

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

ESTUDO E ESCOLHA DE UM GERADOR DE GASES QUENTES

Omar Toste de Carvalho Mitre

**São Paulo
2006**

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

ESTUDO E ESCOLHA DE UM GERADOR DE GASES QUENTES

Trabalho de conclusão do curso de graduação do
Departamento de Engenharia Mecânica da Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo.

Omar Toste de Carvalho Mitre

Orientador: Prof. José Roberto Simões Moreira

Área de concentração:
Engenharia Mecânica

**São Paulo
2006**

FICHA CATALOGRÁFICA

Mitre, Omar Toste de Carvalho

**Estudo e escolha de um gerador de gases quentes / O.T. de
C. Mitre.-- São Paulo, 2006.
p.53**

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1.Combustão 2.Refrigeração 3.Refratários 4.Absorção I.Uni-
versidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de
Engenharia Mecânica II.t.**

Agradecimentos

Gostaria de agradecer a Dynamis Mecânica Aplicada pelos dados e características da câmara da primeira parte do trabalho fornecidas, e sua contribuição para ajudar a realizar este trabalho.

Agradeço também ao Prof. José Roberto Simões Moreira pela grande ajuda na compreensão dos sistemas térmicos estudados e pela sua participação no desenvolvimento do trabalho.

RESUMO

Este trabalho será dividido em duas partes. Na primeira parte (parte A), será estudada uma câmara de combustão para geração de gases quentes que são utilizados no aquecimento de um forno de produção de ácido fluorídrico (HF) e que está sofrendo com um problema de baixa vida do material refratário interno. Esse problema faz com que sejam necessárias diversas paradas do sistema, fazendo com que toda a linha de produção de HF seja interrompida. O objetivo principal deste estudo é descobrir o motivo do problema do material refratário, passando por uma análise da câmara de combustão, assim como a queima de óleo combustível que ocorre dentro dela e dos cálculos de temperatura associados com as características do refratário em questão.

A segunda parte (parte B) deste projeto consiste na escolha de um queimador de gás natural, a partir de seu dimensionamento, que será utilizado em um sistema de refrigeração por absorção, parecido com um existente no laboratório SISEA da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo e que utiliza amônia e água no processo. Para este dimensionamento, serão estudados os sistemas de refrigeração por absorção como um todo, além de uma descrição do sistema existente no laboratório e de um estudo de geradores que são utilizados para este tipo de refrigeração. O objetivo final do projeto é, além de dimensionar o queimador, escolher um modelo existente nas lojas por um custo relativamente baixo.

ABSTRACT

This paper is divided in two parts. In the first part (part A) will be studied a combustion chamber for generation of hot gases that are meant to heat a HF production kiln that is suffering from a problem of low durability of its inside refractory material. This problem makes necessary a lot of stops in the system, making the entire production line of HF to stop. The main objective of this study is to find out the source of the problem, by analysing the combustion chamber and the combustion of the fuel inside it and the temperature of the refractory material and its properties.

The second part (part B) of this paper consists in choosing a natural gas burner that will work in a absorption chiller that is very similar to one that exists in the SISEA laboratory that is located in the “Escola Politécnica da USP” and uses ammonia and water in the process of refrigeration. For this choice, there will be studied the absorption refrigeration systems as a whole, and also the generator of a absorption chiller and the existing equipment in the laboratory. The main objective of this part of the paper is to project and choose a natural gas burner to work in the will be project by the SISEA laboratory.

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

1	INTRODUÇÃO.....	1
2	PARTE A - O GERADOR DE GASES QUENTES PARA PRODUÇÃO DE HF	2
2.1	O PROBLEMA	2
2.2	OBJETIVO.....	2
2.3	DESCRIÇÃO DAS INSTALAÇÕES EXISTENTES	3
2.4	DESCRIÇÃO DO GERADOR DE GASES QUENTES.....	5
2.5	DADOS NOMINAIS DOS EQUIPAMENTOS	6
2.6	CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO.....	7
2.7	ANÁLISE DA COMBUSTÃO	9
2.8	TEMPERATURA ADIABÁTICA DE CHAMA	11
2.9	PROPRIEDADES DO MATERIAL REFRACTÁRIO.....	13
2.10	DILATAÇÃO TÉRMICA DOS MATERIAIS	15
3	PARTE B - ESCOLHA DE UM QUEIMADOR PARA GERAÇÃO DE GASES QUENTES..	17
3.1	OBJETIVO.....	18
3.2	SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	18
3.2.1	COMPONENTES DOS REFRIGERADORES DE ABSORÇÃO.....	19
3.2.2	REFRIGERADORES DE EFEITO SIMPLES E MÚLTIPLO.....	20
3.2.3	SISTEMAS DE ABSORÇÃO DE ÁGUA-AMÔNIA.....	21
3.2.4	O CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	22
3.2.5	REFRIGERADORES DE AQUECIMENTO DIRETO E INDIRETO.....	24

3.3	O GERADOR E A DESTILAÇÃO.....	24
3.3.1	O PROCESSO DE DESTILAÇÃO.....	24
3.3.2	A RETIFICAÇÃO.....	26
3.3.3	EQUILÍBRIO DE FASES.....	27
3.4	EQUIPAMENTO EXISTENTE NO LABORATÓRIO.....	30
3.4.1	CARACTERÍSTICAS GERAIS	30
3.4.2	O GERADOR DE GASES QUENTES E O QUEIMADOR.....	33
3.4.3	O CICLO OPERACIONAL.....	34
3.5	CLASSIFICAÇÃO DOS QUEIMADORES DE GÁS NATURAL.....	35
3.5.1	QUEIMADORES TIPO TOCHA, DE AR ATMOSFÉRICO E GÁS A BAIXA PRESSÃO.	36
3.5.2	QUEIMADORES TIPO TOCHA, DE AR ATMOSFÉRICO E GÁS A ALTA PRESSÃO..	36
3.5.3	QUEIMADORES TIPO TOCHA E DE BLAST.	37
3.5.4	QUEIMADORES TIPO TOCHA E DE BAIXA PRESSÃO PROPORCIONAL.....	37
3.5.5	QUEIMADORES TIPO TOCHA E DE ALTA PRESSÃO PROPORCIONAL.....	37
3.5.6	QUEIMADORES TIPO TOCHA E DE PREMIX.	38
3.5.7	QUEIMADORES TIPO TOCHA E IMERSOS.....	38
3.5.8	QUEIMADORES TIPO TOCHA E RADIANTES.....	39
3.5.9	QUEIMADORES TIPO FLAUTA.....	39
3.5.10	QUEIMADORES TIPO ANEL.....	39
3.6	DIMENSIONAMENTO DO QUEIMADOR DE GÁS NATURAL	39
3.6.1	VARIÁVEIS DE ENTRADA.	40
3.6.2	ANÁLISE DA COMBUSTÃO	40
3.6.3	BALANÇO DE MASSA E CÁLCULO DO CALOR REQUERIDO.	42
3.6.4	CÁLCULO DOS DADOS DO QUEIMADOR.....	42
3.7	SELEÇÃO DO QUEIMADOR DE GÁS NATURAL.....	45

3.7.1	DETALHES DO QUEIMADOR ESCOLHIDO	48
4	CONCLUSÕES	50
4.1	CONCLUSÃO DA PARTE A	50
4.2	CONCLUSÃO DA PARTE B	50
5	ANEXO 1	51
6	BIBLIOGRAFIA	52

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Fluxograma do processo	4
Figura 2 – Vista lateral da câmara de combustão	5
Figura 3 - Vista frontal da câmara de combustão	5
Figura 4 – Condições de operação da câmara.....	9
Figura 5 – Chama em um gerador de gases quentes	10
Figura 6 – Gráfico da condutibilidade térmica em função da temperatura.....	13
Figura 7 – Gráfico da variação linear dimensional em função da temperatura.....	14
Figura 8 – Refrigerador por absorção da Sari Puya	17
Figura 9 – Gráfico de CDEabs x % de plena carga.....	21
Figura 10 – Ciclo de um sistema de refrigeração por absorção	23
Figura 11 – Conjunto gerador, retificador e bomba	27
Figura 12 – Diagrama de equilíbrio	28
Figura 13 – Diagrama de equilíbrio da amônia e água a 0,2 bar.....	29
Figura 14 – Diagramas de equilíbrio para diversas misturas	30
Figura 15 – Foto do refrigerador existente no laboratório.....	31
Figura 16 – Foto do interior do refrigerador visto de frente	32
Figura 17 – Foto do interior do refrigerador visto de cima.....	32
Figura 18 – Foto dos queimadores a gás natural.....	33
Figura 19 – Foto da câmara de aquecimento da mistura amônia-água.....	34
Figura 20 – Ciclo de operação próximo ao do refrigerador existente	35
Figura 21 – Exemplo de um queimador tipo tocha e imerso	38
Figura 22 – Foto do queimador escolhido BG-100.....	48
Figura 23 – Algumas medidas do queimador escolhido.....	49

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Metodologia do trabalho	2
Tabela 2 – Composição da mistura na saída do pré-reator	3
Tabela 3 – Composição da anidrita na saída do forno.....	3
Tabela 4 – Composição do óleo combustível 2A.....	10
Tabela 5 - Composição do refratário.....	13
Tabela 6 - Metodologia da segunda parte do trabalho.....	18
Tabela 7 - Características da mistura no queimador.....	40
Tabela 8 - Composição do gás natural de rua.....	41
Tabela 9 - Composição do gás natural de rua por elemento químico.....	41
Tabela 10 - Calor específico à pressão constante em função da temperatura.....	42
Tabela 11 - Alguns orçamentos recebidos e suas características.....	48

1 INTRODUÇÃO

Este projeto é dividido em duas partes. A primeira parte (parte A) consiste no estudo de uma câmara de combustão para geração de gases quentes que tem a função de fornecer calor para um forno de produção de ácido fluorídrico e que possui um problema de baixa vida do material refratário interno, fazendo com que o sistema tenha que sofrer paradas constantes para manutenção.

Já a segunda parte (parte B) do projeto consiste no dimensionamento de um queimador para geração de gases quentes que tem como função fornecer calor para uma mistura de água e amônia que é utilizada em um processo de refrigeração por absorção. Esse queimador será utilizado em um refrigerador a ser projetado pelo laboratório SISEA da Escola Politécnica da USP a partir de um modelo que existe atualmente no laboratório e que será utilizado para pesquisa e estudos necessários para o projeto do refrigerador.

2 PARTE A - O GERADOR DE GASES QUENTES PARA PRODUÇÃO DE HF

A seguir será discutida a câmara de combustão para geração de gases quentes para produção de ácido fluorídrico e seu problema de baixa vida do material refratário.

