos superaquecedores, que cede calor sensível para o vapor a fim de superaquecê-lo. A consequência disso é uma mistura

de gases de combustão mais quente deixando a caldeira, trocando calor nos pré-aquecedores de ar regenerativo, e sendo direcionado para atmosfera, sem aproveitar o calor latente do vapor, impactando em n.

É importante ressaltar que nesta análise foram desconsiderados alguns fatores importantes devido a sua difícil previsibilidade. Quando se queima combustível líquido numa caldeira é fundamental que haja uma boa nebulização do mesmo a fim de garantir uma queima eficiente. Uma nebulização ineficiente implica na maior geração de particulados não queimados no equipamento que irão se depositar na parede da fornalha e na parte externa dos tubos dos superaquecedores, criando uma resistência a troca térmica. Com isso, torna se necessário aumentar a potência da caldeira para manter a taxa de transferência de calor para o circuito de água e vapor, reduzindo de forma significativa o n, além de resultar numa maior temperatura da parede dos tubos, o que reduz seu tempo de vida e fluência e, em elevados picos de temperatura, pode levar a falha repentina do material.

Além disso, devido à dificuldade de medição do vapor de atomização e ao fato do modelo matemático não definir qual o combustível a ser consumido, mas, dado combustível, qual o ajuste ótimo da caldeira, sendo este parâmetro definido por Q_{liq}, a sua não utilização no modelo não influencia o resultado final do ajuste da caldeira, mas altera o valor da grandeza absoluta de n.

Se o combustível líquido possuir elevado teor de enxofre em sua composição, estes depósitos também o terão, o que lhes concede uma característica corrosiva, que poderá comprometer a integridade da caldeira, reduzindo a campanha do equipamento.

Para a próxima análise foram mantidas fixas as variáveis Q_V em 400 t/h, F em 0,0 %, $T_{ar,e}$ inicialmente 59,77 ºC , N em 9 e variou-se o $\%O_2$, conforme Tabela 18.

Tabela 18 – Análise de sensibilidade de n em função de %O2

F	%O2	N	Tar,e (ºC)	ΔP Caixa de Ar e Fornalha (mmH2O)	Tgc,s (ºC)	n
0%	1,00%	9	59,77	52,3	150,24	93,58%
0%	3,00%	9	59,77	85,94	154,55	92,80%
0%	5,00%	9	58,02	144,19	158,74	91,84%
0%	7,00%	9	53,9	245,53	162,86	90,61%

Tal como esperado, a elevação do excesso de ar na caldeira levou a um impacto significativo em n. Conforme descrito anteriormente, a maior parte do ar atmosférico é composto por nitrogênio, que é um inerte para a reação de combustão, cuja vazão aumenta significativamente com o excesso de ar no equipamento. Na região da fornalha, onde a maior parte do calor é trocado, a presença do nitrogênio diminui a pressão parcial dos gases diatômicos, diminuindo de forma significativa o poder emissivo dos gases de combustão. Para compensar essa perda é necessário aumentar a queima de combustível na caldeira, que serve, em grande parte, para aquecer os gases de combustão, que ao invés de trocar calor na fornalha, irão fazê-lo na região dos superaquecedores. Desta forma, grande parte deste calor sensível se perde, com liberação de gases de combustão com temperatura elevada para atmosfera. Além do que foi exposto, o maior excesso de ar, devido à grande quantidade de inerte, aumenta de forma significativa o volume do ar de combustão, P_C e, consequentemente, ΔP_{Cf}. Há também um impacto da $T_{ar,e}$, uma vez que com maior Q_{ar}, se aumenta a necessidade de $Q_{V3,5}$ até o seu limite de projeto.

Finalmente, foi realizada uma última análise de sensibilidade em que foram mantidas fixas as variáveis Q_V em 400 t/h, F em 0,0 %, %O_2 1,0 %, N em 9 e foi variado o $T_{ar,e}$, até o limite de $Q_{V3,5}$, tal como a Tabela 19.

Tabela 19 – Análise de sensibilidade de n em função de $T_{ar,e}$

F	%O2	N	Tar,e (ºC)	Tgc,s (ºC)	n
0%	1,00%	9	59,77	150,24	93,58%
0%	1,00%	9	65,00	154,98	93,36%
0%	1,00%	9	66,25	156,11	93,31%

O objetivo de elevar a $T_{ar,e}$ é proteger o lado frio do pré-aquecedor de ar regenerativo contra corrosão, a devido à presença de enxofre no combustível. Na

prática, grande parte do calor adicionado no ar de combustão acaba sendo perdido, através da elevação de $T_{gc,s}$, impactando em n.

5.2 Otimização da Caldeira

Conforme descrito anteriormente, para realização da otimização da caldeira, foi utilizado o modelo matemático desenvolvido neste trabalho no software Excel, com a utilização da ferramenta solver e método de solução GRS Não Linear, próprio para problemas suaves e não lineares.

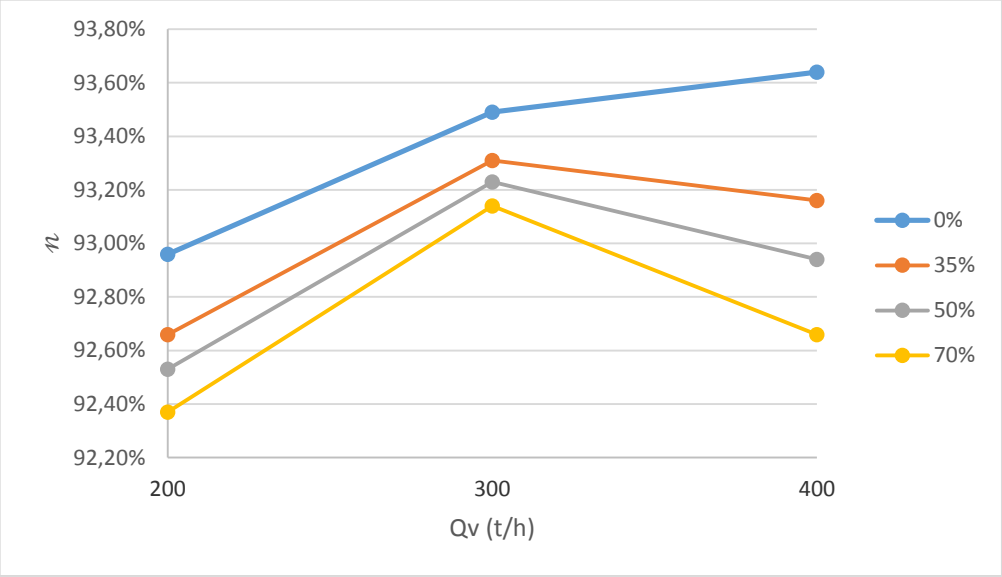

Figura 20 – Relação entre n e a Q_V

De acordo com a Figura 20, foram comparados os cenários operacionais da caldeira com Q_V de 200 t/h, 300 t/h e 400 t/h, definindo os pontos de maior eficiência para F igual a 0%, 35%, 50% e 70%. Quando a caldeira opera com F de 0%, o ponto de máximo n ocorre quando Q_V é 400 t/h, provável ponto de projeto do equipamento. No entanto, para o perfil de operação com F maior que zero o ponto de máximo n ocorre em Q_V igual a 300 t/h.

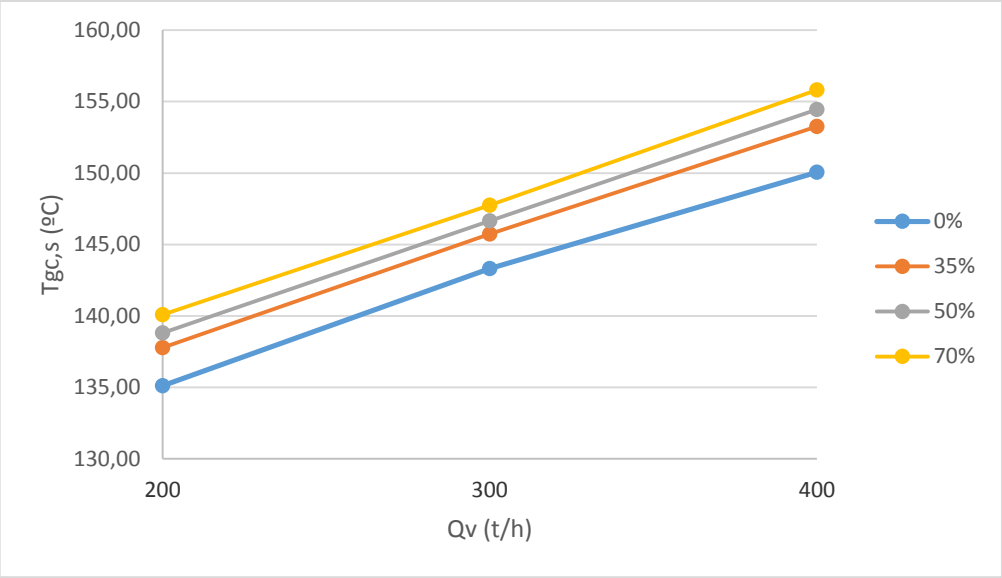

Figura 21 – Relação entre Tgc,s e Q_V

Conforme Figura 21, para os mesmos casos analisados na Figura 20, pôde-se observar que $T_{gc,s}$ aumenta linearmente com o aumento de Q_V e de F, impactando η da caldeira.

