

LEONARDO JONAS RIBEIRO JARDIM

AUDITORIA ENERGÉTICA EM CALDEIRA
DE MONÓXIDO DE CARBONO

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

Guaratinguetá
2011

J37a	Jardim, Leonardo Jonas Ribeiro Auditoria energética em caldeira de monóxido de carbono / Leonardo Jonas Ribeiro Jardim. - Guaratinguetá: [s.n.], 2011 55 f.: il. Bibliografia: f. 52-55 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011 Orientador: Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri 1. Caldeiras 2. Auditoria - Energia
------	---

CDU 621.18

AUDITORIA ENERGÉTICA EM CALDEIRA DE MONÓXIDO DE CARBONO

LEONARDO JONAS RIBEIRO JARDIM

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO
COMO PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

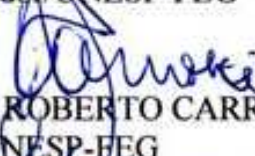
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO
DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. JOSÉ ANTONIO PERRELLA BALESTIERI
Orientador/UNESP-FEG



Prof. Dr. LUIZ ROBERTO CARROCCI
UNESP-FEG



Prof. Dr. MAURÍCIO ARAÚJO ZANARDI
UNESP-FEG

Dezembro de 2011

DADOS CURRICULARES

LEONARDO JONAS RIBEIRO JARDIM

NASCIMENTO	19.02.1987 – CRUZEIRO / SP
FILIAÇÃO	José Sávio Jardim Francisca Isabel Ribeiro Jardim
2002/2004	Curso Técnico Colégio Técnico de Lorena “Prof. Nelson Pesciotta”
2006/2011	Curso de Graduação Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá – Universidade Estadual Paulista “Julio Mesquita Filho”

Dedicatória

à minha família, em especial aos meus pais Jardim e Francisca, por todo apoio e incentivo ao longo de minha vida.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por ter iluminado meu caminho e guiado meus passos, agradeço pela minha vida, pela minha saúde, pela minha capacidade, pela minha família e meus amigos.

À minha família agradeço por todo apoio, compreensão e incentivo dados tanto para a realização desse trabalho, quanto durante a graduação e em outros momentos de minha vida.

Aos amigos sou grato por toda alegria e compreensão, em todos esse anos de estudo e esforço para obtenção do diploma.

Pela orientação, direcionamento e apoio para a realização desse trabalho, agradeço ao meu orientador, Professor Dr. José Antônio Perrella Balestieri.

Agradeço à Petrobras, por ter fornecido subsídios para a realização desse trabalho. Em particular, agradeço ao engenheiro Neemias Reis, pelo incentivo na realização desse estudo e apoio profissional.

Epígrafe

"A insatisfação é a principal
motivadora do progresso."

Thomas A. Edison

JARDIM, L. J. R. **Auditoria Energética em Caldeira de Monóxido de Carbono**. 2011. 53 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

RESUMO

Dentro dos conceitos de sustentabilidade, a auditoria energética revela sua importância no gerenciamento de sistemas em plantas industriais. Podendo economizar e reduzir desperdícios de energia representativos, o aprimoramento e desenvolvimento de sistemas térmicos e elétricos podem ser bastante atrativos para empresa. Com o foco em uma das caldeiras geradoras de vapor, a auditoria energética realizada visou aumentar sua eficiência e eliminar perdas de energia do equipamento térmico. A caldeira em análise é a comumente chamada caldeira de CO, pois a maior parte do poder calorífico fornecido provém deste. Utilizando-se de um gás combustível proveniente do processo de regeneração de catalisador, esta caldeira possui destaque no sistema de geração de energia da refinaria. Queimando uma mistura de componentes gasosos que seriam descartados para a atmosfera, esse equipamento térmico consegue gerar toneladas de vapor, tal qual as demais caldeiras instaladas. O desafio foi trabalhar com essa mistura gasosa e obter a máxima eficiência do sistema, reduzir sua umidade e aproveitar o calor das trocas térmicas foram objeto de estudo e recomendações. Todo projeto, desde avaliação das variáveis da composição do gás combustível, até a utilização de trocadores de calor e sistema de refrigeração foram indicados para avaliação e possíveis melhorias.

PALAVRAS-CHAVE: Auditoria energética, caldeira, mistura gasosa, componentes, eficiência.

JARDIM, L. J. R. **Energy Auditing at Carbon Monoxide Boiler**. 2011. 53 f. Monograph (Undergraduate Work in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

ABSTRACT

Within the concepts of sustainability, energy audit magnified its importance in managing systems in industrial plants. Can reduce waste and save energy representative, the improvement and development of thermal and electrical systems can be very attractive to business. With the focus on a boiler generating steam, the energy audit aimed to increase efficiency and eliminate energy losses of the heat engine. The boiler in question is commonly called CO boiler because most of the calorific power provided comes from this. Using a fuel gas from the catalyst regeneration process, it has featured in the boiler power generation system of the refinery. Burning a mixture of gaseous components from discarded into the atmosphere, the heat engine can generate tons of steam just as the other boilers installed. The challenge was to work with this gas mixture and obtain maximum efficiency, reduce moisture and enjoy the warmth of the heat exchange have been studied and recommended. Every project, from evaluation of the variables in the composition of fuel gas, to the using of heat exchangers and refrigeration system are suitable for evaluation and improvements.

KEYWORDS: Energy Audit, boiler, gas mixture, components, efficiency.

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Valores obtidos para o sistema de geração de vapor da caldeira de monóxido de carbono.....	33
Tabela 2. Poder calorífico dos gases do regenerador.....	34
Tabela 3. Comparativo do PCI dos gases combustíveis.	35
Tabela 4. Constantes para o calor específico (kJ/kg K).....	38
Tabela 5. Calor específico em função da temperatura.....	39
Tabela 6. Comparativo do PCI do gás seco com o gás úmido.	40
Tabela 7. Dados de especificação técnica da máquina de refrigeração por absorção ...	42
Tabela 8. Vazão mássica limitante por componente	44
Tabela 9. Aproveitamento da energia após secagem	46

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASTM - American Society for Testing and Materials

ASME - American Society of Mechanical Engineers

GERA - Gerador

EVA - Evaporador

COND - Condensador

ABS - Absorvedor

SRA - Sistema de Refrigeração por Absorção

PCI - Poder Calorífico Inferior

GV - Geração de Vapor

LISTA DE SÍMBOLOS

η_{GV}	rendimento da caldeira (geração de vapor)	[]
m_v	vazão de vapor na saída	t/h
h_v	entalpia do vapor na saída	kJ/kg
h_a	entalpia da água de alimentação	kJ/kg
m_c	vazão de combustível	t/h
Q_{CO}	carga térmica do gás combustível (gás CO)	MJ/h
Q_{GN}	carga térmica do gás natural	MJ/h
m_{ref}	vazão de água no refrigerador	t/h
C_p	calor específico do gás	kJ/kg K
Q_{Ger}	capacidade térmica do gerador	MJ/h
m_{CO_l}	vazão de combustível limitante	t/h
m_{2v}	vazão de vapor na saída do refrigerador	t/h
P_v	pressão de vapor	kPa
ρ	massa específica	kg/m ³
R	constante universal dos gases	kJ/kg K
Q_{cond}	Capacidade térmica do condensador	MJ/h
m_{sec}	vazão de gás seco	t/h
T_{fCO}	temperatura final do gás CO	°C
m_{ex}	vazão do gás de exaustão	t/h
u	energia interna	kJ/kg
m_s	vazão no superaquecedor	t/h
m_d	vazão no dessuperaquecedor	t/h
Q_{ret}	capacidade térmica retirada pelo dessuperaquecedor	MJ/h
Q_{T_t}	carga térmica final para vazão total	MJ/h
Q_{T_l}	carga térmica final para vazão limitante	MJ/h

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO.....	15
1.1	JUSTIFICATIVAS.....	16
1.2	OBJETIVOS.....	16
1.2.1	Objetivo Geral.....	16
1.2.2	Objetivos Específicos.....	17
2.	REVISÃO DA LITERATURA.....	18
2.1	GERENCIAMENTO ENERGÉTICO.....	18
2.2	AUDITORIA ENERGÉTICA.....	19
2.2.1	Introdução.....	19
2.2.2	Componentes Básicos de uma Auditoria Energética.....	20
2.3	CRAQUEAMENTO CATALÍTICO FLUIDIZADO.....	20
2.2.1	Introdução.....	20
2.2.2	Descrição do Processo.....	21
2.2.2	Processo Regenerativo.....	22
2.3	CALDEIRA.....	24
2.2.1	Introdução.....	24
2.2.2	Caldeira Queimando Monóxido de Carbono.....	25
2.3	SSTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO.....	26
2.2.1	Introdução.....	26
2.2.2	Ciclos de Absorção.....	27
3.	MÉTODO.....	29

3.1	ANÁLISE DE CALDEIRAS	29
3.1.1	Consumo de Energia.....	29
3.1.2	Equações de Balanço	29
3.1.3	Eficiência	30
3.1	PRINCIPAIS ELEMENTOS PARA MÁXIMA EFICIÊNCIA.....	31
3.1.1	Excesso de Ar	31
3.1.2	Temperatura da Chaminé.....	31
3.1.3	Perdas de Energia na Geração de Vapor	32
4.	PROPOSIÇÃO	33
4.1	GÁS COMBUSTÍVEL DO REGENERADOR (GÁS CO).....	35
4.1.1	Secagem pelo Sistema de Refrigeração por Absorção	36
4.2	GÁS DE EXAUSTÃO PARA CHAMINÉ.....	37
4.3	ALIMENTAÇÃO PARA DESSUPERAQUECEDOR	37
5.	RESULTADOS	38
5.1	ESTIMATIVA DO CALOR ESPECÍFICO	38
5.2	BALANÇO DE MASSA E ENERGIA NO SISTEMA.....	39
5.2.1	Rendimento da Caldeira	40
5.3	ANÁLISE DO GÁS COMBUSTÍVEL DO REGENERADOR	40
5.3.1	Avaliação do PCI	40
5.4	CÁLCULOS DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	41
5.5	REMOÇÃO DE UMIDADE DO GÁS COMBUSTÍVEL.....	44
5.5.1	Estimativa do Condensado Gerado.....	44
5.5.2	Avaliação dos Resultados	46

5.6	UTILIZANDO A TEMPERATURA DE CHAMINÉ	46
5.7	BALANÇO DE MASSA E ENERGIA NO DESSUPERAQUECEDOR	47
5.8	BALANÇO DE ENERGIA FINAL DO SISTEMA	48
6.	CONSIDERAÇÕES FINAIS	50
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	52

1 INTRODUÇÃO

O desenvolvimento sustentável e a eficiência energética devem ser metas para todas as empresas. Esta meta pode ser alcançada através da utilização de fontes renováveis de energia, sistemas de baixo custo e impacto na conservação do meio ambiente.