2.1 O problema

Foi constatado que o revestimento refratário interno à câmara de combustão do gerador de gases quentes de um forno de HF não apresentava a durabilidade esperada, tendo que sofrer reparos com uma frequência elevada. Com isso, os gastos com manutenção e parada do sistema se tornam muito elevadas, uma vez que para cada parada, o gerador de gases quentes demora muito para chegar ao regime permanente, mantendo-se durante um longo período em regime transitório, onde as perdas são maiores, além da parada de produção do forno que esfriará e necessitará de um grande período para seu reaquecimento.

2.2 Objetivo

O objetivo desta parte do relatório é descobrir a causa do problema de baixa durabilidade do material refratário da câmara de combustão para geração de gases quentes do forno de HF. Para isso serão analisadas a combustão que ocorre no interior da câmara, a temperatura do material refratário, as propriedades do mesmo, assim como a dilatação térmica dos materiais mais importantes. A Tab. (1) mostra a metodologia que será seguida para se atingir o objetivo.

Tabela 1 – Metodologia da primeira parte do trabalho

Metodologia	
1º PASSO	Estudo da combustão no interior da câmara
2º PASSO	Determinação da temperatura do material refratário
3º PASSO	Estudo das características do material refratário
4º PASSO	Estudo da dilatação térmica dos materiais
5º PASSO	Conclusão

2.3 Descrição das instalações existentes

O forno é constituído de um cilindro rotativo com capacidade para produzir 60 toneladas por dia de ácido fluorídrico (HF) a partir do ataque da fluorita seca (CaF_2) por ácido sulfúrico (H_2SO_4). Anidrita, composta por CaF_2 , H_2SO_4 e CaSO_4 é retirada do forno com uma vazão mássica de 7 a 10 toneladas por hora, tendo uma correlação de 4 toneladas de anidrita por tonelada de ácido fluorídrico produzido. A Tab.(2) e Tab.(3) mostra a composição da mistura na saída do pré-reator e da anidrita na saída do forno fornecidas pela Dynamis Mecânica Aplicada Ltda., respectivamente.

Tabela 2 – Composição da mistura na saída do pré-reator

Composto (base seca)	Teor (% em massa)
CaF_2	29 a 31
H_2SO_4	34 a 35
H_2O	0,8 a 1,0
HF	26 a 27

Tabela 3 – Composição da anidrita na saída do forno

Composto (base seca)	Teor (% em massa)
CaF_2	3 a 4
H_2SO_4	0,8 a 1,0
CaSO_4	95 a 96

O forno é dotado de um sistema de aquecimento indireto, composto de uma camisa que o envolve (dividida em três zonas), um sistema de distribuição de gases quentes para essas zonas, um gerador de gases quentes e um sistema de exaustão e recirculação de gases, cujo principal componente é um grande ventilador centrífugo.

O gerador de gases quentes é constituído de uma câmara de combustão cilíndrica de eixo horizontal equipada com um queimador a óleo tipo duo-bloco Hamworthy. O suprimento de ar de combustão ao queimador é feito por um ventilador centrífugo exclusivo. A câmara conta, ainda, com um ventilador centrífugo de ar de diluição. Os

gases quentes gerados na fornalha são misturados a uma parcela dos gases efluentes do forno e reintroduzidos no circuito de aquecimento, de forma a permitir um adequado controle de temperatura e fluxo. Uma parcela desses gases é purgada do sistema através de um ramal de tubulação de descarga do ventilador de recirculação. Essa parcela é enviada à atmosfera através de uma chaminé, de forma a permitira contínua admissão no circuito dos gases de combustão gerados.

A Fig. (1) mostra o fluxograma dos gases no processo.

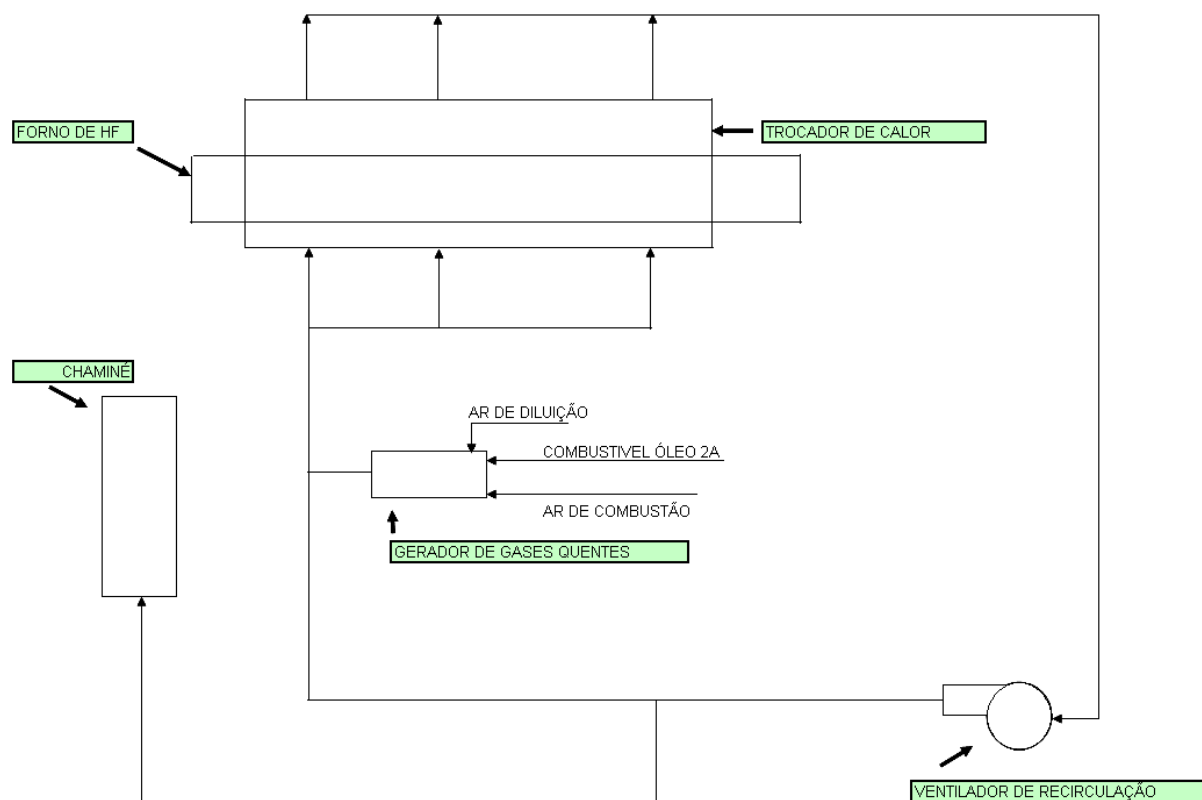


Figura 1 – Fluxograma do processo

2.4 Descrição do gerador de gases quentes

Construtivamente, o gerador de gases quentes possui uma câmara de combustão constituída de uma carcaça de aço inoxidável revestida internamente com concreto refratário. Essa câmara está alojada no interior de uma outra carcaça, no caso de aço carbono. A Fig. (2) e Fig. (3), fornecidas pela Dynamis Mecânica Aplicada Ltda., mostram a vista lateral e frontal da câmara de combustão, respectivamente.

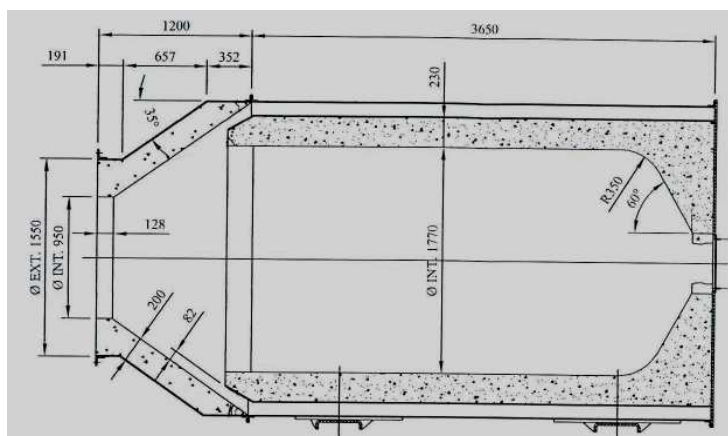


Figura 2 – Vista lateral da câmara da combustão

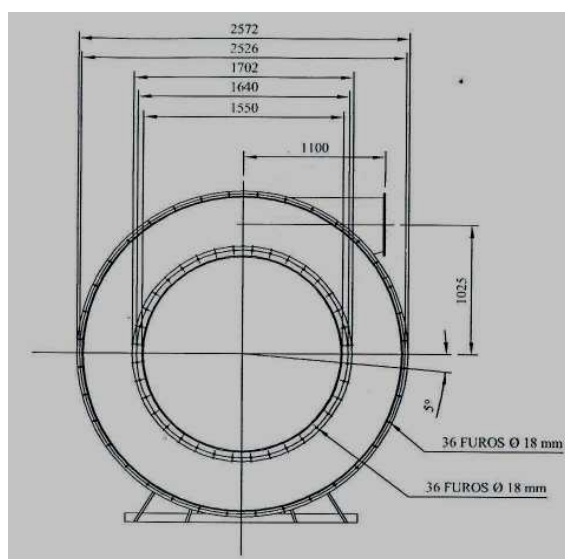


Figura 3 – Vista frontal da câmara de combustão

O ar de combustão é introduzido na câmara, juntamente com o combustível, através do queimador. O ar de diluição é introduzido no espaço existente entre as duas carcaças, misturando-se aos gases de combustão apenas na região da saída do gerador.

2.5 Dados nominais dos equipamentos

A seguir serão apresentados os dados nominais de alguns dos equipamentos presentes no sistema.

Câmara de combustão

- Fabricante: Klockner;
- Capacidade nominal: 4,7 Gcal/h;
- Diâmetro externo: 2,4 m;
- Comprimento total: 4,85 m;

Queimador

- Fabricante: Klockner;
- Tipo / Modelo: tipo duo-bloco para óleo combustível, Hamworthy modelo LU 300, com caixa de ar;
- Capacidade nominal: 4,7 Gcal;

Ventilador de ar de combustão

- Fabricante: Klockner;
- Tipo / Modelo: centrífugo, simples aspiração, IPEM modelo 430 -25;
- Vazão nominal: 7500 m³ / h;
- Pressão total: 400 mm c.a. a 20 °C ao nível do mar;

- Velocidade angular: 1808 rpm;
- Pressão de descarga medida: 317 mm c.a.

Ventilador de ar de diluição

- Fabricante: Klockner;
- Tipo / Modelo: centrífugo, simples aspiração, IPEM modelo 430 -15;
- Vazão nominal: 5000 m³ / h;
- Pressão total: 300 mm c.a. a 20 °C ao nível do mar;
- Velocidade angular: 1610 rpm;
- Pressão de descarga medida: 227 mm c.a.

2.6 Condições de operação

Para a análise do problema da vida do material refratário e do funcionamento do gerador de gases quentes é preciso saber as condições de operação do sistema. A seguir serão apresentados alguns desses valores fornecidos pela Dynamis Mecânica Aplicada Ltda.