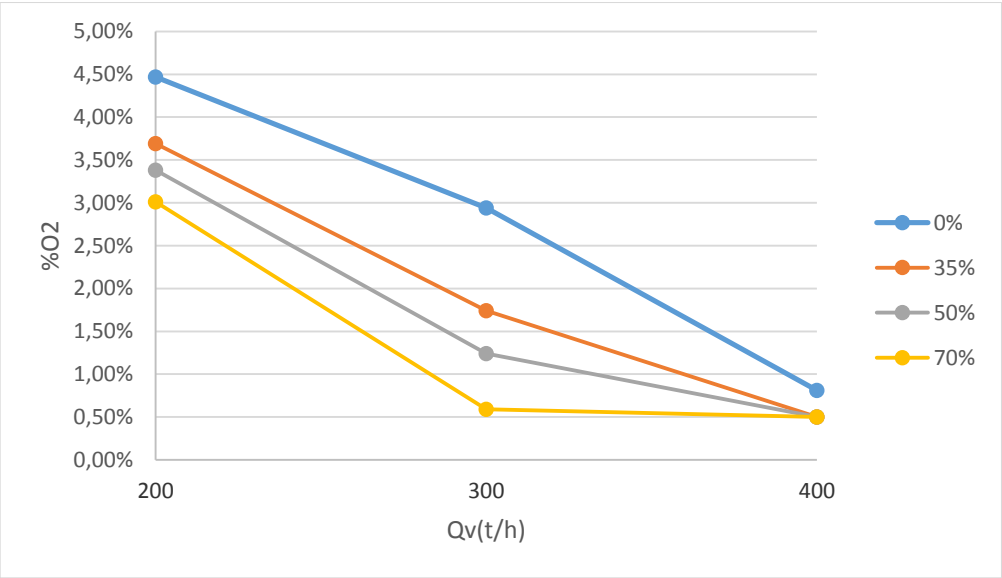

Figura 22 – Relação entre %O2 e Q_V

Analisando a Figura 22, percebe-se que para F igual a 0% há uma redução praticamente linear do excesso de ar da caldeira com a elevação da carga. Para

valores de F acima de zero, há uma mudança no comportamento, com uma queda da taxa de redução do excesso de ar com a elevação da carga menor no intervalo de Q_V de 300 t/h a 400 t/h em relação ao intervalo de 200 t/h a 300 t/h. Esse comportamento justifica o perfil de variação de n com Q_V, evidenciado na Figura 20.

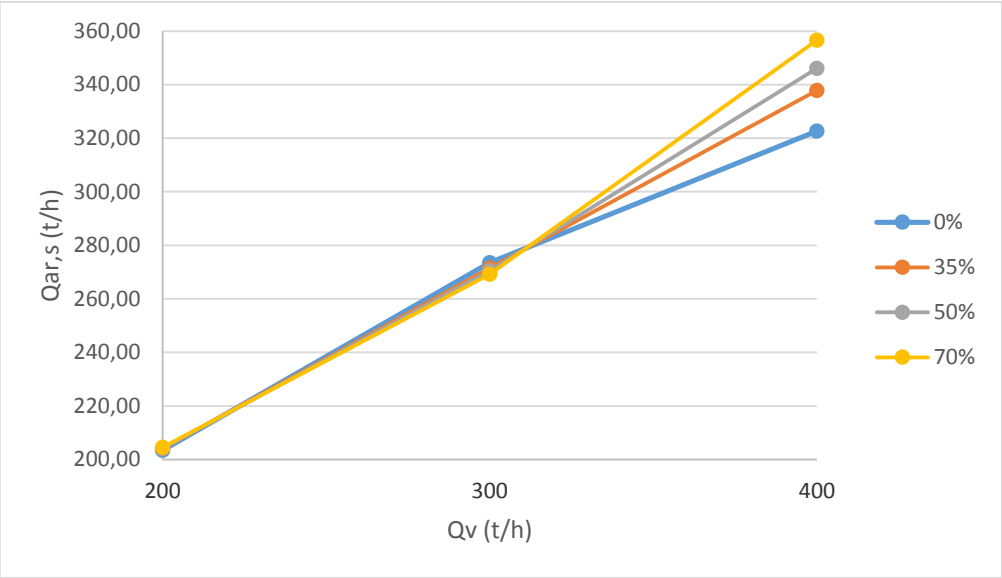

Figura 23 – Relação entre $Q_{ar,s}$ e Q_V

Quando avaliada a variação $Q_{ar,s}$ em relação a Q_V, conforme Figura 23, fica evidente que até Q_V igual a 300 t/h, a demanda de ar de combustão aumenta linearmente com a variação de carga da caldeira independente de F. Para Q_V maior que 300 t/h, a demanda de ar de combustão continua a aumentar com Q_V e, de forma mais significativa, com a elevação de F, devido à restrição do %O2, que deve ser maior ou igual a 0,5% e limita a redução do excesso de ar da caldeira.