Equipamentos térmicos de grande consumo e geração de energia, como uma caldeira de vapor, pode continuamente ser alvo de auditoria energética. Apesar da contínua evolução tecnológica, ainda existem diversos pontos de melhoria no gerenciamento de energia deste equipamento térmico.

Estão apresentadas a seguir breves descrições dos capítulos que compõem esse trabalho, que envolvem a análise dos possíveis métodos de aprimoramento do sistema.

Nesse capítulo, tem-se a introdução dos assuntos a serem discutidos, com uma visão geral do trabalho. Também são mostrados os objetivos gerais e específicos a serem atingidos, além das suas justificativas.

No capítulo 2 é apresentada a revisão bibliográfica do assunto, abordando todos os temas de um gerenciamento energético, como também as informações técnicas dos principais sistemas analisados. São apresentadas as definições gerais e discutidos alguns artigos utilizados no trabalho.

No capítulo 3 estão as metodologias utilizadas para a auditoria energética realizada na caldeira, abordando principalmente os pontos críticos dessa avaliação no sistema de geração de vapor.

No capítulo 4 está definida a proposta desse trabalho, explicando a metodologia aplicada e o seu desenvolvimento.

No capítulo 5 são mostrados os resultados obtidos, com as discussões de todo cálculo realizado. Também neste capítulo, são realizadas parte das avaliações dos resultados obtidos.

No capítulo 6 são feitas as considerações finais desse trabalho, apresentando as conclusões mais importantes e as melhorias possíveis de se aplicar.

1.1 JUSTIFICATIVAS

O sistema de vapor superaquecido é o responsável por coletar o vapor de alta pressão gerado pelas seis caldeiras e distribuí-lo para os turbogeradores, responsáveis pela autossustentável geração de energia elétrica utilizada nos processos da REVAP. Dessa forma, esse sistema tem importância estratégica para a refinaria, pois envolve tanto a distribuição de vapor na planta quanto a geração da energia demandada para o funcionamento das unidades.

Por serem grandes consumidoras e geradoras de energia, as caldeiras tem sempre avançado e aperfeiçoado sua tecnologia através dos relatos de profissionais, que buscam sempre o melhor desempenho e gerenciamento da energia utilizada pela máquina.

A caldeira de vapor à CO, teve enfoque principal nos estudos, por ter um diferencial na queima de um combustível de composição mista e um tanto variável.

Recebendo carga de outra unidade, essa caldeira não queima apenas os combustíveis produzidos na Refinaria, mas também o resíduo de outra unidade de processo, resíduo este que, por sua vez, representa de 80 a 90 % da energia produzida na queima.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Tendo como objetivo maximizar o aproveitamento de energia da caldeira, este trabalho apresenta de uma forma ampla, as possíveis fontes de melhoria no uso dos equipamentos, além de se otimizar fontes de energia desperdiçadas.

1.2.2 Objetivos Específicos

Objetiva-se o aprimoramento da visão técnica para melhores gerenciamentos de energia do sistema, assim como aumento do conhecimento em máquinas térmicas, dos processos e subprocessos envolvidos.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 GERENCIAMENTO ENERGÉTICO

Observa-se que as empresas se tornam cada vez mais eficientes no uso de sua energia e os fatos comprovam isto. Aqueles que aproveitaram todas as possibilidades de uma exploração, agora estão procurando novas formas de se tornarem mais competitivos. Sempre é possível se avaliar um melhor gerenciamento de energia, por isso existe uma crescente no número de empresas criando um programa de gerenciamento energético. Gerenciar é o começo para se mostrar a quantia de dinheiro que estão deixando pra trás ao não motivar um bom plano de gestão energética.

Com as novas tecnologias e fontes alternativas de energia hoje disponíveis, é possível se reduzir representativamente o consumo energético de todo país. Contudo, existem barreiras para impedir sua implementação, que em maioria são barreiras econômicas.

Gerenciar energia não é somente um desafio técnico, mas sim como implementar as mudanças dentro das limitações econômicas, gerando o mínimo de distúrbios (MASHBURN, 1992).

Diferentemente de outros estilos de gerenciamentos que vem e vão, a necessidade de se gerenciar energia vai estar permanentemente dentro da sociedade. Segundo Mashburn (1992), existem várias razões para isso:

- Existe um retorno econômico direto. A maioria dos ganhos com a utilização da energia tem retorno em menos de dois anos. Alguns são até imediatos, como variações de carga ou obtenção de nova taxa de consumo elétrico.
- Grande parte das indústrias procuram por um patamar competitivo. Uma redução nos custos de produção podem ser imediatos e permanentes.
- A tecnologia está mudando tão rápido que as técnicas atuais atingem sua meia-vida em dez anos no máximo. Alguém dentro da organização deve estar na posição de avaliar e atualizar constantemente essa tecnologia.

- Proteção da energia é parte do gerenciamento energético. Sem um plano de contingência para momentos de escassez e interrupções, e um plano estratégico bastante abrangente as organizações correm risco de maiores problemas sem soluções imediatas.

Aquelas pessoas que escolherem, ou em muitos casos forem direcionadas a gerenciar energia, terão sucesso por reconhecer sua continuidade necessária e pelo esforço em se tornarem qualificadas nesta profissão emergente e dinâmica.

2.2 AUDITORIA ENERGÉTICA

2.2.1 Introdução

Para Mashburn (1992), economizar dinheiro em contas de energia é atrativo para os negócios, indústrias e pessoas. Aqueles clientes em que as contas de energia são grande parte da renda e especialmente aqueles que elas representam uma fração significativa dos custos de operações da companhia, tem uma forte motivação para iniciar e dar continuidade em programas de controle dos custos de energia operantes. Nenhuma ou até mesmo pequenas mudanças nos custos operacionais podem economizar ao cliente ou a indústria de 10-20% com gastos em utilidades. Programas com utilização de capital com *payback* de dois anos ou menores, podem vir a economizar um adicional de 20-30%. Em muitos casos, esses custos dos programas de controle irão também resultar, tanto em redução no consumo de energia, quanto em reduções nas emissões de poluentes ambientais.

A auditoria energética é uma das primeiras tarefas a se realizar para o acompanhamento de um programa de controle de gastos de energia. Uma auditoria energética consiste num exame detalhado em como uma instalação usa a energia e o que se paga por essa energia. Por fim, um programa com recomendações de mudanças nas práticas operacionais e consumos de energia dos equipamentos, que irão impactar diretamente em economia e custos de energia. O auditor de energia é também conhecido como analista de energia ou avaliador de energia, e por isso não é

confundido com uma conotação negativa de auditor. Ele representa uma experiência positiva, com benefícios significativos para os negócios ou para si próprio, e o termo auditar deve ser evitado se claramente produz uma imagem negativa na mente de um setor específico ou individualmente falando.

2.2.2 Componentes Básicos de uma Auditoria Energética

Para Capehart et. al. (2000), o processo de auditoria energética se inicia coletando informações sobre as instalações e sobre seu passado relacionado aos gastos da instalação. Esses dados são então analisados, de modo a se ter uma imagem sobre a utilização das instalações e os possíveis desperdícios de energia; além do que, auxilia o auditor a aprender quais áreas examinar para as reduções no gasto com energia. Mudanças específicas, chamadas de oportunidades de conservação de energia, são identificadas e verificadas para determinar seus benefícios e o custo efetivo. Essas oportunidades são avaliadas de acordo com o custo-benefício e uma comparação econômica é feita para classificá-las. Finalmente, um plano de ação é criado de acordo com a oportunidade principal escolhida para implementação, formando um novo processo que irá economizar energia e dinheiro.

2.3 CRAQUEAMENTO CATALÍTICO FLUIDIZADO

2.3.1 Introdução

O processo de craqueamento do petróleo é constituído fundamentalmente de uma reação de quebra de moléculas de alto peso molecular e de baixo valor comercial, em moléculas de menor peso molecular e com alto valor comercial. O processo pode ser puramente térmico, ou pode ser realizado na presença de catalisador. Em razão do processo exigir altas temperaturas, utiliza-se o processo catalítico que ainda sim exige temperaturas na faixa de 500°C a 550°C. A presença do catalisador também permite

obtenção de maiores seletividades e, portanto, maior rendimento dos produtos desejados.

Graças aos processos de craqueamento do petróleo bruto são retirados certos produtos em muito maior proporção do que aquela fornecida pela própria natureza. Se a sociedade tivesse que depender da quantidade de gasolina extraída do petróleo bruto, jamais seria obtido o rendimento necessário do precioso combustível para a movimentação dos nossos carros. O craqueamento soluciona o problema, permitindo a obtenção do produto em maior escala.

2.3.2 Descrição do Processo

No processo de craqueamento catalítico, a carga (gasóleo proveniente da destilação a vácuo, e que seria utilizado como óleo combustível) entra em contato com um catalisador a uma temperatura elevada, ocorrendo à ruptura das cadeias moleculares, dando origem a uma mistura de hidrocarbonetos que são posteriormente fracionados.