Condições locais

- Pressão barométrica local: 95700 Pa;
- Temperatura de bulbo seco do ambiente: 22,9 °C;
- Temperatura de bulbo úmido do ambiente: 19,6 °C;

Ar de combustão

- Temperatura de bulbo seco: 23,7 °C;
- Velocidade média: 10,6 m/s;

- Área da seção: 0,145 m²;
- Fluxo de massa: 6105 kg/h;

Ar de diluição

- Temperatura de bulbo seco: 22,5 °C;
- Velocidade média: 19,6 m/s;
- Área da seção: 0,145 m²;
- Fluxo de massa: 11271 kg/h;

Óleo combustível

- Tipo: 2A;
- Temperatura: 153 °C;
- Pressão estática: 8,2 bar;
- Fluxo de massa: 294 kg/h;

Gases de exaustão

- Temperatura de bulbo seco: 495 °C;
- Pressão estática média: 1420 Pa;
- Fluxo de massa: 17671 kg/h;

A Fig(4) mostra a câmara de combustão nas suas condições de operação em que o problema de baixa vida do revestimento refratário ocorre.

Pela proximidade da temperatura do ar de combustão e do ar de diluição com a temperatura ambiente, foi assumido que essas temperaturas seriam iguais a 25°C.

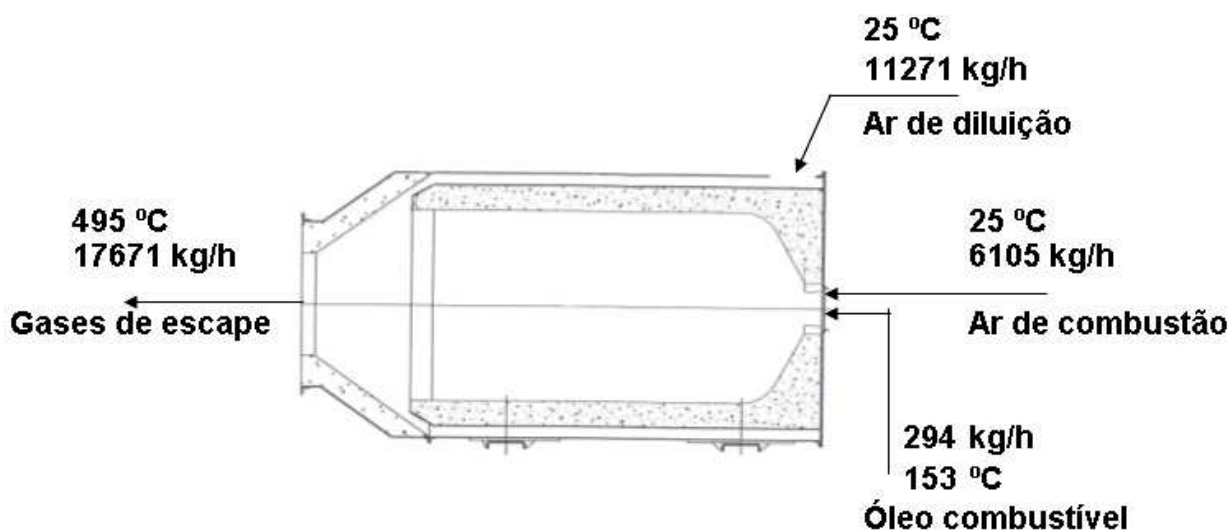


Figura 4 – Condições de operação da câmara

2.7 Análise da combustão

A análise e equacionamento da combustão são muito importantes para a compreensão dos efeitos que ocorrem no interior da câmara.

O processo de combustão envolve a oxidação dos constituintes do combustível que são oxidáveis e pode, portanto, ser representado por uma equação química. Durante o processo de combustão, a massa de cada elemento permanece a mesma. Assim, escrever as equações químicas e resolver os problemas que envolvem quantidades dos vários constituintes implica, basicamente, na conservação da massa de cada elemento.

A Fig.(5) mostra a chama em um gerador de gases quentes.



Figura 5 – Chama em um gerador de gases quentes

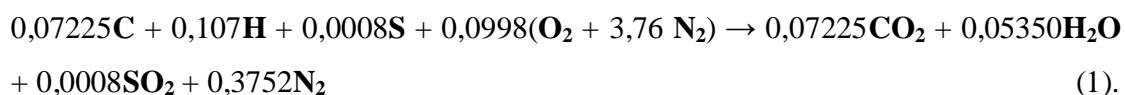
Para se escrever a equação da combustão, foi determinada a composição do óleo combustível 2ª utilizado no sistema. Essa composição, fornecida pela Dynamis Mecânica Aplicada Ltda., e utilizada no gerador de gases quentes estudado, é mostrada pela Tab.(4).

Tabela 4 – Composição do óleo combustível 2A

ELEMENTO (BASE SECA)	TEOR (% EM MASSA)
CARBONO	86,7
HIDROGÊNIO	10,7
ENXOFRE	2,5
OUTROS	0,1

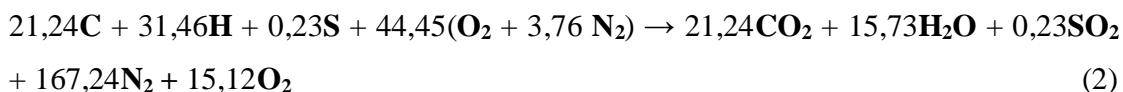
Foi constatado que este óleo combustível tem um poder calorífico inferior (PCI) de 39,8 MJ/kg e um calor específico a pressão constante (C_p) de 1,5 kJ/kg K.

Assim, a equação de combustão estequiométrica para 1 kg de combustível pode ser escrita pela Eq. (1).



Desse modo, o valor de ar teórico é de 0,0998 kmols por kg de combustível.

Sabendo-se que entra no sistema 294 kg/h de óleo combustível 2A e 6105 kg/h de ar de combustão pelo queimados da câmara, foi determinada a equação real de combustão descrita pela Eq. (2).



Logo, existe um excesso de ar de 15,12 kmols que corresponde a um excesso de 51,5% em relação ao ar teórico para 294 kg de combustível.

2.8 Temperatura adiabática de chama

Para um processo de combustão que ocorre adiabaticamente e sem envolver trabalho ou variações de energia cinética ou potencial, a temperatura atingida pelos produtos é chamada de temperatura adiabática de chama. Como é admitido que o trabalho no processo é nulo e que as variações de energia cinética e potencial são nulas, esta é a máxima temperatura que pode ser atingida pelos produtos, porque qualquer transferência de calor no processo e qualquer combustão incompleta tenderia a diminuir a temperatura dos mesmos.

Essa temperatura é importante para a compreensão do problema na câmara, pois é possível admitir que o material interno a câmara, no caso o revestimento refratário, esteja à mesma temperatura dos produtos.

A temperatura adiabática de chama é determinada por um balanço energético em que a energia do combustível e do ar de combustão que entram no sistema deve se igualar à energia que sai do sistema pelos gases de combustão. A Eq.(3) mostra esse balanço energético.

$$\dot{m}_{comb} \times PCI + \dot{m}_{comb} \times c_p \times (T_{ent} - T_{ref}) = \sum \dot{n} \times (\Delta h) \quad (3)$$

Onde \dot{m}_{comb} = Vazão mássica de combustível

PCI = Poder calorífico inferior

Cp = Calor específico à pressão constante

T_{ent} = Temperatura de entrada do combustível na câmara

T_{ref} = Temperatura de referência = 25° C

\dot{n} = vazão em kmols do produto

Δh = Variação de entalpia entre a temperatura final dos produtos e a de referência

Para os valores encontrados no livro “Fundamentos da Termodinâmica” (2003), temos que o primeiro termo da Eq. (3) para o gerador de gases quentes estudado, pode ser escrito como:

$$\dot{m}_{comb} \times PCI + \dot{m}_{comb} \times c_p \times (T_{ent} - T_{ref}) = 11757648 \text{ kJ/h},$$

pois

$$\dot{m}_{comb} = 294 \text{ kg/h}; \text{ PCI} = 39,8 \text{ MJ/kg}; \text{ Cp} = 1,5 \text{ kJ/kg K}; T_{ref} = 25 \text{ °C e}$$

$$T_{ent} = 153 \text{ °C}.$$

E o segundo termo da Eq. (3) fica:

$$\sum n \times (\Delta h) = 15,73 \times \Delta h_{H_2O} + 167,24 \times \Delta h_{N_2} + 15,12 \times \Delta h_{O_2} + 21,24 \times \Delta h_{CO_2} + 0,23 \times \Delta h_{SO_2} \quad (4)$$

Com Δh variando em função da temperatura de saída dos gases de combustão. Logo, analisando-se a variação da Eq. (4). em função da temperatura dos gases, pode-se determinar a temperatura que confirma a Eq. (3), conhecida como temperatura adiabática de chama e que tem o valor de 1824 K = 1551 °C.

2.9 Propriedades do material refratário

Para uma análise mais detalhada dos eventos que ocorrem no interior da câmara de combustão do gerador de gases quentes, é preciso conhecer algumas propriedades do material refratário utilizado como revestimento interno da câmara.

Foram fornecidos pela Dynamis Mecânica Aplicada Ltda. alguns dados do produto referido tais como composição, nome e fabricante. A seguir, a Tab. (5) mostra a composição do refratário estudado.

Tabela 5 – Composição do refratário

SiO ₂ (%)	Al ₂ O ₃ (%)	Fe ₂ O ₃ (%)
12	84	1,3

A partir desta composição, é possível se descobrir outras propriedades uma vez que o produto é fabricado pela IBAR (Indústria Brasileira de Artigos Refratários). Logo, foi determinado o valor da condutibilidade térmica do refratário a partir do gráfico representado pela Fig. (6) encontrado no site da IBAR.

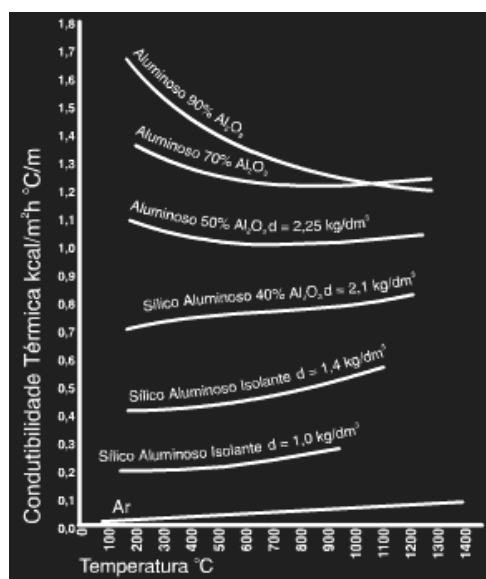


Figura 6 – Gráfico da condutibilidade térmica em função da temperatura

Como o material em questão apresenta 84% de Al_2O_3 , podemos determinar o valor da condutibilidade térmica (k) para diversas temperaturas, interpolando-se os pontos das curvas de 80% e 90% de alumina. Assumindo que o revestimento refratário esteja à temperatura adiabática de chama = 1551 °C, determinou-se que o valor da condutibilidade térmica é de 1,2 kcal/m² h °C/m.