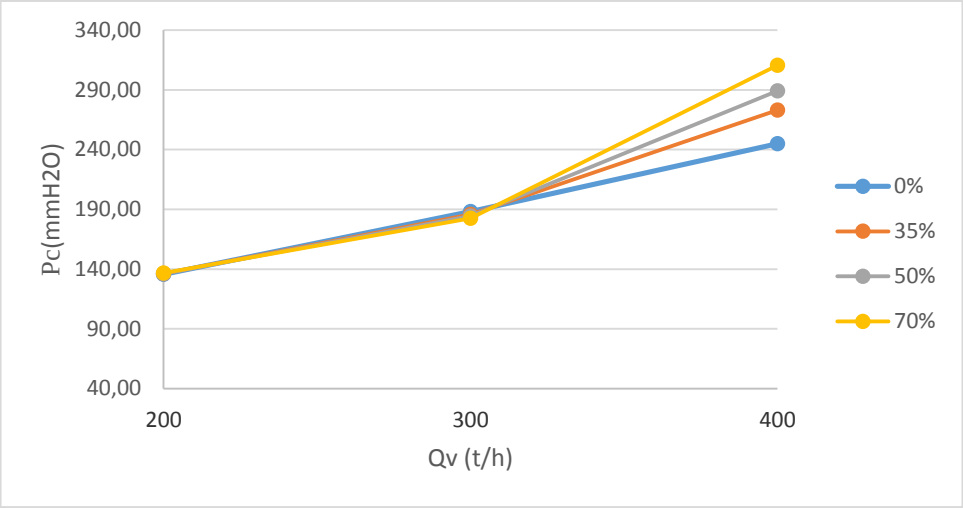

Figura 24 – Relação entre P_C e Q_V

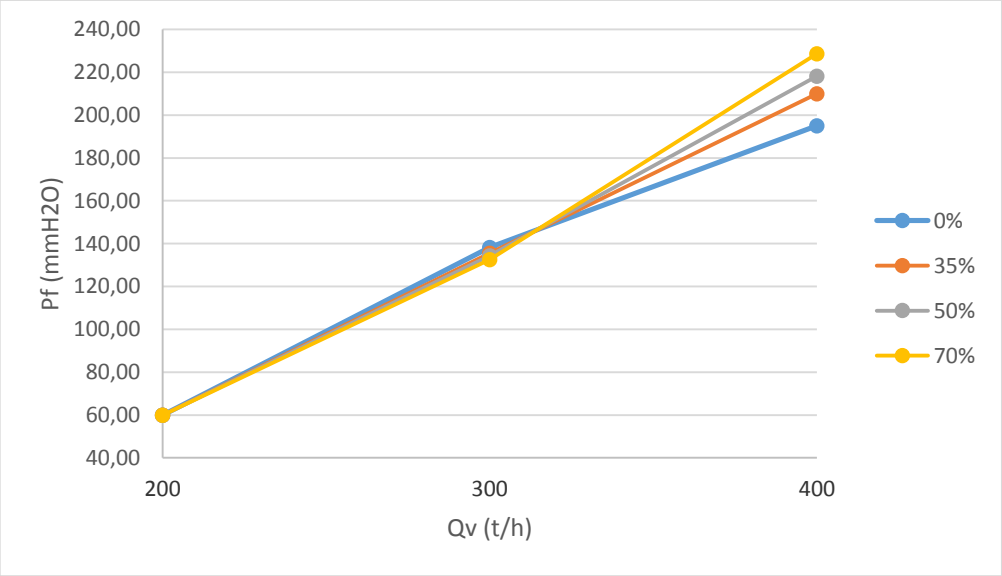

Figura 25 – Relação entre P_f e Q_V

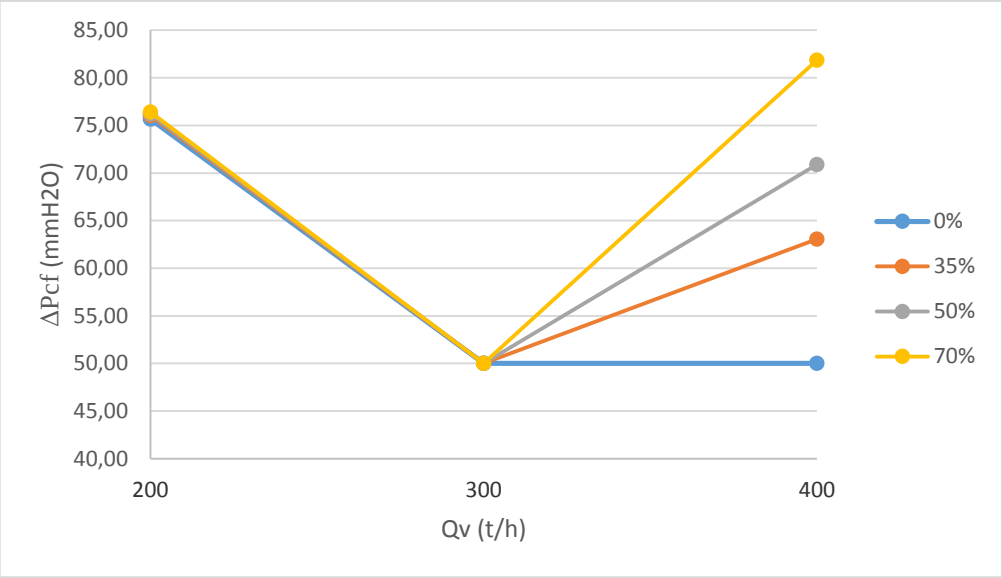

Figura 26 – Relação entre ΔP_{Cf} e Q_V

De acordo com as Figuras 24 e 25, tanto P_C e P_f aumentam linearmente com Q_V até 300 t/h, independentemente do valor de F. Para Q_V maior que 300 t/h, P_C e P_f continuam aumentando de forma linear, mas com inclinação maior quanto maior o valor de F. Em relação ao ΔP_{Cf}, conforme Figura 26, o mesmo reduz linearmente com a elevação de Q_V, até 300 t/h. Para F igual 0% e Q_V maior que 300 t/h, o ΔP_{Cf} fica constante. Neste mesmo intervalo de Q_V, à medida que F aumenta há também elevação do ΔP_{Cf}.

Em todos os casos otimizados, independente de Q_V, para garantir a condição operacional da caldeira com o máximo n, foram mantidos os paramentos $\%O_2$ e $T_{gc,s}$ nos menores valores possíveis. As principais restrições que limitam a redução destas variáveis em cada caso estão atreladas aos seguintes parâmetros: TM, P_f, ΔPcf.

Como descrito anteriormente, o parâmetro $T_{gc,s}$ aumenta com o aumento das variáveis F, Q_V, $\%O_2$ e $T_{ar,e}$. As duas primeiras variáveis variam de acordo com a demanda de vapor do Polo Petroquímico de Camaçari e do excedente de combustíveis residuais da UNIB BA. Desta forma, as principais variáveis de otimização da caldeira são $\%O_2$ e $T_{ar,e}$.

Em todos os casos de otimização, $T_{ar,e}$ foi mantida no menor valor possível, limitada por TM.

Em relação ao $\%O_2$, por sua vez, a análise é mais complexa, pois associado ao oxigênio encontra-se no ar de combustão o nitrogênio numa proporção 3,29 vezes maior em massa. Portanto, a variação de $\%O_2$ implica em variação também em todo o perfil de transferência de calor e perda de carga da caldeira, impactando em praticamente todas as variáveis operacionais.

Na condição operacional da caldeira com Q_V de 200 t/h e 300 t/h, independentemente de F, a restrição para redução de $\%O_2$ é P_f igual a 60 mmH_2O e ΔP_{Cf} igual a 50 mmH_2O. Por sua vez, para Q_V de 400 t/h, a restrição passa a ser %O2 maior ou igual a 0,5%. É importante destacar a necessidade de a caldeira operar com um mínimo valor de $\%O_2$, de tal forma a garantir que, durante transitórios de Q_V, haja excesso de oxigênio que impeça uma queima subestequiométrica, geração de fuligem, tendo como consequência a não detecção de chama e atuação da malha de segurança, retirando-a de operação.

A Tabela 20 contempla seis casos reais de operação da caldeira, selecionados aleatoriamente, com variados F, Q_V, $\%O_2$ e $T_{ar,e}$.

Tabela 20 – Casos reais de operação da caldeira

	F	QV (t/h)	%O2	Tar,e (ºC)	n
Caso1	55%	214,21	5,27	56,36	92,43%
Caso2	86%	251,25	3,59	54,86	92,47%
Caso3	82%	258,96	4,44	54,32	92,17%
Caso4	73%	239,85	4,13	55,53	92,52%
Caso5	56%	300,93	3,05	63,63	92,46%
Caso6	52%	252,33	3,55	54,71	93,07%

A partir dos dados de processo presentes na Tabela 19 foram otimizados os respectivos casos, cujos resultados estão presentes na Figura 26. Para todos os casos avaliados, a utilização do modelo indicou possibilidade de otimização do equipamento, com ganhos superiores a 0,5% de eficiência.

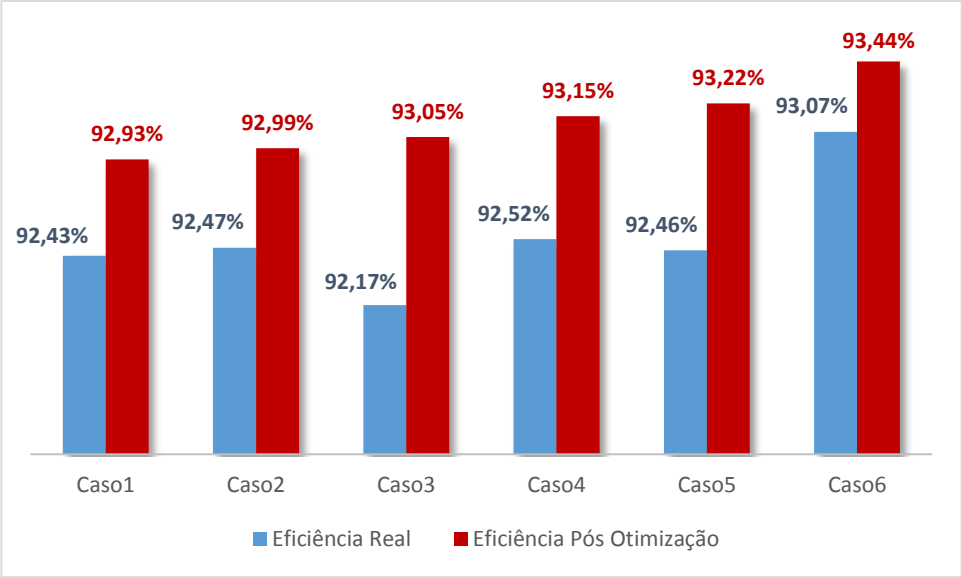

Figura 27 – Comparação entre eficiências reais e pós otimização

Diante dos resultados encontrados na Figura 27, foram calculados através da Equação 39, detalhada no Apêndice D, os potenciais ganhos financeiros para cada caso, presentes na Figura 28. Foi utilizada como premissa que toda a economia energética se refletiu em redução no consumo de GN, na qual a tarifa considerada foi US$ 12,62/MMBTU.

$$Ganho\ Financeiro = \frac{Q_V \times 1000 \times (3427{,}1 - 1086{,}1)}{\left(\frac{1}{n_{OTIMIZADA}} - \frac{1}{n_{\mathrm{REAL}}}\right)} \times \frac{8760}{1000} \times \frac{150}{1055{,}06} \tag{39}$$

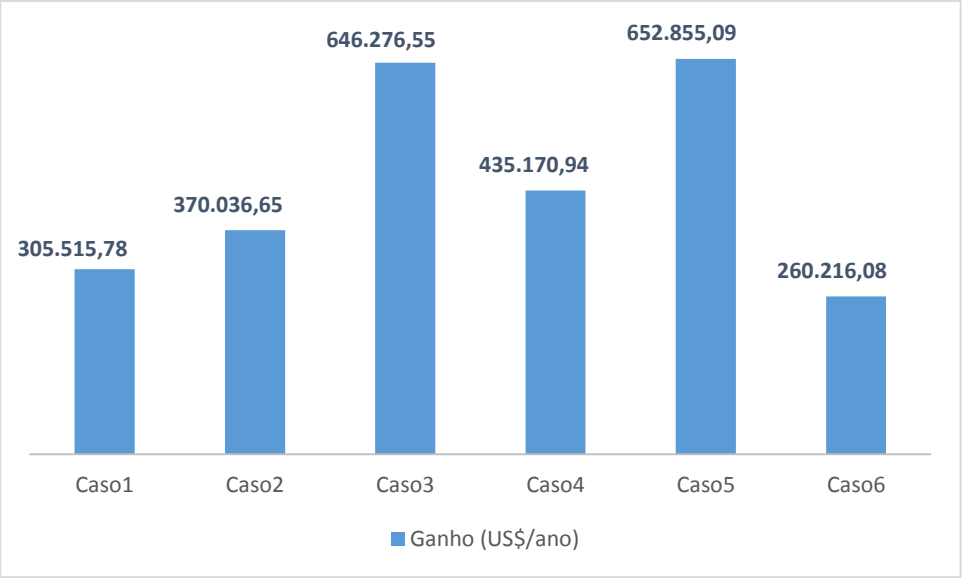

Figura 28 - Ganhos financeiros em base anual para cada caso.