O craqueamento catalítico é considerado um processo de alta rentabilidade econômica por utilizar como carga um produto de baixo valor comercial que, se não aproveitado nesta unidade, serviria apenas como óleo combustível.

Este processo tem como finalidade principal à produção de GLP e/ou gasolina. Paralelamente são também formados produtos mais pesados que a gasolina, além de um resíduo de alto teor de carbono, chamado coque, que se deposita na superfície do catalisador.

Existem diversos tipos de unidades de craqueamento catalítico fluido, diferindo uma das outras pelo arranjo relativo entre o reator e o regenerador. O desenho desse processo está esquematizado na Figura 1.

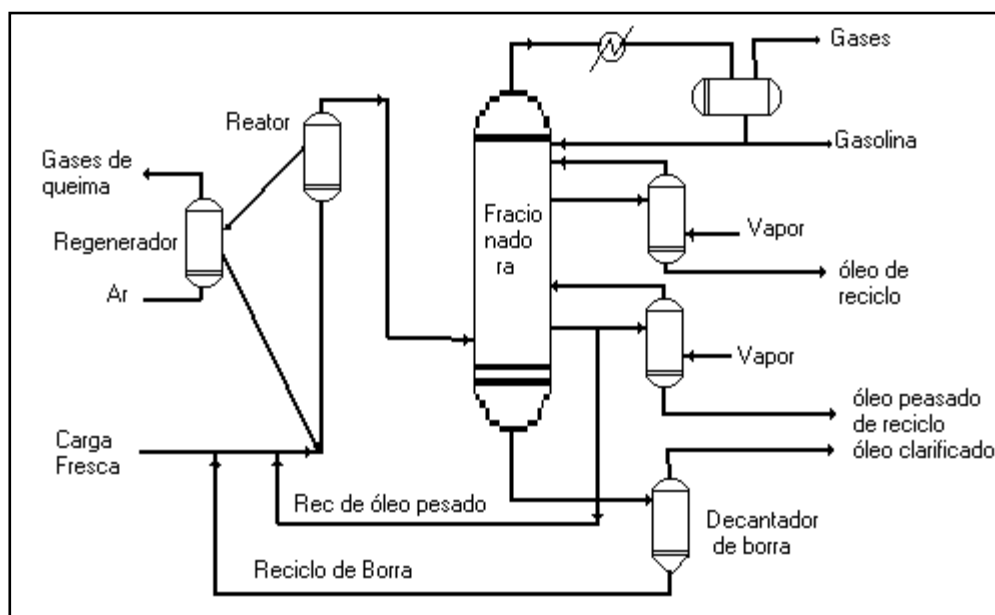


Figura 1 – Fluxograma simplificado de uma unidade de craqueamento catalítico fluidizado

2.3.3 Processo Regenerativo

No regenerador, o coque depositado sobre o catalisador é queimado com ar a uma temperatura de cerca de 700°C. A queima do coque serve não só para regenerar o catalisador, como também para fornecer a maior parte da energia necessária para a vaporização do gasóleo e para as reações de craqueamento. Exata energia é conduzida do regenerador para a base do “riser” pelo catalisador circulante.

Partículas finas de catalisador, arrastadas pela corrente gasosa, são recuperadas pelo conjunto de ciclones de dois estágios. Os gases da combustão, inertes e finos do catalisador não regenerados deixam o segundo estágio dos ciclones e alcançam a câmara plena do topo do regenerador, que também serve como ponte de sustentação dos ciclones.

A composição volumétrica destes gases é aproximadamente a seguinte: ($N_2 = 80\%$; $CO_2 = 10\%$; $CO = 10\%$). É possível transformar o CO em CO_2 , liberando-se energia, que é aproveitada para a geração de vapor d’água de alta pressão. Este processo é realizado na caldeira de CO.

Os gases de combustão provenientes do regenerador caminham para a câmara de orifício (ou câmara de expansão), onde a pressão é reduzida ao nível necessário à operação da caldeira de CO.

Um aquecedor de ar, que é parte integrante da linha de injeção de ar para o distribuidor, é usado durante a partida para aquecer o conversor, e fornecer o calor necessário para elevar a temperatura do leito do regenerador ao ponto em que possa iniciar a combustão do coque.

Após certo tempo o catalisador do FCC, uma zeólita, sofre um processo de desativação irreversível, pela destruição dos seus componentes ativos. Quando isso ocorre, existe a troca desta porção de catalisador por uma mesma quantidade de catalisador virgem. Segue abaixo, na figura 2, o fluxograma do processo regenerativo:

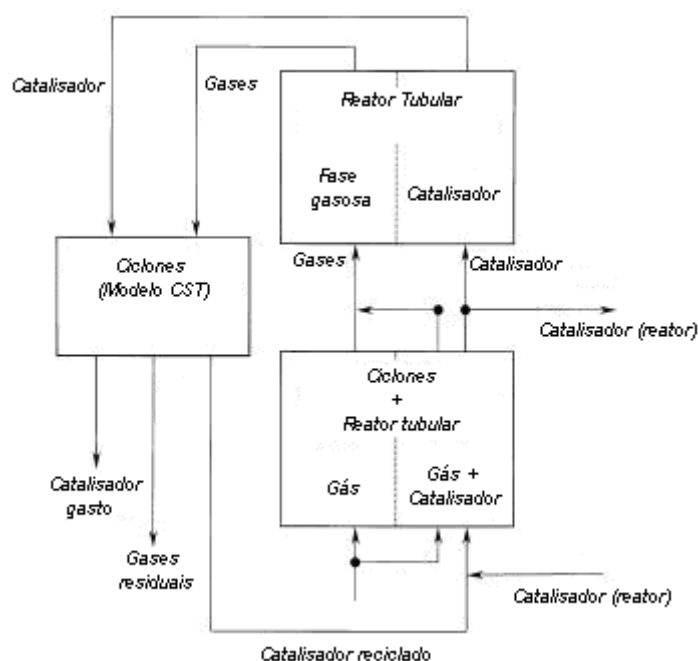
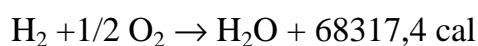


Figura 2 – Fluxograma simplificado do processo de regeneração de catalisador

Algumas das reações que se desenvolvem durante este processo de combustão do coque estão apresentadas abaixo:





2.4 CALDEIRA

2.4.1 Introdução

A eficiência de uma caldeira tem grande influência sobre economia de energia. Portanto, é um índice importante para maximizar a transferência de calor para a água e minimizar as perdas de energia na caldeira. Calor pode ser perdido nas caldeiras por uma variedade de métodos, incluindo as perdas de calor do gás de combustão, as perdas de radiação e, no caso de caldeiras a vapor, perdas de alívios e descartes (ERC, 2004). Para otimizar o funcionamento de uma caldeira, é necessário identificar onde o desperdício de energia é provável de ocorrer. Uma quantidade significativa de energia é perdida através de gases de combustão, bem como todo o calor produzido pela queima de combustível não pode ser transferido para a água ou vapor na caldeira. A temperatura dos gases de combustão deixando uma caldeira, geralmente variam de 150-250 °C, em torno de 10 a 30% da energia é perdido por ele. Um balanço térmico típico em uma caldeira é mostrado na figura 3. Como a maioria das perdas de calor da caldeira aparecem na forma de calor nos gases de combustão, a recuperação deste calor pode resultar numa substancial economia de energia (JAYAMAHA, 2008; BEGGS, 2002). Isto indica que há enormes potenciais para o aproveitamento de energia da caldeira, minimizando suas perdas. A tecnologia envolvida em uma caldeira pode ser vista como tendo atingido um patamar, com aumento ainda pequeno dentro da eficiência difícil de se alcançar. (SONIA E RUBIN, 2007).

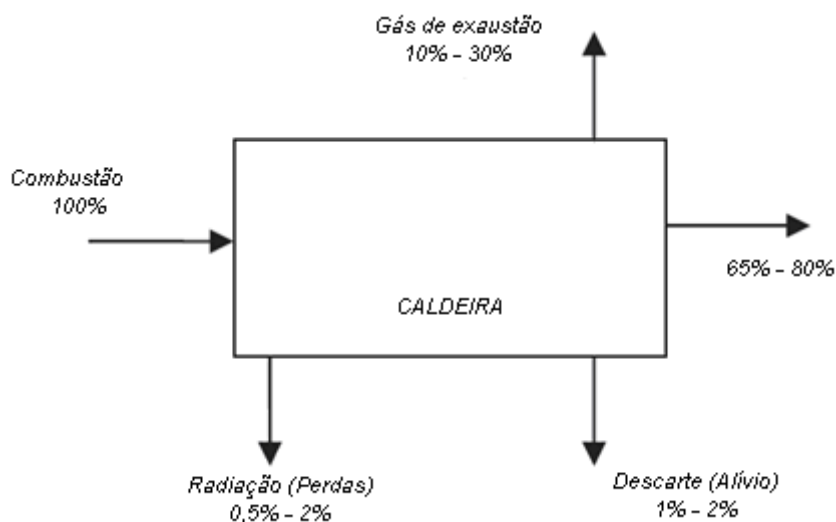


Figura 3 – Balanço de calor típico de uma caldeira (JAYAMAHA, 2008)

2.4.2 Caldeira Queimando Monóxido de Carbono

A caldeira de CO opera baseada no princípio da circulação natural, ou seja, o fluxo de água mais vapor é estabelecido do tubulão de água, devido a diferença de densidade existente entre os fluxos ascendentes e descendentes.

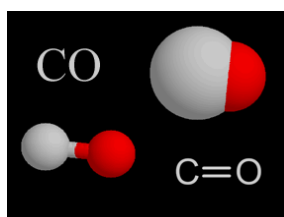


Figura 04 – Molécula de Monóxido de Carbono

A energia utilizada na geração de vapor provém não apenas do gás CO, mas também de queima do combustível suplementar que pode ser gás combustível e ou óleo combustível. A utilização do combustível suplementar é necessária por duas razões:

- O controle da taxa de queima da caldeira não pode ser feito sobre o gás CO, desde que este está sujeito a variações de vazão, como consequência das necessidades de operação do conversor.