Ainda no site da IBAR, foi encontrado um gráfico da variação linear dimensional em função da temperatura para diversos materiais refratários, tal como mostrado pela Fig.(7).

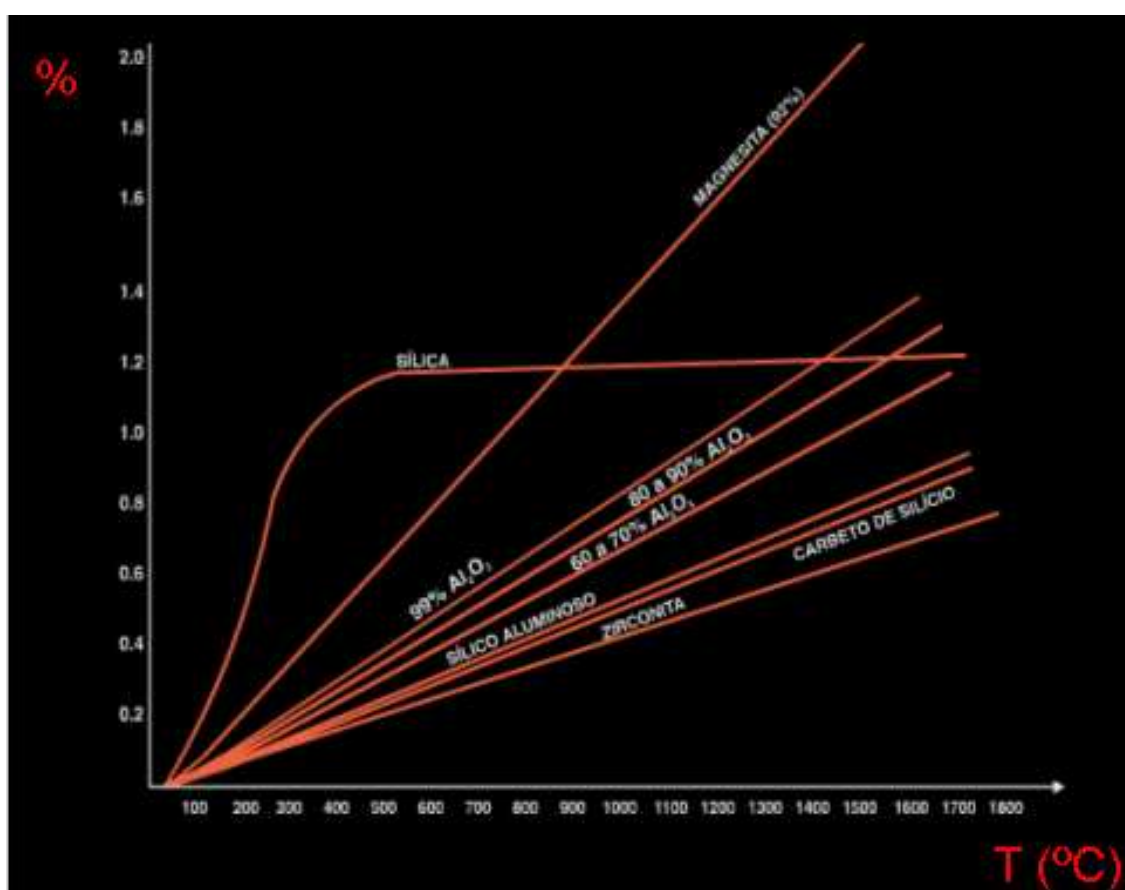


Figura 7 – Gráfico da variação linear dimensional em função da temperatura

Desse modo podemos determinar a variação linear dimensional uma vez que a porcentagem de alumina do refratário é entre 80% e 90%. Assim, com $T = 1551^{\circ}\text{C}$, temos que a dilatação térmica deste refratário é de 1,109%.

2.10 Dilatação térmica dos materiais

A dilatação de um corpo pelo aumento da temperatura é consequência do aumento da agitação das partículas do corpo. As mútuas colisões, mais violentas após o aquecimento, causam maior separação entre as moléculas.

Na verdade, a dilatação de um sólido é sempre volumétrica, pois suas três dimensões estão variando com a temperatura. No entanto, será analisada apenas uma dimensão (dilatação linear), uma vez que predomina sobre as outras duas.

O problema decorrente da dilatação térmica dos materiais ocorre porque o revestimento refratário se encontra fixado à carcaça de aço inoxidável, logo, uma diferença de dilatação térmica desses materiais pode acarretar na ocorrência de uma trinca no refratário, sendo um fator importante na causa da baixa durabilidade do mesmo.

Assim, como determinamos no item anterior, a partir do gráfico da variação linear dimensional representado na Fig. (7), temos que o material refratário estudado a 1551°C tem uma dilatação térmica de 1,109%. Como a carcaça interna da câmara de combustão tem um comprimento total de 3830 mm, podemos dizer que a dilatação do refratário é tal que:

$$\text{Dilatação} = 1,109 \times 10^{-2} \times 3830 = 42,5 \text{ mm}$$

Assumindo que o aço inoxidável externo a carcaça se encontra a temperatura ambiente, podemos dizer que ele não sofre dilatação e que a diferença entre as dilatações dos materiais é de 42,5mm.

Caso o aço inoxidável estivesse a uma temperatura desconhecida T , então ele teria uma dilatação linear escrita pela Eq. (5).

$$L - L_0 = \alpha \times L_0 \times (T - 25) \quad (5)$$

Foi descoberto no site da empresa Acesita que o coeficiente de dilatação linear do aço inoxidável é de 0,0172 mm/m °C. Logo, para qualquer temperatura do aço inoxidável, poderíamos determinar sua dilatação térmica e conseqüentemente a diferença entre essa dilatação e a variação linear dimensional do revestimento refratário.

Como sabemos que a temperatura do aço inoxidável é muito próxima da temperatura ambiente, será admitido que este aço não sofre dilatação e que a diferença de dilatação térmica dos materiais é realmente de 42,5 mm.

3 PARTE B - ESCOLHA DE UM QUEIMADOR PARA GERAÇÃO DE GASES QUENTES

Nesta segunda parte do trabalho, será discutido o dimensionamento do queimador para o sistema de refrigeração por absorção que será implantado na Escola Politécnica da USP.

Primeiramente serão apresentados alguns conceitos de refrigeração por absorção para então serem apresentados os cálculos do dimensionamento e a escolha do equipamento.

A Fig. (8) mostra uma imagem de um refrigerador de absorção da marca Sari Puya, obtida no site da empresa.



Figura 8 – Refrigerador por absorção da Sari Puya.

3.1 Objetivo

O principal objetivo desta segunda parte do relatório é selecionar um queimador de gás natural, a partir do dimensionamento do mesmo, para gerar gases quentes que têm como função aquecer uma mistura de água e amônia no gerador de um sistema de refrigeração por absorção de amônia que será implantado no laboratório SISEA. Esse sistema de refrigeração por absorção será baseado em um refrigerador existente no próprio laboratório do SISEA que será descrito mais para frente. A Tab.(6) a seguir apresenta a metodologia que será utilizada para este dimensionamento.

Tabela 6 – Metodologia da segunda parte do trabalho

Metodologia	
1° PASSO	Estudo dos sistemas de refrigeração por absorção
2° PASSO	Estudo do papel do gerador na refrigeração
3° PASSO	Estudo do equipamento existente no laboratório
4° PASSO	Estudo da troca de calor no gerador
5° PASSO	Dimensionamento e escolha do queimador

3.2 Sistemas de refrigeração por absorção

Os ciclos de absorção têm sido usados a mais de 150 anos. Os equipamentos mais antigos usavam uma mistura de amônia e água como par de absorção, com a amônia sendo o refrigerante. Este par ainda é utilizado nos dias de hoje para diversas aplicações desde pequenos refrigeradores até grandes máquinas de recuperação de calor instaladas nas grandes plantas de energia.

Amônia é um ótimo refrigerante com um calor latente elevado e excelentes características de transferência de calor. Entretanto, por causa de sua toxicidade, é geralmente aplicada a equipamentos que estão em contato com o exterior para auxiliar na diluição de eventuais vazamentos.

Outro fluido utilizado em sistemas de absorção é o brometo de lítio que entrou em uso em 1945 quando foi introduzido nas aplicações de ar condicionado de edifícios. No par de LiBr e água, a água é o refrigerante.

Água é um excelente refrigerante, pois tem um calor latente elevado, mas tem restrição a aplicações nas quais as necessidades de resfriamento são maiores que o seu ponto de solidificação (0 °C). Outro desafio na utilização da água como refrigerante é a sua baixa pressão de vapor que causa aos ciclos de absorção de brometo de lítio a operar a uma pressão abaixo da atmosférica.

Máquinas baseadas na utilização de brometo de lítio e água estão em larga escala atualmente e valem aproximadamente 5% do comércio de refrigeração dos EUA e 50% dos mercados do Japão, Coréia e China. A rápida penetração no mercado se dá pela política de energia destes países. Em regiões nas quais o suprimento de energia elétrica é escasso, o governo geralmente apóia os refrigeradores de absorção a gás.

Diversos outros pares de absorção foram considerados e testados, mas esses dois citados provaram ser os melhores em diversas propriedades relevantes.

Os refrigeradores de absorção têm como finalidade utilizar calor ao invés de energia mecânica para resfriar. No lugar de um Compressor de vapor mecânico, estes sistemas têm o que chamamos de compressor térmico. Este compressor térmico consiste em um absorvedor, um gerador, uma bomba e um retificador.

Comparado com os refrigeradores mecânicos, os de absorção têm um baixo coeficiente de performance (COP). Entretanto, eles podem reduzir em muito os custos de operação, uma vez que eles podem utilizar calor desperdiçado de outros ciclos.

3.2.1 Componentes dos refrigeradores de absorção

Os sistemas de absorção consistem basicamente dos seguintes componentes:

- Gerador – O ciclo começa quando calor é aplicado no gerador. Neste ponto o refrigerante é separado da água.
- Condensador – É no condensador que o fluído troca calor e é resfriado e condensado, virando um refrigerante líquido.
- Evaporador – O evaporador é um trocador de calor que transfere calor para o refrigerante, fazendo com que se vaporize.

- Absorvedor – No absorvedor, a água absorve o refrigerante, virando uma solução concentrada.
- Bomba – Na bomba a solução a baixa pressão é levada ao gerador à pressão elevada.