Finalmente, para a caldeira em questão, conforme avaliado anteriormente, 93,64% é o ponto de máximo reportado de n e ocorre quando o mesmo está em sua capacidade máxima de geração de vapor e queimando apenas combustível líquido. É importante ratificar que a avaliação realizada considerou uma nebulização perfeita do combustível líquido nos queimadores e que tanto ele, quanto o combustível gasoso possuem baixo percentual de enxofre em sua composição, o que permite a caldeira operar com o mesmo patamar de $T_{gc,s}$, mantendo elevado nível de confiabilidade com a utilização de ambos os combustíveis.

CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES E INDICAÇÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

Para este estudo, foi realizada uma modelagem de caldeira aquatubular cujo objetivo é atender a demanda de vapor da UNIB 1 BA, com base nos dados de projeto do equipamento. Portanto, a partir da modelagem realizada, foi definida como função objetivo do modelo a maximização da eficiência da caldeira e que, devido a especificidade do processo, tanto a queima de combustíveis quanto a geração de vapor não são variáveis otimizáveis, já que são demandadas pelo processo, restando o excesso de ar de combustão, a temperatura do ar de combustão e o número de queimadores em operação para manipulação.

Diante dos resultados alcançados, as principais conclusões obtidas foram:

- O modelo desenvolvido apresentou resultados satisfatórios, evidenciando que existe potencial de otimização energética da caldeira e, consequentemente, expressivos ganhos financeiros;
- O excesso de ar é a principal variável para otimização da caldeira e sua variação implica na alteração do perfil de transferência de calor e perda de carga do equipamento;
- Para melhor otimização da caldeira, deve-se operar com a menor quantidade de queimadores possível para determinada carga do equipamento;
- A temperatura do ar de combustão deve estar ajustada no menor valor possível, mas sempre garantindo a integridade do pré-aquecedor de ar regenerativo;
- Quando a caldeira está com carga de 200 t/h e 300 t/h, o limitante para sua otimização é a pressão da fornalha e o diferencial de pressão entre a caixa de ar e a fornalha;
- Quando a caldeira está com carga máxima, a restrição para sua otimização é o limite mínimo aceitável de excesso de ar de combustão, evitando ocorrência de combustão subestequimétrica;
- A máxima eficiência da caldeira é 93,64% e ocorre quando a mesma está em sua capacidade máxima de geração de vapor e apenas queimando combustível líquido, com nebulização ótima;

- O modelo assume como premissa a ocorrência de combustão com excesso de ar. Desta forma, o mesmo não é capaz de predizer as não idealidades relacionadas a combustão subestequiométrica;
- As perdas de eficiência associadas à má combustão de combustível líquido por baixa nebulização não são, portanto, medidas pelo modelo. Assume –se que a caldeira está corretamente ajustada e em estado estacionário.

Este trabalho teve como objetivo realizar um modelo matemático de otimização de caldeira, dada configuração de combustível e geração de vapor, que é a realidade da UNIB 1 BA. No entanto, há um potencial grande de replicação para outras unidades de negócio que sejam intensivas no consumo de energia. Seguem abaixo algumas aplicações:

a) Utilização da metodologia desenvolvida para otimização de custo operacional de caldeiras, utilizando o mesmo como função objetivo e eficiência como variável indireta;

b) Modelagem de todo o balanço de vapor da UNIB 1 BA, de forma a definir uma solução integrada de otimização entre UTE e CEMAPs;

c) Elaboração de modelo matemático capaz de predizer a ineficiência associada a nebulização de combustíveis líquidos quando queimados em caldeiras.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. A. BATHIA, B. E., Improving Energy Efficiency of Boiler Systems, PDHonline Course M166, 2012, p. 3 – 11.

2. ABIQUIM, O Desempenho da Indústria Química Brasileira 2015, 2016, p. 5 - 7.

3. ABIQUIM, Pacto Nacional da Industria Química, Disponível em: < http://canais.abiquim.org.br/pacto/Pacto_Nacional_Abiquim.pdf>

4. Almeida, E. N, Análise Exegética de uma Central Termoelétrica com Cogeração num Complexo Petroquímico, Universidade Federal da Bahia, 2005, p. 7.

5. ASME PTC4.1, American Society of Mechanical Engineering, New York, 1985.

6. BEGA, E. A., Instrumentação Aplicada ao Controle de Caldeiras, Editora Interciência, 3a Edição, Rio de Janeiro, 2003, p. 55 – 60.

7. BOILER EFFICIENCY GUIDE, Facts About Firetube Boilers and Boiler Efficiency, Cleaver Brooks, Thomasville, 2010.

8. Braskem, Apresentação do Treinamento de Combustão, 2015.

9. Braskem, Balanço de Produção, 2015.

10. Braskem, Manual de Operação de Caldeira, 2013.

11. DAG, E.; Miman, M.; Multi-objective Optimization of Contingency Logistics Networks with Distorted Risks, International Conference on Value Chain Sustainability, Marmara University, 2015.

12. Darby, L. M.; Nikolaou, M.; Jones, J.; Nicholson, D., RTO: An overview and Assessment of Current Practice, 2007.

13. EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, Plano Nacional de Energia 2030, Ministério de Minas e Energia, EPE, Rio de Janeiro, 2007, Disponível em: < http://www.epe.gov.br/PNE/20080111_1.pdf>

14. FACÓ, J. L. D.; DE OLIVEIRA, L. A. A., Aplicação de Computação Paralela à Resolução Numérica de Problemas de Programação Não Linear com Restrições, XXXV SBPO, A Pesquisa Operacional e os Recursos Renováveis, 2003, p. 2145.

15. FARIA, C.A.D., Plano Diretor Polo Industrial de Camaçari, Secretaria da Industria, Comercio e Mineração, Salvador, 2013, p. 22.

16. FGV ENERGIA, BOLETIM, Dilemas das energias renováveis complementares no mercado brasileiro: uma reflexão, 2016, p. 14 - 17.

17. GANAPATHY, V., Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators, ABCO Industries, Marcel Dekker, inc., New York, 2003, Capítulo 6.

18. GORDON, J. V.; BORNAKKE, C.; SONNTAG, C., Fundamentos da Termodinâmica, Editora Edgard Blücher, 5a edição americana, 1997, p. 389 – 390.

19. HIRPURKAR, P.; GHARE, A. D., Paramater Estimation for Nonlinaer Forms of the Muskingum Model, Journal of Hydrologic Engineering, American Society of Civil Engineers, p. 3 e 7.

20. IPT, Estequiometria da Relações de Combustão, Curso de Combustão Industrial, Capítulo 1, Instituto de Pesquisa de São Paulo, 2004, p. 5, 8 – 9 e 14 - 17.

21. ISHIKAWAJIMA – HARIMA HEAVY INDUSTRIES CO. LTD, Livro de projeto, vol. 1, 1974.

22. JR BAUKAL, Charles E., The John Zink Combustion Handbook, John Zink Company Lcc, 2001 p. 473, 479 – 482, 548, 550 e 563 – 566.

23. KERN, D. Q., Process Heat Transfer, International Student Edition, McGraw-Hill Kogakusha Ltda., Tokyo, 1950, p. 674 – 676 e 689 – 690.

24. LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R., Geração Termelétrica, Planejamento, Projeto e Operação, Editora Interciência, Rio de Janeiro, 2004, p. 189 a 191.

25. MERLE, R.; LIKINS JR, P. E., Multi-Fuel Boiler Efficiency Calculations, Applied Automation, Inc,b Sixth Annual Industrial Technology Conference, Volume I, Houston, 1984, p. 374 – 376.

26. Orellana, S. J. H., El Aprendizaje de la Programación Lineal Mediante el Uso de Software Especializado: Un Estudio de Caso Práctico, Instituto Tecnológico de Ensenada, Baja California, 2015.

27. PERA, H.; Geradores de Vapor de Água de Caldeira, Departamento de Livros e Publicações, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, 1973, p. 88 – 95.

28. PINHEIRO, P. C. C.; VALLE, R. M., Controle de Combustão: Otimização do Excesso de Ar, Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, In: II Congresso de Equipamentos e Automação da Industria Química e Petroquímica, Rio de Janeiro, 1995, p. 3 – 6.

29. PIRES, V. F. da M. Análise energética global de um complexo petroquímico, Dissertação de Mestrado em Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, São Paulo, 2003, p. 152.

30. RAMOS, R. P., Modelo Matemático para Custo de Energia na Produção de Açúcar e Álcool, Dissertação (Faculdade de Ciências Agronômicas), Universidade Estadual Paulista, Botucatu, 2010.

31. RAYAPROLU, K., Boilers for Power and Process, Taylor and Francis Group, New York, 2009.

32. Rocco, C. D.; Morabito, R., Um Modelo de Otimização para as Operações de Produção de Vapor em Caldeiras Industriais, Gestão da Produção, Vol. 19, n. 2, São Carlos, 2012, p. 273 – 286.

33. Rosal, M. C. F., Programação Não Linear Aplicada à Otimização de Redes Pressurizadas de Distribuição de Água, Dissertação (Tecnologia Ambiental e Recursos Hídricos), Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2007.

34. RUSINOWSKI, H.; STANEK, W., Hybrid Model of Steam Boiler, Institute of Thermal Technology, Silesian University Technology, Polonia, 2009.

35. RUSINOWSKI, H.; SZAPAJKO, G.; STANEK, W.; Hybrid Model of The Conventional Power Unit, Mechanics, vol 7, nº 3, 2008, p.127 – 129.