- É necessária uma temperatura mínima para que se efetue a ignição do CO. Esta temperatura mínima é da ordem de 609°C.

Assim sendo, a vazão do combustível suplementar é regulada a cada momento a fim de absorver as variações da corrente de CO, mantendo a produção de vapor no valor adequado, bem como garantir uma temperatura de combustão suficientemente alta para assegurar a queima contínua de CO.

2.5 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

2.5.1 Introdução

Sistema de refrigeração por absorção está voltando a se tornar importante. Ele pode alcançar capacidade de refrigeração maior do que o sistema de compressão a vapor, quando usadas outras fontes de energia (como calor residual de processos industriais, turbinas a gás ou vapor, sol ou biomassa) ao invés de eletricidade (ADEWUSI e ZUBAIR, 2004).

Outra importante aplicação de refrigeradores de absorção é em sistemas de trieração que podem ser definidos como sistemas combinados de produção de energia mecânica, calor e resfriamento (TEMIR e BILGE, 2004).

Os modernos sistemas de energia utilizados em processos químicos e petroquímicos estão utilizando sistemas de cogeração que fornecem calor e energia mecânica simultaneamente. A aplicação de refrigeradores por absorção está crescendo, principalmente para sistemas de baixa capacidade, utilizando calor residual de aplicações industriais como fonte de calor (BRUNO et al., 1999). Um sistema simples de absorção é similar ao sistema convencional de compressão a vapor. Os dois são compostos por um condensador, um evaporador e uma válvula de expansão. O que difere nesses sistemas é o mecanismo de elevação da pressão. No sistema de compressão a vapor utiliza-se um compressor. No sistema por absorção a operação de compressão é realizada pelo conjunto gerador-absorvedor. O ciclo básico de absorção é mostrado na Figura 5.

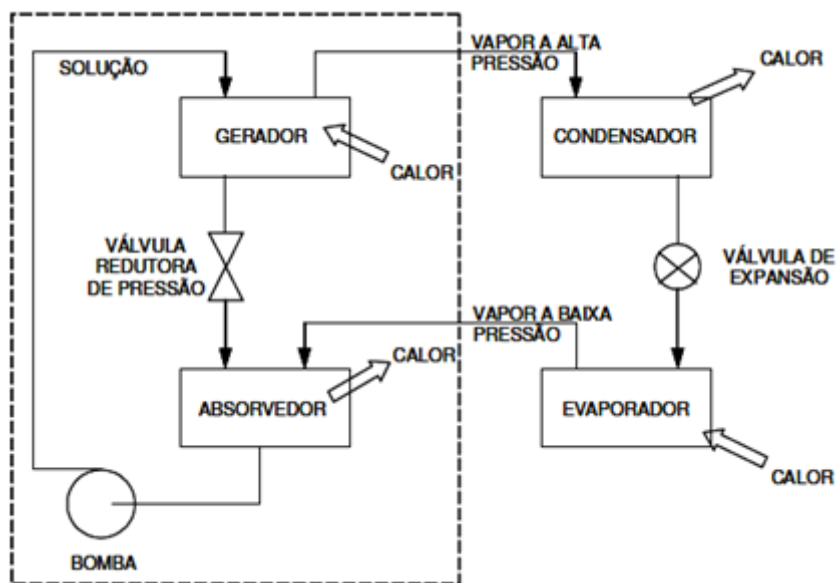


Figura 5 – Ciclo básico de refrigeração por absorção (STOECKER, 1985)

O ciclo descrito acima tem início na saída do evaporador, onde o vapor de baixa pressão é absorvido por uma solução líquida no absorvedor. Essa solução é transportada pela bomba até o gerador. Durante esse processo, a solução eleva sua pressão. No gerador, o calor de uma fonte de alta temperatura retira o vapor que tinha sido absorvido pela solução. A solução líquida que foi separada durante esse processo retorna por uma válvula redutora de pressão, que tem a finalidade de manter as diferenças de pressão entre o gerador e o absorvedor. O vapor que saiu do gerador a alta pressão é entregue ao condensador que rejeita o calor para a atmosfera. O líquido refrigerante a alta pressão vindo do condensador tem sua pressão reduzida por uma válvula de expansão até ser entregue ao evaporador. O ciclo é finalizado quando o líquido refrigerante é vaporizado no evaporador ao receber calor a baixa temperatura da substância que está sendo refrigerada (STOECKER e JONES, 1985).

2.5.2 Ciclos de Absorção

Sistemas de refrigeração por absorção apresentam-se como alternativa para sistemas de compressão a vapor sendo que possuem como vantagem a utilização de

energia térmica, substituindo uma parte da energia elétrica. Essa energia térmica pode ser obtida de qualquer fonte de calor, como por exemplo, calor residual de processos fabris, energia solar e queima de combustíveis (SBRAVATI e SILVA, 2006). Comparado com os sistemas de compressão a vapor o equipamento de absorção é muito mais simplificado e muito menos dispendioso para as mesmas capacidades de refrigeração (DOSSAT, 2001).

O coeficiente de desempenho (COP) do sistema a absorção é muito menor do que o do sistema de compressão a vapor, sendo a relação de 1 para 5 ou mais, considerando as mesmas condições de funcionamento. O valor comparativamente baixo do COP para o sistema a absorção não deve ser considerado prejudicial porque os coeficientes de desempenhos dos dois ciclos são definidos diferentemente. O COP do ciclo de compressão a vapor é a relação da taxa de refrigeração pela potência na forma de trabalho fornecida para operar o ciclo, enquanto que no ciclo a absorção o COP é determinado pela relação entre a taxa de refrigeração e a taxa de adição de calor ao gerador (STOCKER e JONES, 1985). A energia na forma de trabalho é normalmente muito mais valiosa que a energia na forma de calor, o que viabiliza a utilização de sistemas por absorção.

A Figura 6 apresenta o diagrama P-T de um sistema de absorção contínua em um gráfico de temperatura versus pressão.

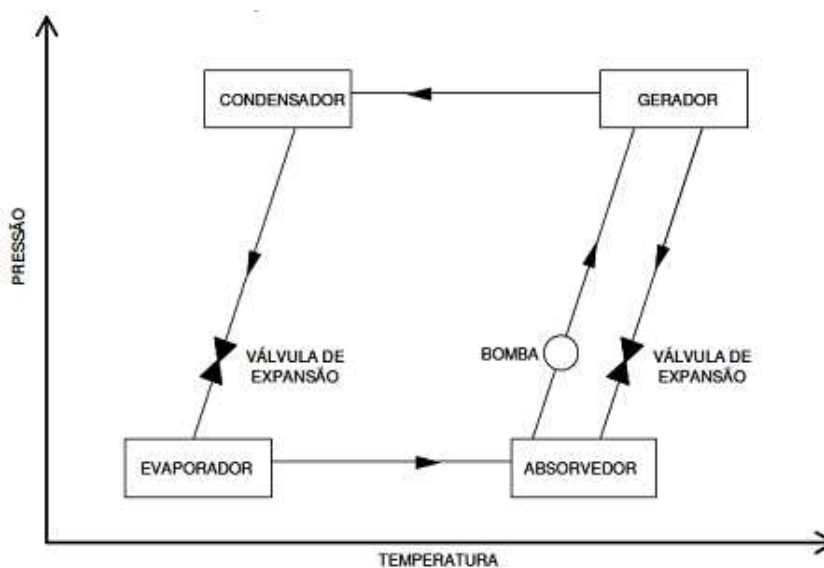


Figura 6 – Sistema de absorção contínua (HEROLD et al, 1996)

3 MÉTODO

3.1 ANÁLISE DE CALDEIRAS

Segundo Smith (2007) caldeiras, tal qual outros sistemas semelhantes, queimam combustíveis somados ao ar com o objetivo de se obter energia na forma de calor. O propósito de se gerar calor deve-se ao fato de se querer aumentar a temperatura de um produto como parte do processo industrial ou para se elevar a temperatura e pressão de um vapor que irá movimentar uma turbina, por exemplo.

3.1.1 Consumo de Energia

O consumo de energia de caldeiras podem ser determinados como função da carga e da eficiência expressas nas equações:

- Consumo de energia = f (operacional) \times (1/eficiência) dt
- Custo da energia = f (operacional) \times (1/eficiência) \times (custo do combustível) dt

Com isso, as oportunidades de se reduzir o consumo e/ou o custo da energia para caldeiras podem ser inseridos em algumas categorias.

Para se reduzir o consumo tem-se algumas opções: reduzir a carga, aumentar a eficiência operacional, reduzir o custo do combustível, ou então realizar a combinação de todos.

3.1.2 Equações de Balanço

As equações de balanço são usadas na análise de um processo no qual se determinam as entradas e saídas do sistema. Existem diversos tipos de equações de balanço que se provam úteis na análise de caldeiras.

O balanço de energia é usado para determinar toda energia na forma de calor que entra e sai do sistema. Assumindo que a energia não pode ser criada nem destruída, toda energia pode ser medida para uma análise do sistema, e assim a energia que entra é igual a energia que sai.

Numa caldeira, a análise pode se tornar um pouco mais complexa. A energia que entra pode originar-se do retorno de condensado, água de reposição, ar de combustão, combustível e talvez de diversas outras fontes, dependendo da complexidade do sistema térmico. Já a energia que deixa o sistema pode decorrer do vapor, sistemas de alívio, gases de exaustão, perdas de superfície, possíveis formação de cinzas, entre outras formas.

No balanço de massa determina-se toda a massa que entra e a que deixa o sistema. Pode ser aplicado a diferentes fluidos, no qual o balanço de massa pode ser realizado e ser útil na análise de uma caldeira. No caso de uma caldeira à vapor, o balanço pode ser usado como forma de balanço de água (vapor, retorno de condensado, água de reposição, alívios e água de alimentação).