3.2.2 Refrigeradores de efeito simples e múltiplo

Refrigeradores de absorção têm capacidades entre 100 a 1500 toneladas e são comercializados em dois tipos: de efeito simples e de múltiplo efeito. Equipamentos de efeito simples possuem um COP de até 0,7. Já os de múltiplo efeito são cerca de 40% mais eficientes, porém eles precisam um fornecimento de energia muito maior.

Em um refrigerador de absorção de efeito simples, o calor liberado durante o processo químico de absorção do vapor refrigerante pelo líquido é rejeitado para o ambiente. Já em um refrigerador de absorção de múltiplo efeito, parte dessa energia é utilizada para gerar mais vapor do refrigerante. Quanto mais vapor gerado por unidade de calor ou de combustível que entra no sistema, maior a capacidade de refrigeração e conseqüentemente a eficiência.

Um refrigerador de duplo efeito utiliza dois geradores com apenas um condensador, um absorvedor e um evaporador. Com isso é necessário que tenha uma maior entrada de calor para operar e por isso ele é limitado pelo tipo de equipamento de geração de eletricidade que ele pode ser conectado quando utilizado em um sistema de cogeração.

Refrigeradores de triplo efeito podem alcançar eficiências ainda maiores que os de duplo efeito. Estes equipamentos necessitam de um valor ainda maior de entrada de calor que pode limitar escolhas de materiais e de pares de absorção. Os refrigeradores de triplo efeito ainda estão em desenvolvimento por indústrias que trabalham em cooperação como departamento de energia dos EUA.

A Fig. (9) mostra um gráfico do valor do coeficiente de eficácia de um ciclo de absorção em função da porcentagem de plena carga para um refrigerador de efeito simples e de duplo efeito obtido no texto “Refrigeração por Absorção” (2005).

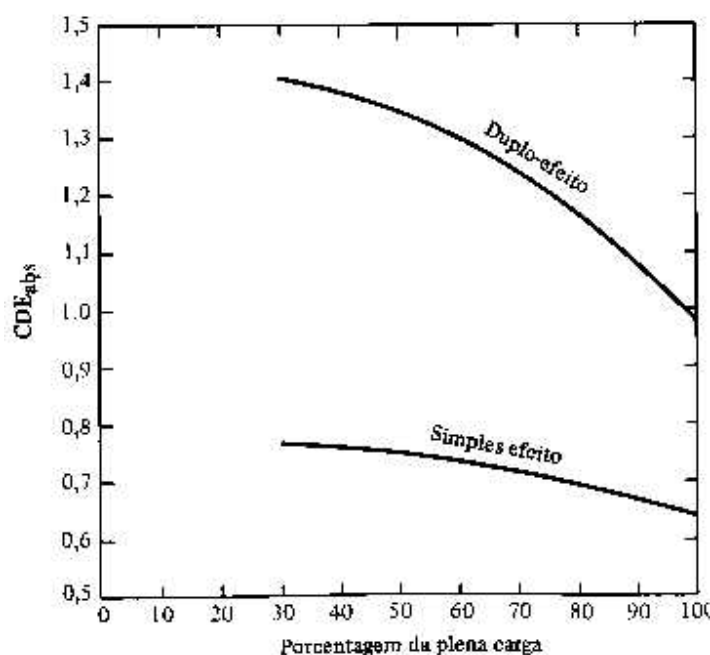


Figura 9 – Gráfico de CDEabs x % de plena carga.

Em certos aspectos a aplicação do termo CDE para os sistemas de absorção não é feliz porque o seu valor, apreciavelmente menor que os dos ciclos de compressão de vapor (0,6 versus 3, por exemplo). O valor comparativamente baixo do CDEabs não deve ser considerado prejudicial para os ciclos de absorção, porque os CDEs dos dois ciclos são definidos diferentemente. O CDE do ciclo de compressão de vapor, a relação da taxa de refrigeração pela potência na forma de trabalho fornecida para operar o ciclo. Energia na forma de trabalho, normalmente muito mais valiosa e cara que energia na forma de calor.

3.2.3 Sistemas de absorção de água-amônia

As bombas de calor e refrigeradores de absorção de água-amônia estão em desenvolvimento para uso residencial e comercial.

Comparado com os equipamentos de brometo de lítio de efeito simples, o ciclo de água-amônia de efeito simples requer dois componentes adicionais. Eles são o

retificador, que é necessário porque o absorvente (água) é volátil nas condições do gerador e um trocador de calor entre o evaporador e o condensador. A função do retificador é de retirar parte da água que também foi evaporada no gerador.

Uma opção para aumentar o coeficiente de performance (COP) possível para o sistema que utiliza água-amônia como par de absorção é a o GAX (Generator-absorber heat exchanger). O GAX não é possível para o sistema de brometo de lítio devido suas características de cristalização. O papel básico do GAX é trocar calor internamente. Ele permite que o calor fornecido seja maior, uma vez que este será utilizado internamente. A diferença de temperatura entre o gerador e o absorvedor pode ser utilizada para transferir o calor, que seria normalmente rejeitado pelo absorvedor, de volta para o gerador e com isso reduzindo o calor fornecido necessário pelo sistema e aumentando a eficiência. Essa diferença de temperatura só irá ocorrer se a diferença da temperatura do condensador e do evaporador for relativamente baixa, o que ocorre na maioria dos equipamentos de condicionamento de ar.

3.2.4 O ciclo de refrigeração por absorção

O ciclo básico de refrigeração é o mesmo para refrigeradores elétricos e de absorção. Ambos os sistemas utilizam refrigerante a baixa temperatura para retirar calor da água a ser resfriada e se vaporizam no evaporador. O vapor de refrigerante é então comprimido a uma alta pressão pelo compressor ou gerador, convertido para líquido novamente, rejeitando calor para o ambiente no condensador e expandido para uma mistura entre líquido e vapor a baixa pressão que retorna ao evaporador, completando o ciclo.

A diferença básica entre o refrigerador elétrico e o de absorção é que o elétrico utiliza um motor para operar um compressor usado para elevar a pressão do refrigerante e o de absorção utiliza calor para fazer esta compressão. O calor rejeitado de um equipamento de geração de potência pode ser utilizado com um absorvedor para refrigeração em um sistema de cogeração.

No ciclo de absorção, o vapor de refrigerante a baixa pressão é absorvido pelo absorvente, liberando uma grande quantidade de calor. A mistura é bombeada até um

gerador que opera a uma pressão elevada utilizando pouca energia elétrica comparado ao que utilizaria um compressor de um refrigerador elétrico. Calor é então fornecido no gerador, proveniente de um queimador de gás, vapor, água quente ou gases quentes. Esse calor fornecido causa a vaporização e o desprendimento do refrigerante da mistura. O vapor é encaminhado para o condensador onde rejeita calor e se liquefaz, tornando-se um líquido a alta pressão. O refrigerante passa então por uma válvula de expansão até o evaporador a baixa pressão, onde se evapora absorvendo calor. O líquido remanescente no gerador passa por uma válvula onde sua pressão é reduzida e então é levado ao absorvedor onde irá absorver o vapor de refrigerante que retornou do evaporador para que o ciclo seja repetido.

A Fig. (10) mostra um ciclo típico de um refrigerador de absorção e seus componentes encontrado no site <http://www.eurocooling.com/articleseagroup.htm>.

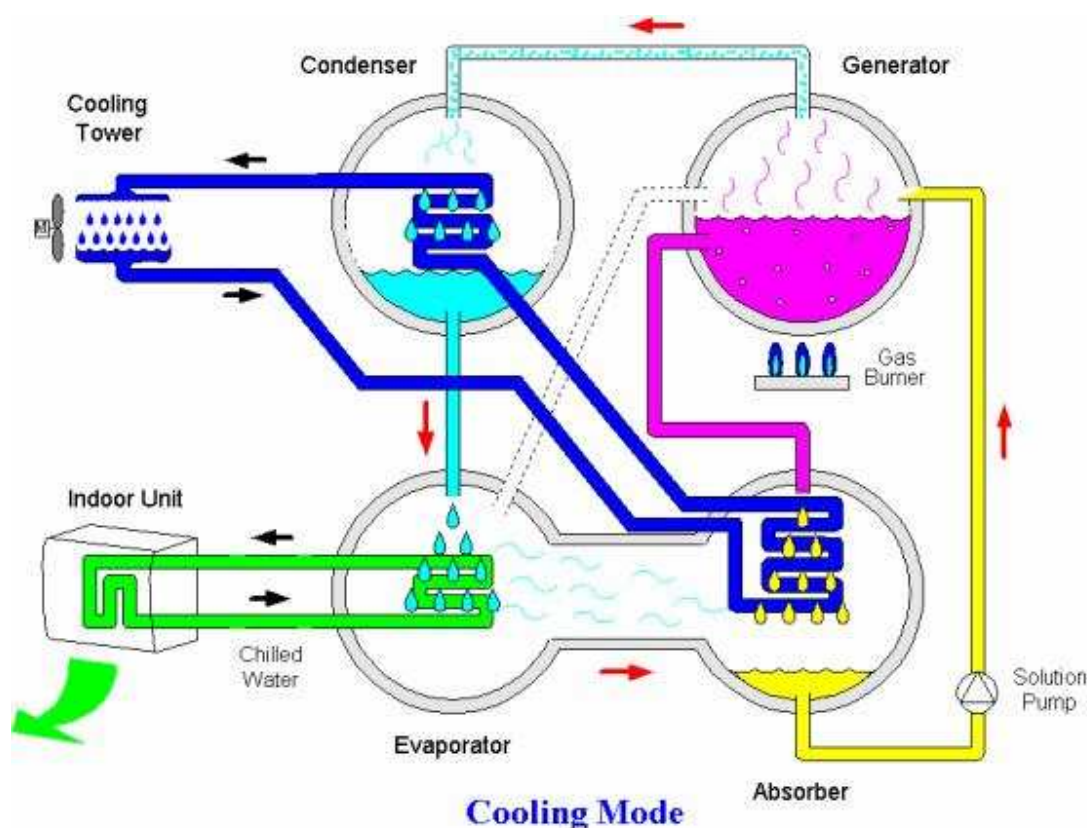


Figura 10 – Ciclo de um sistema de refrigeração por absorção

3.2.5 Refrigeradores de aquecimento direto e indireto

Os refrigeradores de absorção podem ser de aquecimento direto ou indireto. No aquecimento indireto é utilizado vapor, água quente ou gases quentes de uma caldeira, turbina ou gerador para o fornecimento de calor para o gerador do sistema. Esses refrigeradores podem ser utilizados em plantas de cogeração utilizando o calor rejeitado de um processo de geração de eletricidade, tendo assim uma eficiência alta pelo uso de energia que seria desperdiçada. Já no aquecimento direto, o sistema possui queimadores de gás natural. Vale lembrar que o calor rejeitado desses refrigeradores pode ser usado para diversos outros processos.

3.3 O gerador e a destilação

Neste tópico será analisado e estudado o gerador e o seu papel no refrigerador de absorção.