36. SACOMAN, M. A. R., Otimização de Projetos Utilizando GRG, Solver e Excel, Departamento de Computação – UNESP, COBENGE, XL Congresso Brasileiro de Edificação em Engenharia, Belém, 2012.

37. SAIDUR, R.; AHAMED, J. U.; MASJUKI, H. H., Energy, Exergy and Economic Analysis of Industrial Boilers, Department of Mechanical Engineering, University of Malaya, Kuala Lumpur, 2009.

38. SERFATY, R., Apostila: Combustão e Queimadores, Engenharia Básica, CEMPES, Rio de Janeiro.

39. SERRA, O.C., Identificação de oportunidades para redução das perdas de água e energia em um sistema de geração e distribuição de vapor, Dissertação (Mestrado Profissional em Gerenciamento e Tecnologias Ambientais no Processo Produtivo), Universidade Federal da Bahia, Salvador, 2006, p. 31.

40. STEAMOFBOILER, Desenho esquemático do pré-aquecedor regenerativo, 2011, Disponível em: <http://steamofboiler.blogspot.com.br/2011/03/classification-of-air-heater.html> Acessado em: janeiro de 2016.

41. TOVA, E.; PORTILLA, M. A.; DELGADO, M.; LÓPEZ, S., Nueva Tecnología para Optimización del Consumo de Combustible y Emisiones en Calderas y Hornos de Refinerías: Aplicación Práctica en Repsol C. L. Tarragona, Inerco, División de Procesos Industriales, OilGas, 2010.

APÊNDICE A – ESPECIFICAÇÃO DOS COMBUSTÍVEIS DE PROJETO DA CALDEIRA

(c) Fuel Gas Characteristics

Composition

Methane (vol. %)	:	90.0 %
Ethane (vol. %)	:	9.0 %
Propane (vol. %)	:	1.0 %
High heat value	:	*13,095 Kcal/Kg (10,240 Kcal/Nm^3)
Low heat value	:	*11,834 Kcal/Kg (9,254 Kcal/Nm^3)
Fuel temperature at battery limit of COPENE	:	40°C
Fuel pressure available at battery limit of COPENE	:	3.5 Kg/cm^2g
Mol. weight	:	*17.55

(NOTES) : 1) High heat value 13,095 Kcal/Kg (10,240 Kcal/Nm3) will be used for predicted performance calculation.

2) Values of asterisk * are calculated by IHI.

Figura 29- Especificação de Projeto do GRP. Fonte: Livro de projeto IHI da caldeira, 1974.

Combination oil (not mixed)

Higher calorific value = *10, 136 Kcal/Kg

Lower calorific value = * 9, 636 Kcal/Kg

Composition (weight %)

Carbon = *87. 50 %

Hydrogen = * 9. 40 %

Sulphur = * 3. 10 %

(NOTES) : 1) Higher calorific value (10, 136 Kcal/Kg) of combination oil will be used for predicted boiler performance calculation.

2) Values of asterisk * are calculated by IHI.

Figura 30 - Especificação de Projeto do RAP. Fonte: Livro de projeto IHI da caldeira, 1974.

APÊNDICE C – CURVAS DE PROJETO DA CALDEIRA

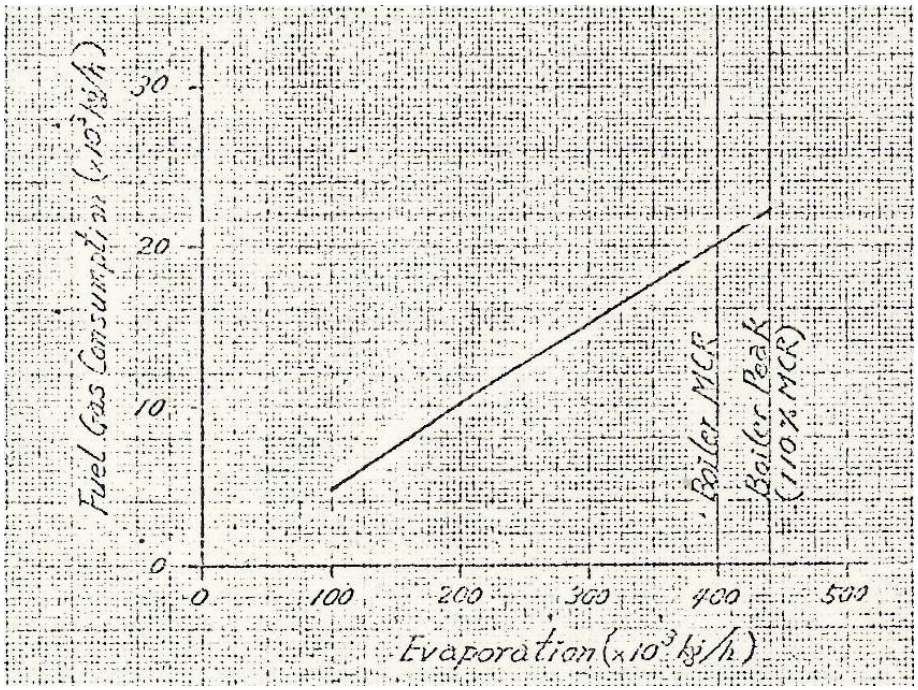

Figura 31 - Curva de Projeto Consumo de GRP versus Geração de Vapor. Fonte: Livro de projeto IHI, 1974.

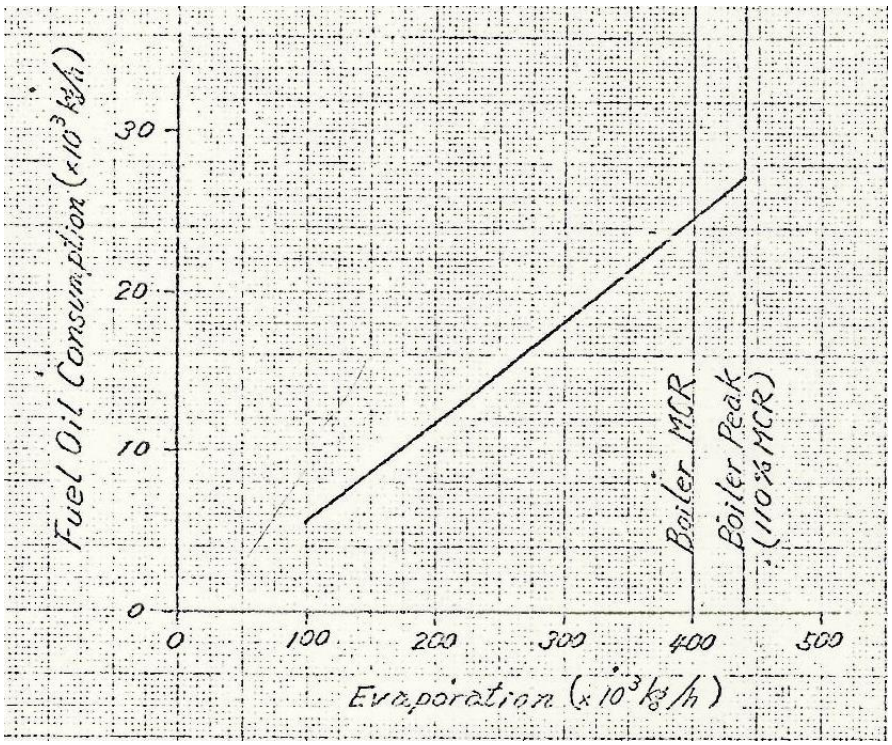

Figura 32 - Curva de Projeto Consumo de RAP versus Geração de Vapor. Fonte: Livro de projeto IHI, 1974.