3.1.3 Eficiência

Existem diferentes maneiras de se medir a eficiência em caldeiras. Isto poderia nos trazer alguma confusão, porém elas servem para nos transmitir diferentes informações. Por isso, é importante entender o que está sendo sugerido pela medida de eficiência dada.

Existem dois métodos primários de se determinar a eficiência: o método de entrada e saída e o método de perda de calor. Ambos os métodos resultam, no que comumente se refere, como a eficiência térmica global. As eficiências calculadas por esses métodos são eficiências generalizadas quando comparadas às eficiências totais. Estas podem incluir entradas de energia adicionais de equipamentos auxiliares como ventiladores de ar de combustão, bombas de combustível, queimadores, etc.

Outro termo comumente utilizado na eficiência de caldeiras é a eficiência de combustão. Ela é similar ao método de perdas de calor, mas somente as perdas de calor

derivadas dos gases de exaustão são consideradas. A eficiência da combustão pode ser medida em campo através da análise dos gases de combustão. Tipicamente, medindo o dióxido de carbono (CO_2) ou o oxigênio (O_2) dos gases de exaustão, pode-se determinar a eficiência da combustão enquanto existir excesso de ar.

3.2 PRINCIPAIS ELEMENTOS PARA A MÁXIMA EFICIÊNCIA

Existem variadas oportunidades de se maximizar a eficiência e reduzir os custos de operação em uma caldeira.

3.2.1 Excesso de Ar

O excesso de ar é definido como o excesso do montante requerido para condições estequiométricas. Em outras palavras, o excesso de ar é a quantidade teoricamente necessária para uma combustão completa. Na realidade, entretanto, não é possível obter a perfeita mistura de ar e combustível para atingir a combustão completa, sem que haja algum excesso de ar. Por outro lado, tem-se um combustível rico se o excesso de ar for reduzido e a combustão incompleta começa a ocorrer, resultando na formação de monóxido de carbono, carbono, fumaça e, em casos extremos, combustível não queimado. A queima incompleta é ineficiente, cara e normalmente insegura. Por isso, certo excesso de ar é exigido para assegurar a combustão completa e segura.

Contudo, o excesso de ar é também ineficiente, já que este está sendo aquecido de temperaturas ambientes até a temperatura dos gases de exaustão, resultando numa forma de perda de energia. Sendo assim, considerando que o excesso de ar é requerido, é também desejável que este seja minimizado.

3.2.2 Temperatura de Chaminé

Outro fator primário que afeta a eficiência e o consumo de combustível é a temperatura dos gases de combustão rejeitados para a chaminé. Aprimorar a eficiência

do processo, com a correspondente redução na entrada de combustível, pode ser obtida por meio da rejeição de gases de exaustão para a chaminé a menor temperatura praticável, baseada nos dados do projeto.

No geral, equipamentos de recuperação adicional de calor podem realizar essa conservação de energia quando o gás de exaustão exceder uma temperatura de aproximadamente 120 °C.

A instalação de economizadores e/ou pré-aquecedores, nas unidades atualmente sem equipamentos para recuperação de calor ou com equipamentos de baixa recuperação são maneiras práticas de se reduzir a temperatura dos gases de exaustão, enquanto se aproveita o calor sensível que seria rejeitado.

3.2.3 Perdas de Energia na Geração de Vapor

Perdas na transferência de calor, entre os fluidos envolvidos no processo de geração de vapor, tem também grande influência no resultado de eficiência da caldeira.

Incrustações nas paredes de troca térmica reduzem representativamente o consumo de energia global; por isso, as limpezas no interior da caldeira devem ser realizadas com frequência adequada para manter a transferência de calor máxima possível.

Outro item de grande relevância diz respeito à isolamento térmica de toda máquina, evitando-se as perdas de energia para o ambiente ou outros sistemas independentes.

4 PROPOSIÇÃO

A auditoria energética na caldeira de monóxido de carbono fundamenta-se primeiramente na avaliação de pontos básicos de uma caldeira, como eficiência, estequiometria da reação, temperatura dos gases de exaustão, excesso de ar e outros apontados na literatura. Dentro dessa avaliação macro do sistema da caldeira, nota-se pontos de melhoria nos resultados em termos de energia.

Nesse trabalho, a proposta envolve três pontos principais para se melhorar o sistema dessa máquina térmica, a caldeira de CO. O primeiro deles e também o mais complexo envolve a redução do teor de água na composição do gás combustível principal da caldeira. O segundo, trata de aproveitar o calor dos gases de exaustão da caldeira, estando esse ligado à primeira proposta. Por fim, mostra-se a perda de calor na utilização de altas vazões para o dessuperaquecedor.

Inicialmente o trabalho se dedica em obter todos os dados necessários aos gases combustíveis e de exaustão, utilizados nos processos de troca térmica. Os dados devem considerar todos os componentes da mistura gasosa e suas respectivas propriedades termodinâmicas.

A análise é iniciada a partir dos valores apresentados pela Tabela 1. Esses foram obtidos da instrumentação instalada na caldeira e acrescentados os valores de entalpia retirados da termodinâmica.

Tabela 1. Valores obtidos para o sistema de geração de vapor da caldeira de monóxido de carbono.

Fluido	Parâmetro	Dados		Descrição
ENTRADA				
Água entrada	Vazão	32,9	t/h	Para dessuperaquecedor
		189,8	t/h	Alimentação (Total)
	Pressão	135,4	kgf/cm ²	Alimentação
		150,4	°C	
	Temperatura	227,4	°C	Após economizador
		Entalpia	645,7	kJ/kg
	980,6		kJ/kg	Após economizador

Tabela 1. Valores obtidos para o sistema de geração de vapor da caldeira de monóxido de carbono.

Gás CO	Vazão	360,0	t/h	Gás combustível do regenerador
	Pressão	0,33	kgf/cm ²	
	Temperatura	486,8	°C	
Gás Natural	Vazão	1,5	t/h	Gás Natural para queima
	Pressão	0,7	kgf/cm ²	
	Temperatura	46,5	°C	
SAÍDA				
Vapor saída	Vazão	170,9	t/h	Saída da caldeira
	Pressão	96,3	Kgf/cm ²	
	Temperatura	496,3	°C	
	Entalpia	3372,4	kJ/kg	
CHAMINÉ	Vazão	455,0	t/h	Gases para chaminé
	Temperatura	303,8	°C	

O cálculo do poder calorífico inferior (PCI) utilizado partiu de uma aproximação aos dados obtidos na norma ASTM D3588 e foi comparado ao utilizado pela Refinaria, de acordo com os valores da Tabela 2 e Tabela 3.

Para o PCI do gás do regenerador, os cálculos comparativos do gás seco com o gás úmido serão apresentados mais a frente. A análise inicial considera o gás seco.

Tabela 2. Poder calorífico dos gases do regenerador.

Componente	Fração mássica (úmido)	Fração mássica (seco)	MM (kg/kmol)	PCI (kJ/Mol)	PCI (kJ/kg)
Água (Vapor)	6,48	0,00	18,015	0,0	0,0
Argônio	1,44	1,47	39,948	0,0	0,0
Dióxido de carbono	16,34	16,92	44,010	0,0	0,0
Hidrogênio	0,18	0,01	2,016	241,8	119935,5
Metano	0,02	0,13	16,043	802,7	50034,9
Monóxido de carbono	4,41	7,95	28,010	282,9	10100,0
Nitrogênio	71,08	73,44	28,013	0,0	0,0
Oxigênio	0,06	0,07	31,999	0,0	0,0

Tabela 3. Comparativo do PCI dos gases combustíveis.

PCI (kJ/kg)	Refinaria	Obtido	Diferença
<i>Gás Regenerador</i>	844,5	883,7	4%
<i>Gás Natural</i>	48169,0	47650,0	1%

O PCI apresentado pelo gás natural tal qual fornecido pela Refinaria, na Tabela 3, foi obtido através do certificado de análise de laboratório, pelo método de cromatografia gasosa.

4.1 GÁS COMBUSTÍVEL DO REGENERADOR (GÁS CO)

O gás combustível principal para a caldeira, trata-se de uma mistura de componentes, sendo o principal deles o monóxido de carbono. O monóxido de carbono é um gás tóxico proveniente do processo regenerativo do craqueamento. Como forma de utilização dessa fonte de energia, que seria provavelmente lançada para a atmosfera, a caldeira de CO, consegue gerar toneladas de vapor para alimentar parte da refinaria.

Em uma primeira análise dos componentes apresentados na Tabela 2, nota-se que a utilização dessa fonte de energia pode ainda ser maximizada pela redução na umidade da mistura. O PCI atualmente utilizado, não considera a umidade, pois o método de análise não prevê esse componente. Sendo assim, removê-lo, significa ganhos no PCI e conseqüentemente aumento da carga térmica. A proposta é que se adeque a condição de gás seco considerado pela Refinaria. Para tanto, o sistema de refrigeração por absorção foi escolhido, para reduzir a temperatura do gás combustível a ponto de condensar o vapor e removê-lo da mistura, conforme o cliço da Figura 7.

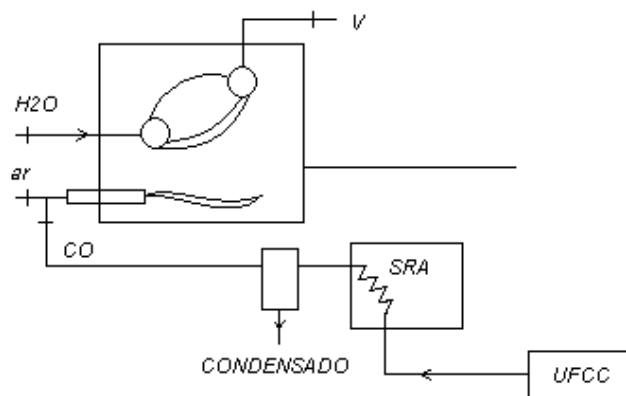


Figura 7 – Fluxograma simplificado do ciclo de gás combustível no SRA

4.1.1 Secagem pelo Sistema de Refrigeração por Absorção

O sistema de refrigeração por absorção aproveita o calor de uma fonte térmica, como base para manter seu ciclo de refrigeração. O gerador recebe essa energia e eleva a pressão do ciclo para posteriormente reduzi-la num processo de expansão do gás. Durante a expansão, que acontece no evaporador, o SRA retira o calor de outra fonte, pretendendo a refrigeração do mesmo.