O principal objetivo do gerador é separar da mistura o refrigerante, fornecendo-o a uma pressão elevada para o condensador. Para tanto, se faz necessário o aquecimento da mistura por meio da troca de calor com vapor, água quente ou gases quentes provenientes de um queimador.

Esse processo de separação de uma mistura binária pelo fornecimento de calor e evaporação dos componentes é chamado de destilação. A seguir serão aprofundados os conceitos de destilação de sistemas binários que ocorre nos geradores em questão.

3.3.1 O processo de destilação

A função básica da destilação é separar, pela vaporização, uma mistura líquida em componentes diversos ou grupos de componentes. A separação de uma mistura de álcool e água em seus componentes pode ser um exemplo de destilação.

O termo destilação é muitas vezes utilizado como um processo onde um constituinte simples é vaporizado de uma solução, porém este termo é aplicado corretamente apenas àquelas operações em que ocorre a vaporização de uma mistura líquida contendo mais

de uma substância e é requerida a recuperação de apenas um ou mais componentes em um estado quase puro ou de uma mistura de composição controlada diferente da original. Um exemplo deste erro comum é o que se costuma chamar de destilação da água do mar, quando na verdade, a separação do sal desta água se dá pelo processo de “evaporação” da mistura pois o vapor proveniente do processo contém apenas água pura. Na destilação, o vapor contém no mínimo dois componentes, em oposição à evaporação, onde há somente um.

O componente que tende a se concentrar mais no vapor é chamado de mais volátil ou de low-boiler, pois este componente geralmente tem a menor temperatura de ebulição quando puro. Em algumas misturas chamadas azeótropos, a composição do vapor e do líquido são as mesmas. Tais misturas se comportam como substâncias puras no processo e não podem ser separadas pela destilação à pressão constante de seus componentes. Uma mistura de 95 por cento de etanol e 5 por cento de água é um exemplo de um típico azeótropo.

A operação unitária da destilação origina-se de uma característica geral de equilíbrio líquido-vapor. Para um equilíbrio líquido-vapor de dois componentes é comum uma diferença de composição entre as fases, embora os azeótropos formem uma importante exceção da regra.

Se uma solução binária típica fosse deixada para se equilibrar com seu próprio vapor em um ambiente de temperatura fixa, e se o vapor, fosse separado e condensado, o resultado constituiria o início de um processo de separação que poderia se desenvolver indefinidamente. Num procedimento mais realista, cada separação de fase seria efetuada de maneira não isotérmica, fazendo-se ebulir o vapor e retirando-o continuamente.

A ebulição uniforme, associada à destilação real, ocorre quando um vapor escapa de um líquido, numa razão constante, determinada pela razão de entrada de calor, que é o foco desta parte do projeto.

Os fracionamentos em larga escala geralmente são efetuados numa base contínua, ou seja, o líquido e o calor são injetados continuamente e, simultaneamente, correntes de produto, ou correntes de produtos e resíduos, são extraídas. No método mais simples de injeção de calor, o vapor é passado através de uma serpentina fechada na base da própria

coluna, mas é mais comum injetar-se o calor para uma câmara separada chamada reebulidor. O liquido de alimentação normalmente não é inserido na base da coluna, mas em algum ponto intermediário. A parte superior da coluna acima do ponto de alimentação é conhecida como “seção enriquecedora” ou “retificadora”, enquanto que a parte abaixo dele, incluindo-o, é conhecida como “seção de exaustão” ou “separação”.

3.3.2 A retificação

Quando um vapor evapora de um liquido, na base de uma coluna de fracionamento intermitente, no caso o gerador, normalmente contém uma quantidade significativa do componente menos volátil, que deve ser removida numa quantidade desejada antes que a corrente de vapor ascendente finalmente escape para a parte de condensação do equipamento. Essa remoção é conseguida por uma espécie de purificação ou retificação.

A retificação é um processo de troca de calor entre o vapor proveniente da mistura e o liquido frio que está se direcionando para o absorvedor. Essa troca de calor faz com que o componente menos volátil se condense, passando por um refluxo de liquido para o gerador. Com isso o vapor proveniente da destilação tem uma pureza maior, assim como necessário no processo de refrigeração por absorção.

As correntes de vapor e de liquido são mais ricas no componente mais volátil no retificador e, se a pressão for constante em sua extensão, a temperatura será menor neste ponto devido ao fato de as ricas misturas do componente mais volátil terem menores pontos de ebulição. Além disso, no retificador, a qualidade do produto vai sendo constantemente melhorada, enquanto que na parte inferior do gerador, o componente de alta volatilidade vai sendo recuperado do produto da base ou resíduo.

A Fig.(11) a seguir mostra uma imagem de um gerador com retificador em um processo de destilação de mistura binária.

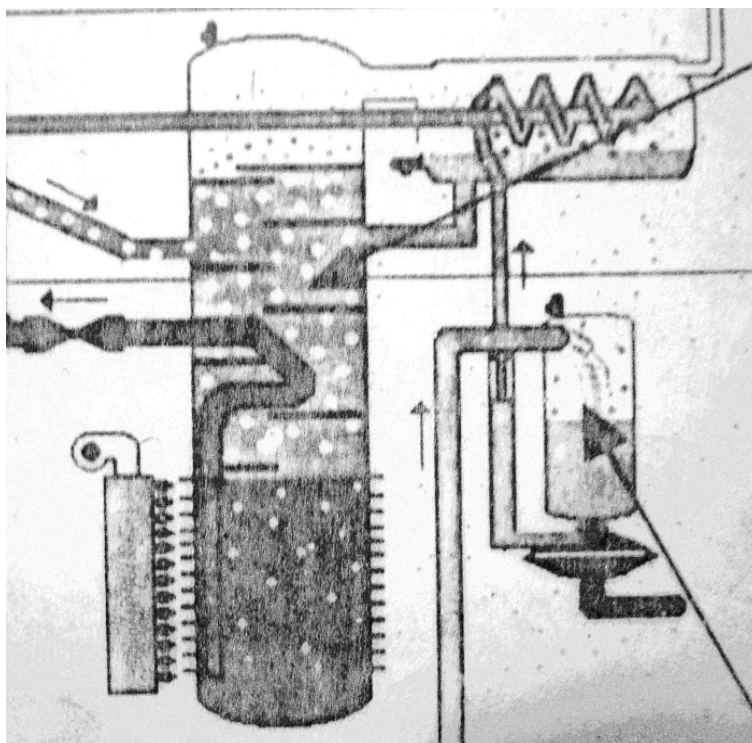


Figura 11 – Conjunto gerador, retificador e bomba

Podemos reparar na Fig.(11) o gerador no centro, com o retificador no canto superior direito e a bomba no canto inferior direito. Os detalhes desta figura são importantes para reparar no refluxo de líquido que ocorre entre o gerador e o retificador e no ponto de alimentação do primeiro.

3.3.3 Equilíbrio de fases

Uma relação básica requerida para uma mistura de um processo de destilação é a curva de equilíbrio a pressão constante, relacionando a concentração de vapor com a de líquido em equilíbrio. O diagrama de equilíbrio obtido em “Princípio das Operações Unitárias” (1982) é mostrado na Fig.(12) a seguir.

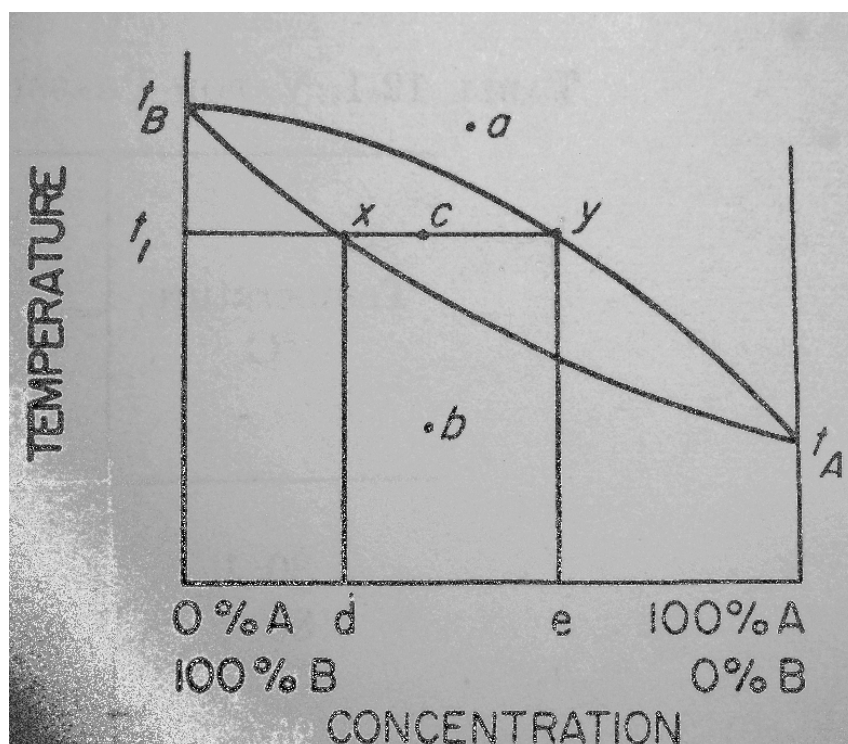


Figura 12 – Diagrama de equilíbrio

A Fig.(12) apresenta um gráfico de evaporação a pressão constante para misturas do componente A, evaporando à temperatura “ T_A ”, e do componente B, evaporando à uma temperatura “ T_B ”. O componente A é o mais volátil.

O gráfico consiste em duas curvas que se coincidem nas pontas. Em qualquer ponto do gráfico, como o ponto “y” por exemplo, a linha superior representa o vapor que irá condensar a temperatura “ T_1 ”. A concentração da primeira gota de líquido é representada pelo ponto “d”. A curva superior é chamada de curva de ponto de precipitação (dew-point curve). Em qualquer ponto, como o ponto “x”, na curva mais baixa que representa o líquido que irá começar a evaporar a temperatura “ T_1 ”. A concentração da primeira bolha de vapor é representada pelo ponto “e”. A curva mais baixa do gráfico é chamada de curva de ponto de bolha (bubble-point curve). Em quaisquer dois pontos da mesma linha horizontal do gráfico, como os pontos “x” e “y”, são representadas concentrações de líquido e vapor em equilíbrio na temperatura dada pelas suas ordenadas. Para todos os pontos acima da curva de cima, como o ponto “a”

por exemplo, a mistura se dá inteiramente por vapor. Para os pontos abaixo da linha de baixo, como o ponto “b” por exemplo, a mistura se dá inteiramente por líquido. Já para os pontos entre as duas curvas, como o ponto “c” por exemplo, a mistura se dá por parte líquido, parte vapor.