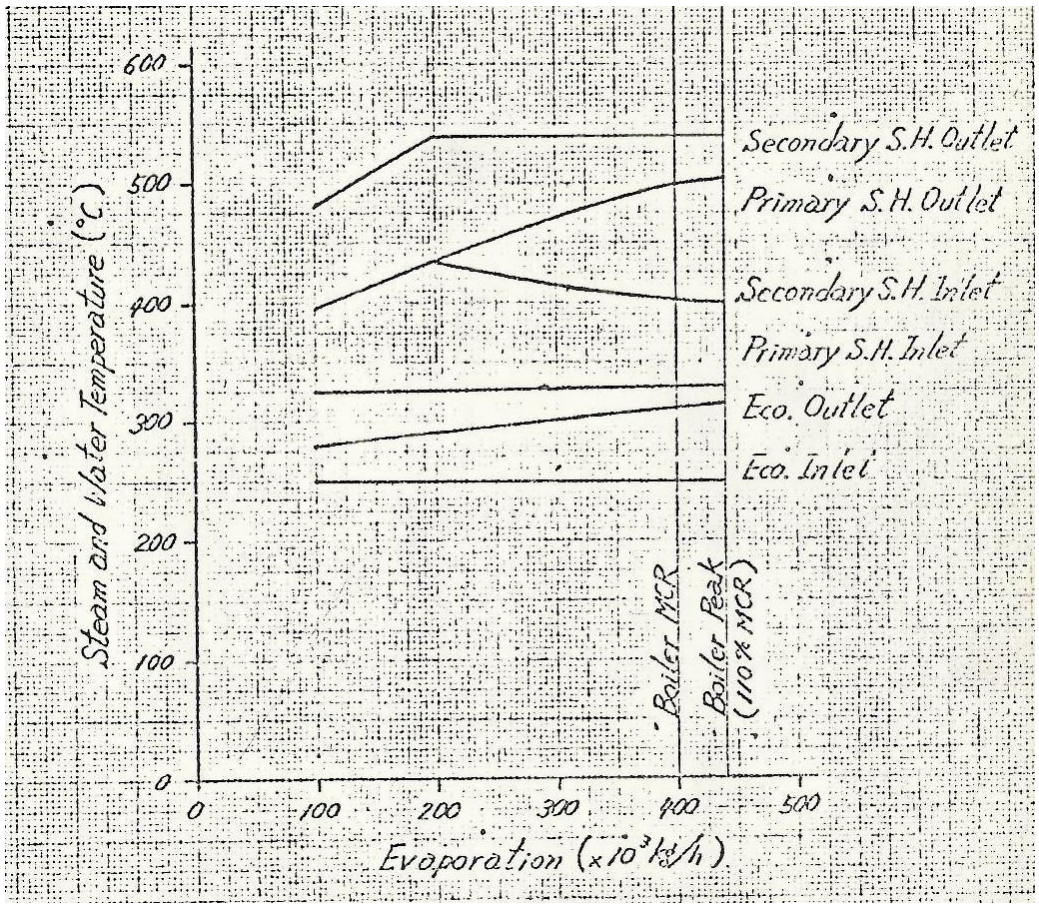

Figura 33 - Curva de Projeto de Temperatura de Água e Vapor versus Geração de Vapor com queima de GRP. Fonte: Livro de projeto IHI, 1974.

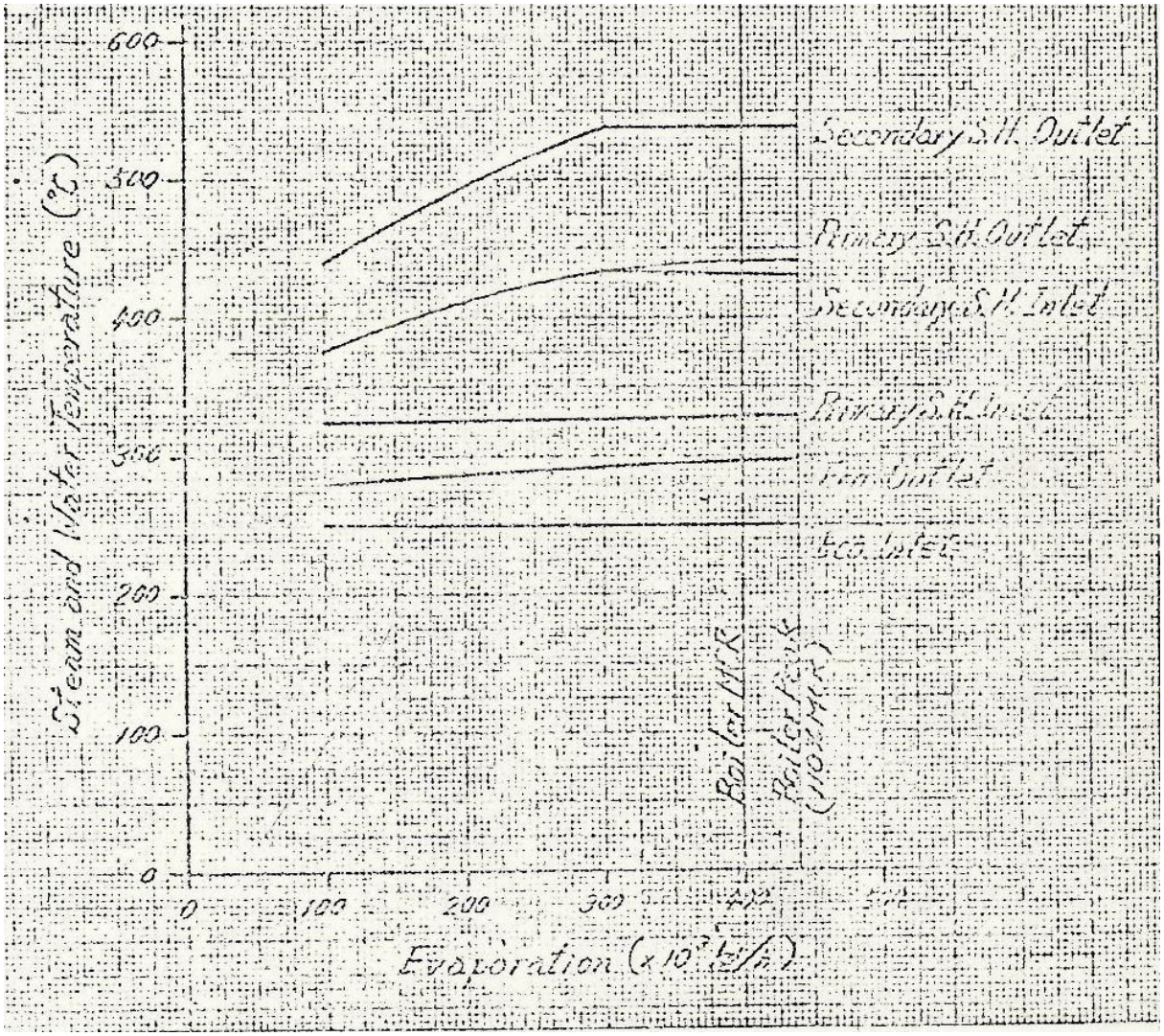

Figura 34 - Curva de Projeto de Temperatura de Água e Vapor versus Geração de Vapor com queima de RAP. Fonte: Livro de projeto IHI, 1974.

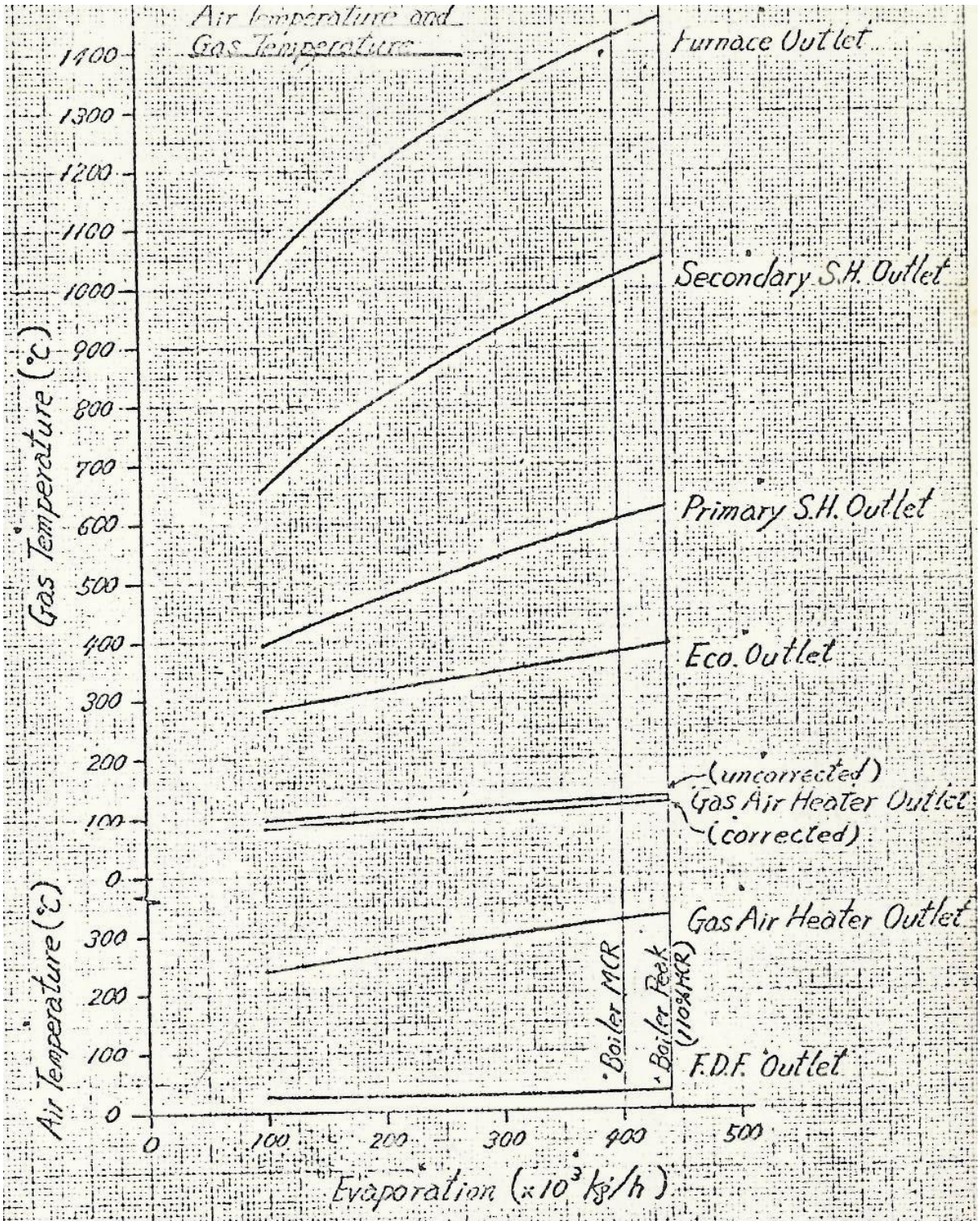

Figura 35 - Curva de Projeto de Temperatura de Ar e Gás de Combustão versus Geração de Vapor com queima de GRP. Fonte: Livro de projeto IHI, 1974.