Nesse trabalho o SRA tem duas funções principais e portanto razão de escolha desse sistema de refrigeração. O primeiro deles é utilizar o calor do gás CO como fonte térmica para o gerador e conseqüentemente já reduzir, previamente, sua temperatura. Em segundo, o SRA realiza a refrigeração do combustível, até se obter a condensação total ou parcial da umidade contida nele.

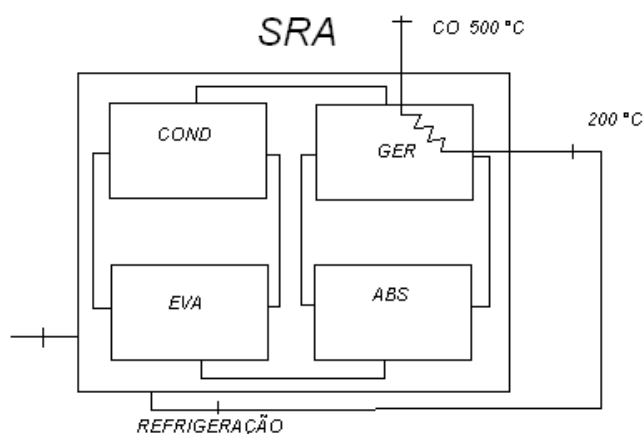


Figura 8 – Fluxograma simplificado do ciclo de gás combustível no SRA

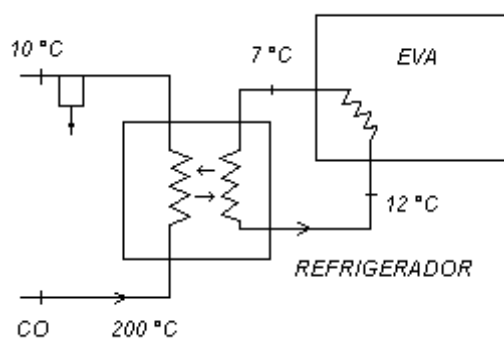


Figura 9 – Fluxograma da transferência de calor no refrigerador

4.2 GÁS DE EXAUSTÃO PARA CHAMINÉ

Considerando a temperatura aproximada de 300 °C, na chaminé do sistema da caldeira, fica claro pela literatura, que pode-se utilizar melhor essa energia. Mesmo com pré-aquecedores e economizadores instalados para troca de calor com o gás de exaustão, ainda se tem muito calor descartado para a atmosfera.

O gás combustível refrigerado, precisaria ser reaquecido como forma de obter sua capacidade térmica inicial. Partindo dessa idéia, utilizar o calor do gás de exaustão para aumentar a temperatura do gás combustível é mais uma forma de ser mais eficiente na utilização de energia.

4.3 ALIMENTAÇÃO PARA DESSUPERAQUECEDOR

A água para o dessuperaquecedor tem vazão média que pode se considerar alta para o sistema em análise. Com a função de controlar a temperatura do vapor superaquecido para as especificações de projeto, o dessuperaquecedor acaba por retirar calor fornecido pelo combustível. Dessa forma, esse equipamento tem função de destaque na operacionalização da caldeira, sendo sua vazão ponto crítico no gerenciamento de energia.

5 RESULTADOS

5.1 ESTIMATIVA DO CALOR ESPECÍFICO

Os cálculos da Tabela 4, realizam médias ponderadas e aritméticas para obtenção das constantes para os diversos componentes do gás combustível e posteriormente englobarão variações de temperatura desejadas.

Tabela 4. Constantes para o calor específico (kJ/kg K)

Gás do Regenerador	C0	C1	C2	C3
Água (Vapor)	0,1159	0,0069	0,0380	-0,0130
Argônio	0,0075	0,0000	0,0000	0,0000
Dióxido de carbono	0,0735	0,2730	-0,2076	0,0637
Hidrogênio	0,0244	0,0083	-0,0124	0,0069
Metano	0,0002	0,0005	0,0001	-0,0001
Monóxido de carbono	0,0485	-0,0203	0,0441	-0,0200
Nitrogênio	0,7890	-0,3412	0,6824	-0,2985
Oxigênio	0,0005	0,0000	0,0003	-0,0002
	1,0595	-0,0727	0,5448	-0,2612

Tabela 4. Constantes para o calor específico (kJ/kg K)

Gás de Exaustão	C0	C1	C2	C3
Água (Vapor)	0,1104	0,0066	0,0362	-0,0123
Dióxido de carbono	0,0779	0,2890	-0,2198	0,0675
Nitrogênio	0,8352	-0,3612	0,7223	-0,3160
Oxigênio	0,0113	0,0000	0,0069	-0,0042
	1,0348	-0,0656	0,5456	-0,2651

Para se obter as constantes na temperatura desejada utilizou-se a equação (1) como referência.

$$C_{p0} = C_0 + C_1\theta + C_2\theta^2 + C_3\theta^3 \quad (1)$$

Sendo que $\theta = T/1000$, na qual T corresponde a temperatura absoluta em Kelvin.

Tendo-se as constantes médias e as temperaturas na qual se deseja obter o calor específico; temos os resultados expressos na Tabela 5.

Tabela 5. Calor específico em função da temperatura

Gás Combustível	Temperatura (°C)	Cp (kJ/kg K)
	500,0	1,2082
	211,2	1,1224
	200,0	1,1194
	10,0	1,0767
Gás de Exaustão	300,0	1,1265
	100,0	1,0725

Os dados da Tabela 4, foram obtidos da tabela de termodinâmica do calor específico a pressão constante de vários gases ideais em função da temperatura (BORGNAKKE e SONNTAG, 2009)

5.2 BALANÇO DE MASSA E ENERGIA NO SISTEMA

No balanço de massa, tem-se erros de medição e perdas de massa assumidos pela empresa. Para efeito de cálculos, aconselha-se utilizar a vazão mássica de saída conforme Tabela 1.

5.2.1 Rendimento da Caldeira

Com base nos dados obtidos da caldeira (Tabelas 1 e 3), tem-se a equação (2) que nos fornece o rendimento da caldeira:

$$\eta_{GV} = \frac{m_v(h_v - h_a)}{(m_c PCI)_{CO} + (m_c PCI)_{GN}} = \frac{(170,9 - 32,9) \times (3372,4 - 980,6)}{(360 \times 883,7) + (1,5 \times 47650)} \quad (2)$$

$$\eta_{GV} = 84,7 \%$$

Para a vazão de vapor da equação (2) utilizou-se a vazão total na saída, subtraindo-se a vazão para o dessuperaquecedor. Quanto ao calor fornecido, estão somadas as cargas térmicas de ambos combustíveis (gás natural e gás proveniente do regenerador).

5.3 ANÁLISE DO GÁS COMBUSTÍVEL DO REGENERADOR

5.3.1 Avaliação do PCI

Na Tabela 6, destaca-se a diferença entre os PCI's de um gás seco para o úmido nas condições de processo atuais. Os cálculos basearam-se na média ponderada das frações mássicas com o PCI de cada componente da mistura.

Tabela 6. Comparativo do PCI do gás seco com o gás úmido.

Componente	UMIDADE			SECO		
	Concentração (% vol)	Fração mássica	PCI Gás (kJ/kg)	Concentração (% vol)	Fração mássica	PCI Gás (kJ/kg)
Água (Vapor)	10,00	6,48	0,0	0,00	0,00	0,0
Argônio	0,99	1,44	0,0	1,10	1,47	0,0
Dióxido de carbono	10,35	16,34	0,0	11,50	16,92	0,0
Hidrogênio	0,18	0,18	217,4	0,20	0,01	16,2
Metano	0,22	0,02	8,0	0,24	0,13	64,4

Tabela 6. Comparativo do PCI do gás seco com o gás úmido.

Monóxido de carbono	7,64	4,41	445,1	8,49	7,95	803,1
Nitrogênio	70,56	71,08	0,0	78,40	73,44	0,0
Oxigênio	0,06	0,06	0,0	0,07	0,07	0,0
	100,00	100,00	670,4	100,00	100,00	883,7

Os cálculos da energia fornecida pelos combustíveis úmido e seco, bem como do gás natural usados pela caldeira, encontram-se nas equações (3), (4) e (5), na forma de taxa de calor fornecida à caldeira.

$$Q_{CO} = (m_c PCI_{úmido})_{CO} = 360 \times 1000 \times 670,4 = 241344 \frac{MJ}{h} \quad (3)$$

$$Q_{CO} = (m_c PCI_{seco})_{CO} = 360 \times 1000 \times 883,7 = 318132 \frac{MJ}{h} \quad (4)$$

$$Q_{GN} = (m_c PCI)_{GN} = 1,5 \times 1000 \times 47650 = 71475 \frac{MJ}{h} \quad (5)$$

Nota-se que a diferença obtida entre as equações (3) e (4) (76788 MJ/h), é maior que todo o calor fornecido pelo combustível suplementar (gás natural), que é controlado com vazão superior a 10% do total fornecido à caldeira por questões de segurança operacional. Nos dados acima ele encontra-se na proporção de 18% do total.

5.4 CÁLCULOS DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

As aproximações descritas nesse capítulo baseiam-se nos dados de catálogo da máquina de refrigeração por absorção do fabricante Thermax. O modelo descrito na Tabela 7, justifica-se por se tratar da máquina de maior capacidade para este fabricante

e portanto foi escolhida considerando que cálculos prévios mostraram a necessidade de altíssima capacidade de refrigeração.