Suponha que uma mistura líquida de concentração “d” é aquecida lentamente. Ela irá começar a evaporar a temperatura “T1”. Mesmo que a primeira bolha de vapor tenha uma concentração “y”, representada por “e”, assim que uma quantidade razoável de vapor tiver sido formada, a concentração do líquido não mais irá corresponder ao ponto “d”, uma vez que o vapor é mais rico de componente A do que o líquido, logo, os pontos “x” e “y” tentem a se aproximar de “Tb”.

Como o refrigerador a ser projetado funcionará com amônia e água como par de absorção, o diagrama do ponto de fervura para essa mistura a pressão de 0,2 bar encontrado no site <http://imartinez.etsin.upm.es/bk3/c07sol/Solution%20properties.htm> é mostrado na Fig.(13) a seguir.

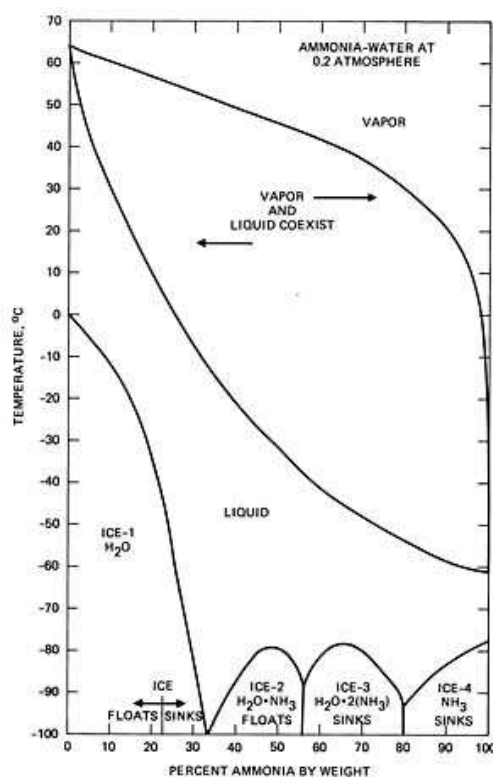


Figura 13 – Diagrama de equilíbrio da amônia e água a 0,2 bar

Em uma mistura azeotrópica, as curvas de líquido e vapor do diagrama de evaporação se encontram, tendo uma tangente horizontal comum. A composição do vapor produzido por um azeótropo é a mesma do líquido. A Fig.(14) mostra os diagramas de equilíbrio para uma mistura ideal, com azeótropo de mínimo e de máximo obtidos em <http://imartinez.etsin.upm.es/bk3/c07sol/Solution%20properties.htm>

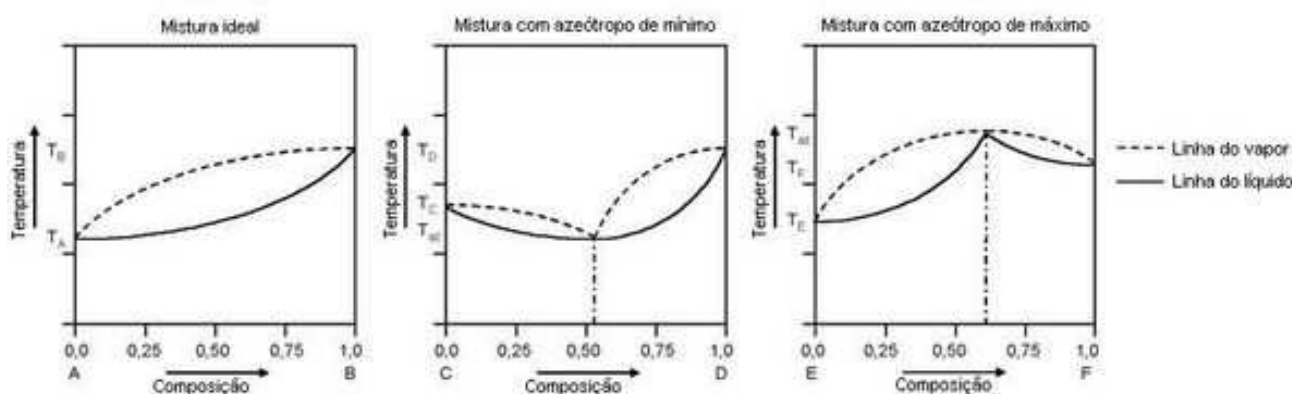


Figura 14 – Diagramas de equilíbrio para diversas misturas

3.4 Equipamento existente no laboratório

Como visto anteriormente, será projetado um equipamento para refrigeração por absorção utilizando uma mistura de água e amônia como par de absorção. Este refrigerador terá como base um equipamento existente no laboratório SISEA que está localizado no prédio de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da USP e que será descrito nesse capítulo.

3.4.1 Características gerais

O equipamento presente no laboratório SISEA é um refrigerador por absorção que utiliza uma solução água-amônia para o processo. Este equipamento tem as seguintes características gerais:

- Fabricante: Servel
- Tipo/Modelo: ACF60-00
- Capacidade Nominal: 60000 Btu/h
- Consumo Típico: 0,75 kW
- Dimensões (LxCxA): 834x1229x920 mm

A Fig. (15) mostra o refrigerador em questão fechado.



Figura 15 – Foto do refrigerador existente no laboratório

Analisando o interior do refrigerador, podemos ter uma noção maior de como funciona este equipamento. A Fig. (16) e a Fig.(17) apresentam o interior do equipamento de modo geral.



Figura 16 – Foto do interior do refrigerador visto de frente



Figura 17 – Foto do interior do refrigerador visto de cima

Pela Fig.(17) podemos reparar o gerador, mostrado em parte do lado esquerdo da figura, o retificador no centro, o absorvedor no lado direito e o acumulador na parte inferior da figura.

3.4.2 O gerador de gases quentes e o queimador

Pela Fig. (16), podemos reparar no canto esquerdo os queimadores a gás natural, que são o foco deste projeto. Esses queimadores têm como função gerar gases quentes para a destilação da mistura de água e amônia. Pela Fig. (18) podemos ver os geradores de gases quentes com mais detalhe.

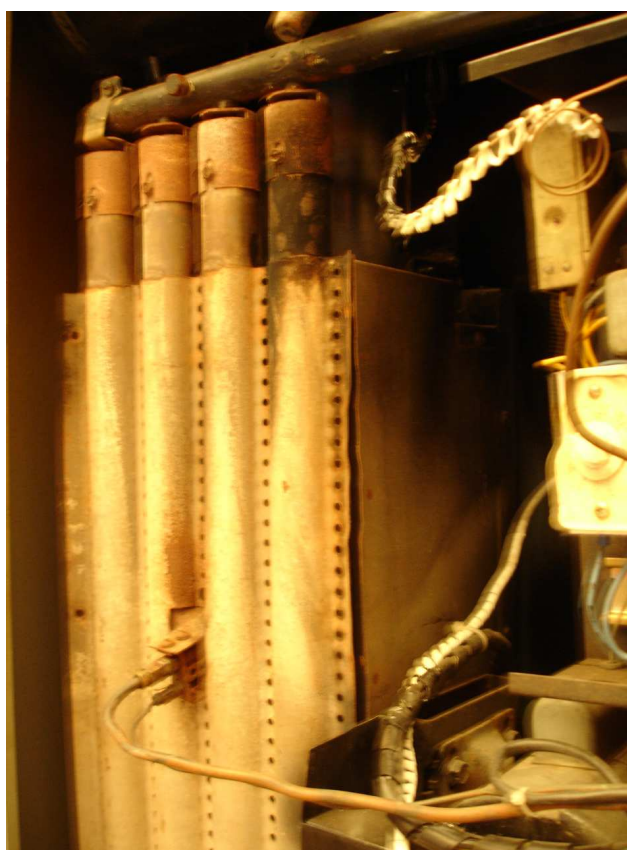


Figura 18 – Foto dos queimadores a gás natural

Os gases quentes provenientes dos quatro queimadores a gás natural são transportados, após a câmara de combustão que tem 40 mm de diâmetro e 772 mm de comprimento, para uma câmara que aquece o gerador de dimensões 300x236x687mm, vista na Fig. (19). Nesta câmara (gerador) eles irão aquecer a solução de amônia e água para então serem expelidos para o ambiente.



Figura 19 – Foto da câmara de aquecimento do gerador.

3.4.3 O ciclo operacional

As condições exatas de operação, assim como seu ciclo operacional, ainda não foram totalmente desvendadas, porém o processo de refrigeração é muito parecido com o apresentado na Fig. (20) a seguir.

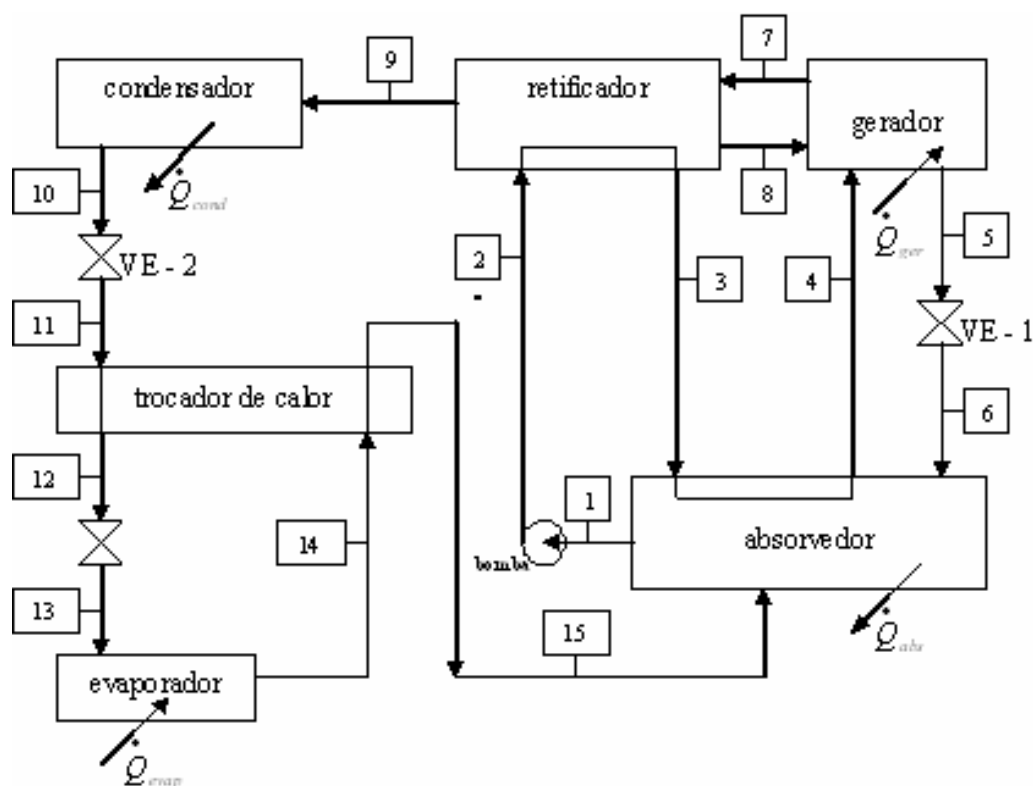


Figura 20 – Ciclo de operação próximo ao do refrigerador existente

3.5 Classificação dos queimadores de gás natural

Os diversos tipos e desenhos de queimadores que existem hoje em dia podem ser classificados como uma combinação de pressão do ar e de gás utilizadas no queimador, assim como por seu desenho.