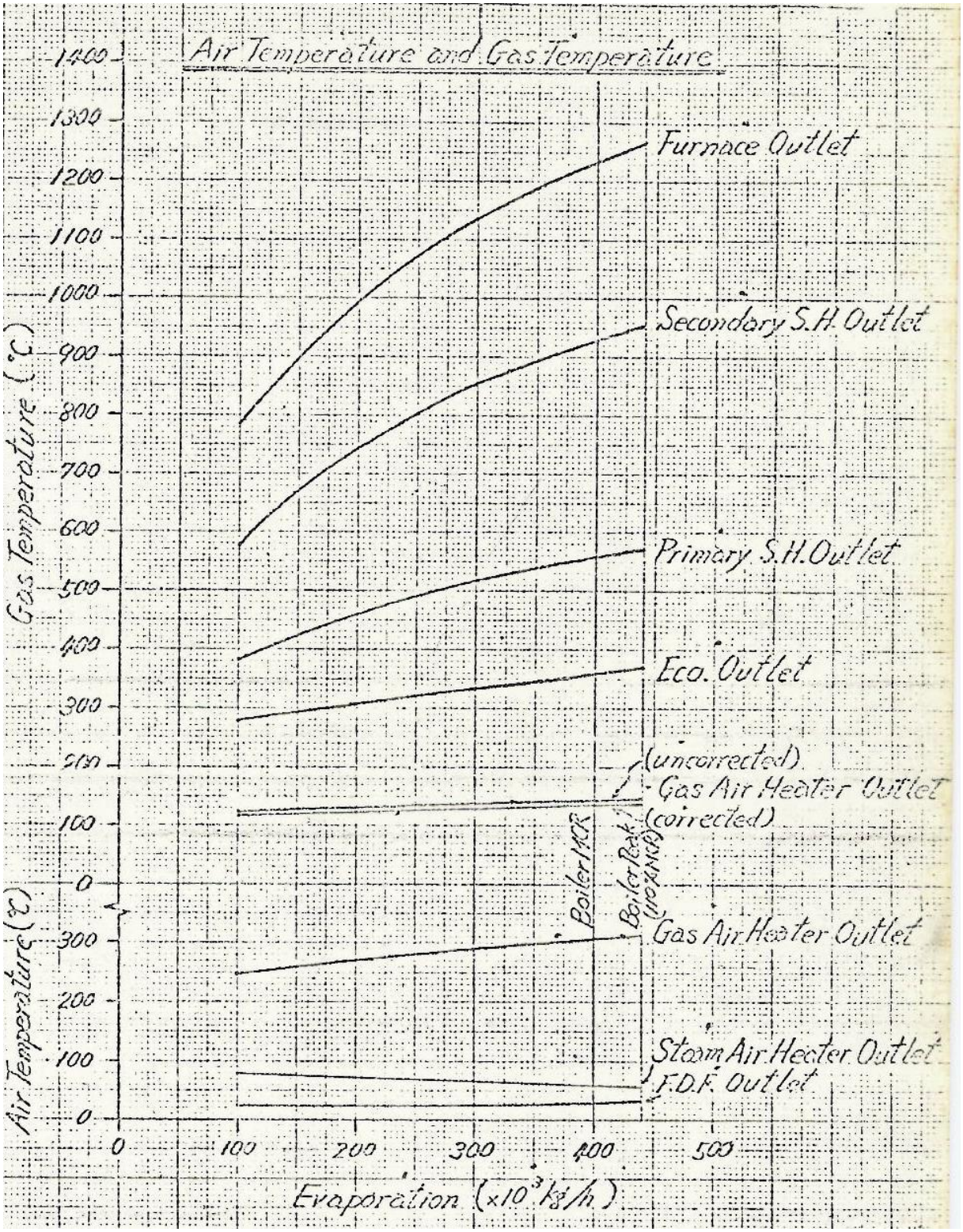

Figura 36 - Curva de Projeto de Temperatura de Ar e Gás de Combustão versus Geração de Vapor com queima de RAP. Fonte: Livro de projeto IHI, 1974.

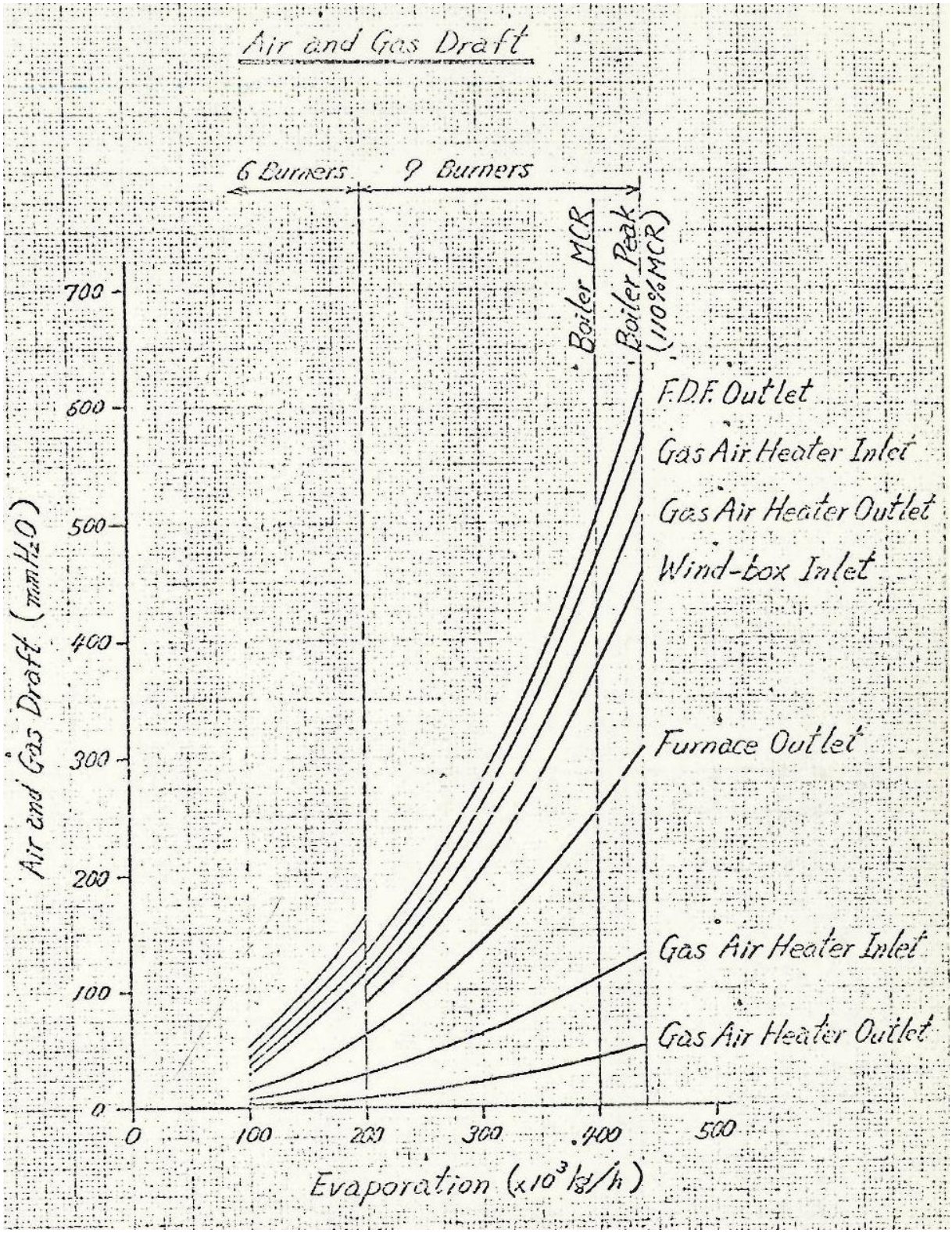

Figura 37 - Curva de Projeto de Pressão do Ar e Gás de Combustão versus Geração de Vapor com queima de GRP. Fonte: Livro de projeto IHI, 1974.