Tabela 7. Dados de especificação técnica da máquina de refrigeração por absorção

Máquina SRA Modelo: ED 80D THU/ ED 80D TCU			
Capacidade de refrigeração		2042	TR
Circuito de água refrigerada	Vazão	1231,8	m³/h
	Temperatura Entrada/Saída	12/7	°C
Circuito de gases de exaustão	Temperatura Entrada	275-600	°C
	Temperatura Saída	170-200	°C
	Máxima carga térmica de entrada	5167	kW
Dimensões	Comprimento	9600	
	Largura	4500	
	Altura	4500	mm
Peso em operação		77,8	ton
Consumo		25,3 (73)	kVA (MJ/h)

A necessidade está em determinar vazões possíveis de se processar, para obter as temperaturas desejadas e dentro das transferências de calor possíveis para trocadores de calor, considerando neste um rendimento médio de 0,8.

A partir dos dados de catálogo (Tabela 7), foram estimadas as vazões possíveis para troca térmica no condensador e no gerador.

Para o cálculo no condensador utiliza-se a equação (6), de transferência de calor, na determinação da vazão possível para obtenção de uma temperatura baixa. Deste modo se prevê uma secagem maior do gás. Para este caso utilizou-se um valor de 10°C, sendo que a água entra a 12°C e sai a 7°C do chiller, esta temperatura é uma das menores a se conseguir e por ser intermediário, permite algumas flutuações do processo.

$$m_{CO_1} = m_{ref} (C_p \Delta T)_{H_2O}^{12-7} \eta / (C_p \Delta T)_{CO}^{200-10} \quad (6)$$

$$m_{CO_1} = 87100 \text{ kg/h}$$

Através da equação (6), juntamente com os dados da Tabela 5 e Tabela 7, obteve-se uma vazão de gás combustível.

Considera-se da literatura, o C_p médio da água de 4,19 kJ/kg K, convertidos para base volumétrica ao multiplicar pela sua densidade de 1000 kg/m³.

Para o balanço no gerador do sistema de refrigeração, utilizaremos a equação (7), que correlaciona a transferência de calor do gás combustível e o fluido do sistema de refrigeração. Neste caso, tem-se a máxima carga térmica do gerador do SRA da Tabela 7.

$$m_{CO_2} = Q_{Ger}\eta / (C_p\Delta T)_{CO}^{500-200} \quad (7)$$

Para a carga térmica do gerador considera-se a disponível no catálogo da Tabela 7, convertida para unidade de kJ/h.

Sendo assim, a vazão resultante da equação (7) corresponde a:

$$m_{CO_2} = 64314 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Nota-se que a vazão no gerador limita todo o ciclo.

Por ser um ciclo que aproveita o gás combustível tanto para fornecer calor ao gerador, quanto para retirar calor do refrigerador as vazões para ambas situações devem ser idênticas.

Esse resultado mostra que se pode trabalhar somente com 64 t/h do total de 360t/h disponível e necessário. Estima-se uma capacidade de 11435 TR, para refrigeração de todo gás, o que levaria a especificar um SRA de maior capacidade ou 6 máquinas do modelo em análise.

5.5 REMOÇÃO DE UMIDADE DO GÁS COMBUSTÍVEL

Para remoção de umidade do gás combustível utiliza-se a máxima carga térmica disponível no refrigerador, considerando a vazão limitante obtida na equação (7). Para isso os cálculos serão apresentados na equação (8):

$$Q_{ref} = m_{CO_l}(C_p \Delta T)_{CO}^{200-10} \eta = 64314 \times 1,1415 \times (200 - 10) \times 0,8 \quad (8)$$

$$Q_{ref} = 11159 \text{ MJ/h}$$

5.5.1 Estimativa de Condensado Gerado

Para estimar o condensado a se retirar do gás combustível, utiliza-se a proporção para a vazão limitante conforme Tabela 8.

Tabela 8. Vazão mássica limitante por componente

Composição do gás	Vazão mássica total	Vazão mássica limitante
Água (Vapor)	22,6	4,0
Argônio	5,0	0,9
Dióxido de carbono	57,1	10,2
Hidrogênio	0,0	0,0
Metano	0,4	0,1
Monóxido de carbono	26,8	4,8
Nitrogênio	247,8	44,3
Oxigênio	0,3	0,0
<i>TOTAL</i>	<i>360,0</i>	<i>64,3</i>

Segundo Borgnakke e Sonntag (2009), para uma mistura de gases, deve-se utilizar a pressão de vapor do referido gás, proporcional a sua concentração volumétrica. A pressão do gás é de 32 kPa segundo a Tabela 1, e com isso, sua pressão de vapor correspondente é de 3,2 kPa; para a concentração volumétrica expressa na Tabela 6.

Pretendendo-se atingir uma temperatura na saída do refrigerador de 10 °C, tem-se na equação (11) a vazão de vapor final:

$$m_{2v} = \frac{P_V m_{CO_l}}{\rho RT} = \frac{1,2276 \times 64300}{0,96 \times 0,4615 \times 283} = 600 \frac{kg}{h} \quad (9)$$

Os dados na equação (9), referem-se as propriedades do vapor saturado a 10 °C e converte-se a vazão mássica para volumétrica pela densidade de 0,96 kg/m³.

Considerando a vazão mássica da água na Tabela 8, tem-se por diferença, que o total de condensado será de 3,4 t/h.

Esse condensado corresponde a uma secagem de 83 % da vazão limitante e 15% do total de gás combustível.

A carga térmica necessária para esse caso está na equação (10):

$$Q_{cond} = m_{sec} (C_p \Delta T)_{CO}^{200-10} + (m_2 u_2)_v + (m_2 u_2)_l - (m_1 u_1)_v \quad (10)$$

$$Q_{cond} = 9320 \text{ MJ/h}$$

Essa equação utiliza o calor sensível da redução de temperatura do gás sem a umidade, somando as energias de transformação de líquido e vapor através de sua energia interna e respectivas massas finais, e então, subtrai-se a energia da massa inicial na fase vapor. Trata-se da primeira lei aplicada ao problema com mudança de fase da mistura.

Realizando um comparativo entre as cargas térmicas da equação (8) e (10), nota-se, respectivamente, que o disponível é maior que o necessário; atendendo à demanda.

5.5.2 Avaliação dos Resultados

Analisando-se o ganho com a secagem em três situações:

- 1ª Gás após regenerador na sua condição de origem;
- 2ª Gás seco em 15 %, conforme capacidade para máquina utilizada;
- 3ª Gás seco em 83%, estimando-se uma máquina de maior capacidade.

Tem-se então na Tabela 9, os ganhos relativos a carga térmica, baseados no gás de origem:

Tabela 9. Aproveitamento da energia após secagem

Condições	1ª (Úmido)	2ª (15 %)	3ª (83 %)
PCI (kJ/kg)	670	680	726
Ganho Energia (MJ/h)	0	3620	20032

5.6 UTILIZANDO A TEMPERATURA DE CHAMINÉ

O ideal agora é que se aproveite a temperatura alta do gás de exaustão para chaminé, para que se possa elevar a temperatura do gás combustível refrigerado.

A temperatura máxima a se obter está apresentada na equação (11):

$$T_{fco} = \left(\frac{m_{ex}(C_p \Delta T)_{ex}^{200-10}}{m_{cco} C_{pco}^{10-211}} \right) + T_{ico} = 211,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11)$$

O calor específico para o gás de chaminé, foi obtido através da média dos valores apresentados na Tabela 5 e as vazões obtidas na Tabela 1 para o gás combustível e o gás de exaustão para chaminé.

5.7 BALANÇO DE MASSA E ENERGIA NO DESSUPERAQUECEDOR

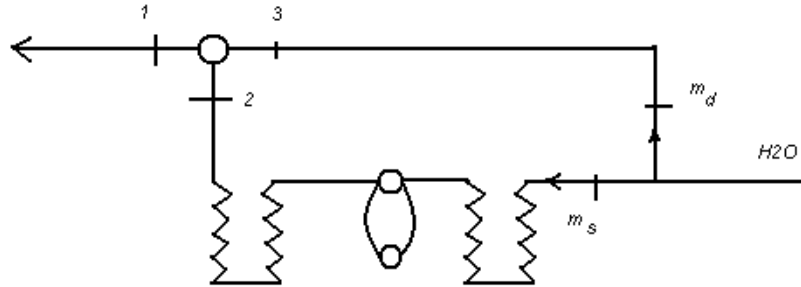


Figura 10 – Fluxograma simplificado do sistema de dessuperaquecimento

Na equação (12), tem-se o balanço para o sistema de dessuperaquecimento:

$$(m_s + m_d)h_f = m_s h_s + m_f h_f \quad (12)$$

$$h_s = [(m_s + m_d)h_f - m_f h_f] / m_s$$

Determinando sua entalpia após o superaquecedor, tem-se com os dados da Tabela 1 e as propriedades termodinâmicas para água no dessuperaquecedor e o vapor na saída:

$$h_s = 4021,9 \frac{kJ}{kg}$$

A diferença entre as entalpias de saída do superaquecedor com a entalpia na saída da caldeira, será utilizada na determinação da energia retirada pelo dessuperaquecedor na equação (13):

$$Q_{ret} = (h_s - h_f)m_d \quad (13)$$

$$Q_{ret} = 21381,5 \text{ MJ/h}$$

Consideraremos então, para análise dos resultados a carga térmica fornecida pelo combustível suplementar (Gás Natural) da equação (5). Para esse caso, tem-se que com o calor retirado pelo dessuperaquecedor, seria possível reduzir a utilização de gás natural de 18 % para 13 % e manter as condições de saída na geração de vapor.

5.8 BALANÇO DE ENERGIA FINAL DO SISTEMA

Fazendo-se agora um balanço geral da análise energética em questão, temos a equação (14):

$$Q_{red} = m_{c_{CO}}(C_p \Delta T)_{CO}^{500-211} \quad (14)$$

Considerando para as vazões total e a limitante do sistema, e a redução de temperatura inicial do gás combustível com a final obtida na equação (11), tem-se as cargas térmicas perdidas devido ao processo de refrigeração.

$$Q_{t_{red}} = 123327 \text{ MJ/h}$$

$$Q_{l_{red}} = 22032 \text{ MJ/h}$$

Para o balanço final de energia, utilizam-se as cargas térmicas totais envolvidas conforme a equação (15):

$$Q_T = Q_{ganho} - Q_{red} - Q_{máquina} \quad (15)$$

$$Q_{T_t} = -103367 \text{ MJ/h}$$

$$Q_{T_i} = -18485 \text{ MJ/h}$$

Resultados que não são satisfatórios quanto a aplicação de um sistema de absorção para remoção da umidade do gás combustível, já que o ganho com esse sistema não supera, principalmente a carga térmica para retornar o gás a sua temperatura inicial de entrada na caldeira.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O trabalho todo consistiu numa avaliação do gerenciamento de energia utilizado no sistema de geração de vapor da refinaria. Tendo como ferramenta os fundamentos de uma auditoria energética, juntamente com os dados obtidos da instrumentação de processo da caldeira, foram possíveis de se analisar os pontos aparentemente mais críticos de operação da caldeira, em termos de eficiência.

A razão de escolha desse objeto de estudo, deve-se principalmente a relevância de tecnologia que faz parte desse sistema térmico, podendo trazer ao aluno informações valiosas para sua carreira. Considerando que a caldeira em análise, tem como combustível principal o gás regenerado de outra unidade, o estudo pode ser aprofundado ainda mais; ampliando o conhecimento para outra área e processo.

A auditoria energética de uma caldeira pode se tornar muito extensa, caso não se tenha os objetivos específicos para desenvolver. Neste trabalho, os objetivos focaram a análise mais generalizada do volume de controle do sistema; basicamente balanço de massa e energia das principais fontes de energia.

Observados os três principais componentes com possíveis melhorias, buscou-se analisar e avaliar as reduções no consumo de energia, bem como aprimorar sua utilização.

Primeiro a análise no dessuperaquecedor, mostrou que a vazão utilizada poderia ser reduzida e melhor controlada, aumentando a eficiência da caldeira. Neste caso, o fator responsável pelas altas vazões se deve a quantidade de gás combustível gerado no processo de craqueamento, e que se tem a intenção de queimá-lo todo. Contudo, ainda que justifique a utilização de todo gás CO e evite o descarte para atmosfera, verificou-se que a utilização do gás natural na caldeira poderia ser reduzido com a diminuição na vazão para o dessuperaquecedor.

A outra alternativa estudada, vincula duas opções de aproveitamento de energia. Uma delas é a utilização do calor dos gases de exaustão para chaminé e a outra é a redução da umidade do gás combustível, para se obter maior carga térmica na sua queima. Para essa situação, os resultados não foram satisfatórios, considerando que a

temperatura inicial do combustível seria reduzida para secagem; e então, esse calor sensível não seria recuperável.

O sistema de refrigeração por absorção não se mostrou viável, pois apenas retira 15 % de umidade do gás combustível não justificando o investimento nessa técnica.

Considerando todo estudo envolvido e as ferramentas para a auditoria energética, o exame desse sistema térmico se torna mais objetivo, podendo acrescentar melhorias possíveis e mostrar aquelas com potencial de desenvolvimento na gestão de energia.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ADEWUSI, S. A.; ZUBAIR, S. A. Second law based thermodynamics analysis of ammonia water absorption system. **Energy Conversion & Management**, v. 45, p. 2355-2369, 2004.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM D 3588 - 98 (2003)**: Standard Practice for Calculating Heat Value, Compressibility Factor, and Relative Density of Gaseous Fuels. West Conshohocken, 1998 (Reapproved 2003).
- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME Power Test Code (PTC) 4.1**. Steam Generating Units, ASME, New York, 1964.
- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME Section VIII - Division 2 Criteria and Commentary**. New York, ASME, June 2009.
- BAÜMLER, Erica et al. Moisture dependent physical and compression properties of safflower seed. **Journal of Food Engineering**, v. 72, n. 2, p. 134-140, Jan. 2006.
- BEGGS, C. **Energy Management and Conversion**, Elsevier Ltd., Amsterdam, 2002.
- BORGNAKKE, Claus; SONNTAG, Richard E. **Fundamentos da Termodinâmica**. 7. Ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2009. 659 p.
- BRASIL. Ministério do Trabalho e Emprego. **Norma regulamentadora N° 13 Caldeiras e Vasos de Pressão**. Disponível em: <<http://portal.mte.gov.br/legislacao/normas-regulamentadoras-1.htm>>. Acesso em: 12 ago. 2011.
- BRUNO, J. C.; MIQUEL, J.; CASTELLS, F. Modeling of ammonia absorption chillers integration in energy system of process plants. **Applied Thermal Engineering**, v. 19, p. 1297-1328, 1999.
- CANDEL, Sébastien; DOCQUIER, Nicolas. Combustion control and sensors: a review. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 28, n. 2, p. 107-150, 2002

CAPERHART, B. L.; TURNER, W. C.; KENNEDY, W. J. Guide to Energy Management. 3th ed. Fairmont Press, Atlanta, GA, 2000.

CARVALHO, Enio Nascimento de et al. **Modelagem e simulação de chillers por absorção H₂O-LiBr em um edifício**. 16° POSMEC. FEMEC/UFU, Uberlândia MG, 2006.

CHOMIAK, J.; LONGWELL, J.P.; SAROFIM, A.F. Combustion of low calorific value gases; Problems and prospects. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 15, n. 2, p. 109-129, 1989.

COLETTI, Francesco; MACCHIETTO, Sandro. Predicting Refinery Energy Losses Due to Fouling in Heat Exchangers. **Computer Aided Chemical Engineering**, v. 27, p. 219-224, 2009.

DOSSAT, R. J.; HORAN, T. J. **Princípios da refrigeração**, John Wiley & Sons, New York, 1995.

GENTHNER, K.; Seifert, A. A calculation method for condensers in multi-stage evaporators with non-condensable gases. **Desalination**, v. 81, n. 1-3, p. 349-366, July 1991.

HEWITT, G. F.; SHIRES G. L.; BOTT, T. R. **Process Heat Transfer**. Boca Raton: CRC Press, 1994. 1042 p.

JAYAMAHA, Lal. **Energy Efficient Building Systems**, Hardbook, Mcgraw Hill education, Europe, 2008.

KERN, Donald Q. **Processos de Transmissão de Calor**. Rio de Janeiro: Guanabara Koogan, 1980. 671 p.

LEE, Seungro; KUM, Sung-Min; LEE, Chang-Eon. Performances of a heat exchanger and pilot boiler for the development of a condensing gas boiler. **Energy**, v. 36, n. 7, p. 3945-3951, July 2011.

LI, Jun-De; SARAIREH, Mohammad; THORPE, Graham. Condensation of vapor in the presence of non-condensable gas in condensers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 54, n. 17-18, p. 4078-4089, Aug. 2011.

MASHBURN, Willian H. **Managing Energy Resources in Times of Dynamic Change**. Fairmont Press, 1992.

MOHANTY, B.; MANANDHAR, K.N. Software development for energy analysis and heat recovery from boilers and furnaces. **Energy Conversion and Management**, Malaysia, v. 33, n. 12, p. 1079-1088, Dec. 1992.

PARK, Kil Jin Brandini et al. **Seleção de secadores: fluxograma**. Revista Brasileira de Produtos Agroindustriais, Campina Grande, v.9, n.2, p.179-202, 2007.

QURESHI, Bilal A.; ZUBAIR, Syed M. A comprehensive design and rating study of evaporative coolers and condensers. Part I. Performance evaluation. **International Journal of Refrigeration**, v. 29, n. 4, p. 645-658, June 2006.

RUBIN and SONIA YEH, Edward S. A centurial history of technological change and learning curves for pulverized coal-fired utility boilers. **Energy**, v. 32, n. 10, p. 1996–2005, 2007.

SAIDUR, R.; AHAMED, J.U.; Masjuki, H.H. Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers. **Energy Policy**, v. 38, n. 5, p. 2188-2197, May 2010.

SBRAVATI, A., SILVA, A. F. S. **Refrigeração por Absorção**. Disponível em: <http://www.fem.unicamp.br/~em672/Absorcao_Alan_Andre.html> Acesso em: 25 nov. 2011.

SCOLLON, R. B.; SMITH, R. D. **Energy Conservation Guidebook**. Allied Corporation, Morristown, N. J., 1976.

SERTH, ROBERT W. **Process Heat Transfer: Principles and Applications**. 1st ed. Kinsville: Elsevier, 2007. 755 p.

SHIEH, Shyan-Shu et al. Statistical key variable analysis and model-based control for the improvement of thermal efficiency of a multi-fuel boiler. **Fuel**, v. 89, n. 5, p. 1141-1149, May 2010.

SHIN, Ho-Chul et al. Removal characteristics of trace compounds of landfill gas by activated carbon adsorption. **Environmental Pollution**, v. 119, n. 2, p. 227-236, 2002.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e Ar-Condicionado**, McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, 1985.

TEMIR, G.; BILGE, D. Thermo-economic analysis of a trigeneration system. **Applied Thermal Engineering**, v. 24, p. 2689-2699, 2004.

TOKURO, Mizushina et al. Simplified calculation for cooler condensers for gas-multicomponent vapour mixtures. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 7, n. 1, p. 95-100, Jan. 1964.

TURNER, WAYNE C.; DOTY, STEVE. **Energy Management Handbook**. 6th ed. Lilburn: Fairmont Press, 2007. 909 p.

WANG, Dexin et al. Coal power plant flue gas waste heat and water recovery. **Applied Energy**, v. 91, n. 1, p. 341-348, Mar. 2012.