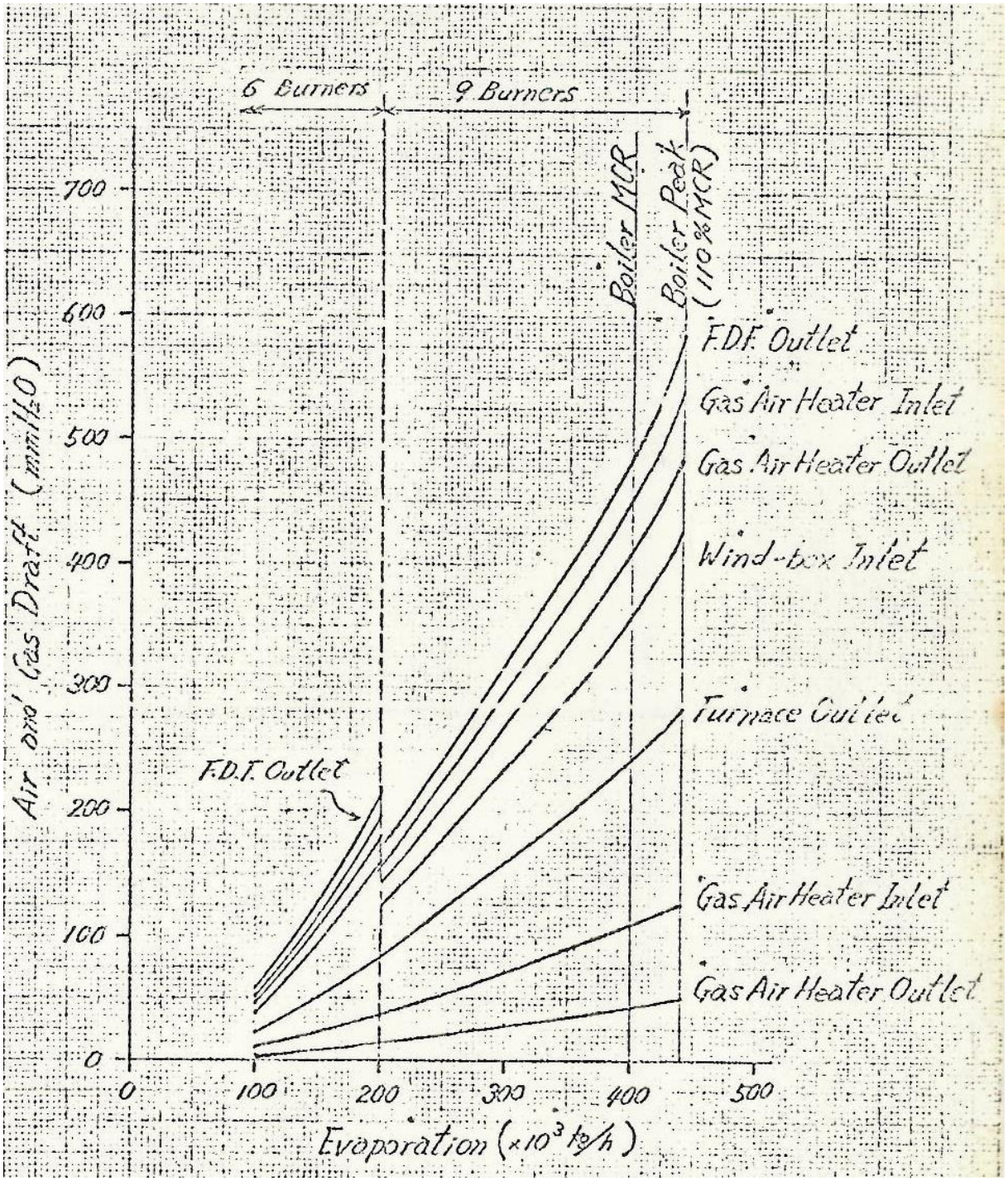

Figura 38 - Curva de Projeto de Pressão do Ar e Gás de Combustão versus Geração de Vapor com queima de RAP. Fonte: Livro de projeto IHI, 1974.

APÊNDICE C – DADOS DE PROJETO DO PRÉ-AQUECEDOR DE AR REGENERATIVO

FUEL: HFO #4 (2.8% SULFUR)

LOAD		75%		50%	
FLOWS	KG./HR.				
AIR ENTERING		161970.	148725.	120228.	106983.
AIR LEAVING		146250.	133005.	107250.	94005.
GAS ENTERING		156150.	156150.	120400.	120400.
GAS LEAVING		171870.	171870.	133378.	133378.
COLD AIR BYPASSED		0.	13245.	0.	13245.
TEMPERATURES	DEG. C.				
AIR ENTERING		66.0	66.0	73.0	73.0
AIR LEAVING		277.8	287.2	258.3	268.9
MIXED AIR LEAVING		-	267.8	-	245.6
GAS ENTERING		350.0	350.0	310.0	310.0
GAS LEAVING UNCORR.		165.6	174.4	156.7	167.8
GAS LEAVING CORR.		157.1	165.1	149.0	159.1
AVE COLD END TEMP		115.6	120.0	115.0	120.6
PRESSURE DIFFERENTIALS	MM.WG.				
PRESSURE DROP AIR		26.67	22.86	16.51	13.97
PRESSURE DROP GAS		34.29	35.56	21.59	21.59
HOT END DIFFERENTIAL		220.00	220.00	160.00	160.00
COLD END DIFFERENTIAL		280.96	278.42	198.10	195.56
LEAKAGE	~~LBS~~ kg/HR	15720.	15720.	12978.	12978.
	%	10.07	10.07	10.78	10.78
DESIGN EXPECTED LEAKAGE	KG/HR	15700	15700	15900	15900
	%	10.1	10.1	13.2	13.2

Figura 39 - Folha de Especificação do Pré-Aquecedor de Ar Regenerativo para Q_V de 200 t/h e 300t/h. Fonte: Livro de projeto IHI, 1974.

FUEL: HFO #4 (2.8% SULFUR)

LOAD		------ PEAK ------		------ MCR ------	
FLOWS	KG./HR.				
AIR ENTERING		236117.	232035.	215428.	196059.
AIR LEAVING		214000.	209918.	195000.	175631.
GAS ENTERING		229000.	229000.	208180.	208180.
GAS LEAVING		251117.	251117.	228608.	228608.
COLD AIR BYPASSED		0.	4082.	0.	19369.
TEMPERATURES	DEG. C.				
AIR ENTERING		57.0	57.0	60.0	60.0
AIR LEAVING		296.7	299.4	277.8	288.9
MIXED AIR LEAVING		-	295.0	-	266.7
GAS ENTERING		390.0	390.0	360.0	360.0
GAS LEAVING UNCORR.		181.7	183.3	170.6	180.6
GAS LEAVING CORR.		171.3	172.9	161.4	170.5
AVE COLD END TEMP		119.4	120.0	115.6	120.6
PRESSURE DIFFERENTIALS	MM.WG.				
PRESSURE DROP AIR		50.80	49.53	41.91	36.83
PRESSURE DROP GAS		69.85	69.85	57.15	57.15
HOT END DIFFERENTIAL		400.00	400.00	350.00	350.00
COLD END DIFFERENTIAL		520.65	519.38	449.06	443.98
LEAKAGE	KG ~~LBS~~/HR	22117.	22117.	20428.	20428.
	%	9.66	9.66	9.81	9.81
DESIGN EXPECTED LEAKAGE	KG/HR	19700	19700	18900	18900
	%	8.6	8.6	9.1	9.1

Figura 40 - Folha de Especificação do Pré-Aquecedor de Ar Regenerativo para Q_V de 400 t/h e 440t/h. Fonte: Livro de projeto IHI, 1974.

APÊNDICE D – DETALHAMENTO DA FÓRMULA PARA DETERMINAR GANHO FINANCEIRO APÓS OTIMIAÇÃO DE CALDIERA

Define-se eficiência da caldeira nos casos real e otimizado, conforme Equações [1] e [2].

[1] Eficiência Caso Real: $\eta_{REAL} = \frac{W_{REAL}\,({}^{kJ}/_{h})}{Q_{REAL}\,({}^{kJ}/_{h})}$

[2] Eficiência Caso Otimizado: $\eta_{OTIMIZADO} = \frac{W_{OTIMIZADO}\,({}^{kJ}/_{h})}{Q_{OTIMIZADO}\,({}^{kJ}/_{h})}$

Como o parâmetro W, vapor gerado pela caldeira, é requerido pelo processo, então ele é o mesmo tanto para o caso real da caldeira quanto para o cenário otimizado. Define-se Equação [3].

[3] $W_{REAL} = W_{OTIMIZADO} = Q_V({}^{t}/_{h}) \times (H_{V120} - H_{COND,120})({}^{kJ}/_{kg}) \times 1000({}^{kg}/_{t})$

Reorganizando [1] em função do calor consumido pela caldeira, define-se Equação [4].

[4] $Q_{REAL}\,({}^{kJ}/_{h}) = \frac{W\,({}^{kJ}/_{h})}{\eta_{REAL}}$

Reorganizando [2] em função do calor consumido pela caldeira, define-se Equação [5].

[5] $Q_{OTIMIZADO}\,({}^{kJ}/_{h}) = \frac{W\,({}^{kJ}/_{h})}{\eta_{OTIMIZADO}}$

Determina-se a economia de combustível como sendo a diferença entre o consumo de combustível nos cenários otimizado e real, conforme Equação [6].

[6] $Q_{OTIMIZADO} - Q_{REAL} = \frac{Q_V({}^{t}/_{h}) \times (H_{V120} - H_{COND,120})({}^{kJ}/_{kg}) \times 1000({}^{kg}/_{t})}{\left(\frac{1}{\eta_{OTIMIZADO}} - \frac{1}{\eta_{REAL}}\right)}$

Na Equação [7] define-se o ganha financeiro associado à economia de combustível entre os dois casos.

[7] $Ganho\ Financeiro = \frac{Q_V \times (H_{V120} - H_{COND,120}) \times 1000}{\left(\frac{1}{\eta_{OTIMIZADO}} - \frac{1}{\eta_{REAL}}\right)} \times \frac{8760}{1000} \times \frac{CUSTO\ GN}{1055{,}06}$