Os queimadores do tipo tocha são os mais usados atualmente, mas existem também outros tipos, geralmente utilizados para fins mais específicos como o tipo flauta, o tipo anel, de superfície e submersos.

A seguir são apresentadas as diferentes classificações de queimadores existentes.

- Queimadores tipo tocha
 - Atmosférico (ar a pressão atmosférica)
 - Baixa pressão de gás (3 a 8 in.)

- Alta pressão de gás (maior que 4 psi.)
 - Blast (ar abaixo da pressão atmosférica e gás de 3 a 8 in.)
 - Baixa pressão proporcional (ar a 2 psi e gás entre 3 e 8 in.)
 - Alta pressão proporcional (ar maior que 5 psi e gás entre 3 e 8 in.)
 - Premix
 - Imerso
 - Radiante
- Queimadores tipo flauta
- Queimadores tipo anel

3.5.1 Queimadores tipo tocha, de ar atmosférico e gás a baixa pressão.

Nestes queimadores, o ar é atraído pela energia cinética do gás (a pressões entre 3 e 8 in. de água). Aproximadamente de 50 a 70 por cento do ar pode ser induzido desta maneira. A quantidade restante geralmente é atraída da atmosfera ao redor da cabeça de queima.

Em geral este tipo de queimador deve ter as seguintes características:

- Distribuição uniforme de calor.
- Combustão completa.
- Não pode haver descolamento da chama
- A ignição deve ocorrer rapidamente
- O queimador deve operar silenciosamente.
- A construção deve ter grande durabilidade e resistência ao calor.

3.5.2 Queimadores tipo tocha, de ar atmosférico e gás a alta pressão.

Esse tipo de queimador é similar ao descrito anteriormente, porém o gás é fornecido a uma pressão maior ou igual a 4 psi. Da mesma forma, o ar é inserido no sistema pela energia cinética do gás, mas neste caso, esta energia deve ser suficiente para introduzir

100 por cento do ar necessário. A pressão requerida do gás depende das características térmicas do combustível. As relações entre a cabeça do queimador e o bocal de inspiração devem ser cuidadosamente calculadas, pois um queimador desse tipo não operará corretamente caso essas proporções estejam erradas.

Para esse tipo de queimador, a única válvula de controle necessária é a do gás combustível.

3.5.3 Queimadores tipo tocha e de Blast.

O queimador do tipo Blast é utilizado quando se tem uma pressão do gás baixa e o espaço para a combustão é limitado. O ar é suprido a pressões altas e o gás a pressões entre 3 e 6 in. de água. O gás e o ar são separadamente proporcionados por válvulas de controle.

3.5.4 Queimadores tipo tocha e de baixa pressão proporcional.

Para se eliminar o uso de queimadores de duas válvulas de controle, como o tipo blast descrito anteriormente, foi desenvolvido o queimador de baixa pressão proporcional. Esse tipo utiliza ar entre 1 e 2 psi e gás entre 3 e 8 in. de água. A energia cinética do ar é utilizada para inspirar o gás que está a uma pressão baixa constante no governador de gás. Algum tipo de ajuste é feito para se variar a mistura de gás e ar. Uma vez que este ajuste é feito, ele é mantido automaticamente pela alimentação.

Esse queimador pode ser utilizado para 400 Btu ou mais de gás e apenas uma válvula de controle (de ar) é necessária para se variar a alimentação.

3.5.5 Queimadores tipo tocha e de alta pressão proporcional.

Os queimadores de alta pressão proporcional não são muito diferentes em princípio dos de baixa pressão proporcional descritos acima, porém são dimensionados e desenhados para operarem com pressões de ar mais elevadas.

3.5.6 Queimadores tipo tocha e de premix.

Queimadores com cabeças de queima que misturam os fluidos perdem na controlabilidade comparado aos outros tipos e não são muito bons para criar atmosferas controláveis. Eles tendem a criar atmosferas não uniformes por causa do pouco tempo e espaço para a mistura do gás com o ar.

Queimadores Premix formam a maior classe de queimadores industriais e têm, em geral, sucesso produzindo diversos tipos de atmosferas. É necessário apenas a regulação da vazão de ar e de gás para se criar a condição desejada.

Neste sistema, o gás e o ar são misturados nas condições propícias e então comprimidos, para que a mistura seja liberada pela cabeça de queima. Este é o método mais desejável para se queimar gás, onde a exata uniformidade é requerida e um alto controle das condições de calor é necessário.

3.5.7 Queimadores tipo tocha e imersos.

Soluções e metais fundidos ou sais podem ser aquecidos por queimadores imersos. O material, contido em um pote é submerso por tubos de calor, assim como mostrado na Fig.(21) obtida em “Fuels and Combustion” (1955).

Queimadores de tocha queimam combustível na ponta desses tubos, que quando aquecidos, transferem calor para o líquido que foi submerso. Diversos arranjos de tubos existem atualmente no mercado.

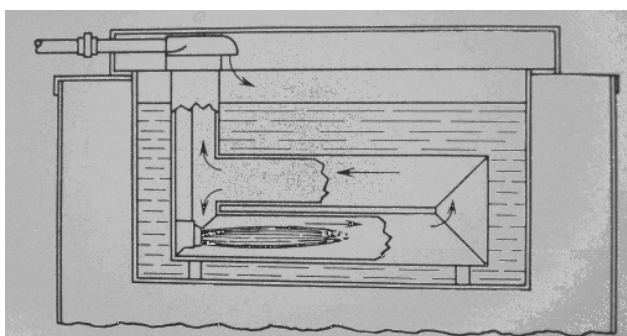


Figura 21 – Exemplo de um queimador tipo tocha e imerso

3.5.8 Queimadores tipo tocha e radiantes.

Nesse tipo de arranjo, o queimador tipo tocha é colocado no fim de um tubo que é utilizado para aquecer ar ou qualquer outro tipo de gás que deve ser mantido isolado dos produtos da combustão.

3.5.9 Queimadores tipo flauta.

Nesse tipo de queimador, um tubo é utilizado e equipado com diversos furos no seu corpo. O ar primário é induzido pelo misturador em uma das pontas do tubo e o ar secundário é induzido pela atmosfera. Este queimador apresenta então diversas cabeças de queima, uma para cada furo presente no corpo do tubo e é geralmente utilizado como um queimador atmosférico.

3.5.10 Queimadores tipo anel.

Este tipo de queimador é composto por anéis com diversos furos, assim como os queimadores do tipo flauta, porém de forma circular. Esses anéis são concêntricos e geralmente são agrupados de um a cinco anéis. O ar primário é induzido no misturador de cada anel e o ar secundário é atraído pela atmosfera. Geralmente é utilizado como um queimador atmosférico.

3.6 Dimensionamento do queimador de gás natural

Como o equipamento de refrigeração por absorção existente no laboratório SISEA da Escola Politécnica da USP ainda não foi totalmente desvendado, para se dimensionar o queimador que gera os gases quentes, foram estimadas algumas variáveis de entrada. Para que seja possível dimensionar outros tipos de queimadores para equipamentos de refrigeração por absorção, será apresentado, juntamente com este trabalho, um algoritmo escrito no programa EES apresentado no anexo 1.

A seguir serão apresentados os cálculos para a obtenção das condições de operação e das dimensões de um queimador para esses sistemas de refrigeração.

3.6.1 Variáveis de entrada.

Como variáveis de entrada do sistema foi utilizado a capacidade nominal do refrigerador presente no laboratório de 5 TR, aproximadamente 20kW, e um coeficiente de performance(COP) estimado em 0,6.

3.6.2 Análise da combustão

Para os cálculos da combustão, deve-se definir a composição do gás a ser utilizado para a geração de gases quentes.

Neste trabalho foi assumido que o combustível utilizado no queimador será o gás natural canalizado pelo gasoduto Brasil-Bolívia, distribuído na cidade de São Paulo e que tem suas características descritas no site da empresa Comgas tais como mostra a Tab.(8).

Tabela 8 – Composição do gás de rua

Composição	% em massa
Metano	91,8
Etano	5,58
Propano	0,97
n-Butano	0,05
n-Pentano	0,1
CO ₂	0,08
Nitrogênio	1,42

Com Poder calorífico inferior = 43839 kJ/kg

Com isso, foi possível se determinar a composição em porcentagem de massa de cada um dos elementos químicos presentes no gás. Essa composição é mostrada pela Tab.(9). a seguir.

Tabela 9 – Composição do gás de rua por elemento químico

Composição	% em massa
H	24,27
C	74,25
O	0,06
N	1,42

Pela composição do gás natural, podemos determinar os calores específicos à pressão constante dos gases de escape da combustão em função da temperatura apresentados no livro “Fundamentos da Termodinâmica” (2003), página 522.

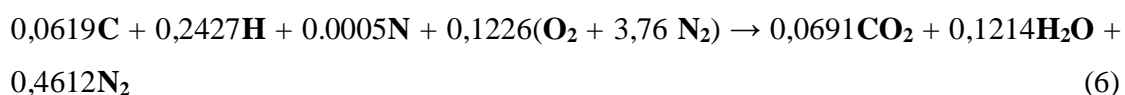
A Tab. (10) mostra a função do calor específico à pressão constante para alguns gases para uma temperatura entre 250 e 1200 Kelvin.

Tabela 10 – Calor específico à pressão constante em função da temperatura

Calor específico a pressão constante(kJ/kg.K) = $C_0 + C_1(T/1000) + C_2(T/1000)^2 + C_3(T/1000)^3$

Gás	C0	C1	C2	C3
Água (vapor)	1,79	0,107	0,586	-0,2
Oxigênio	0,88	-0,0001	0,54	-0,33
Dióxido de carbono	0,45	1,67	-1,27	0,39
Nitrogênio	1,11	-0,48	0,96	-0,42

Temos então a seguinte equação estequiométrica para a combustão de 1 kg de gás natural de rua é:



3.6.3 Balanço de massa e cálculo do calor requerido.

Tendo-se o valor do coeficiente de performance (COP) e da capacidade nominal do equipamento, pode-se escrever o calor requerido para a destilação como:

$$\dot{Q}_{ger} = \frac{\dot{Q}_{eva}}{COP}$$

Assim temos que, para $\dot{Q}_{eva} = 20\text{kW}$ e $COP = 0.6$,

$$\dot{Q}_{ger} = \frac{20}{0,6} = 33,33\text{kW}$$

3.6.4 Cálculo dos dados do queimador.

Um dos pontos importantes da destilação no gerador de um refrigerador por absorção é que a mistura de água e amônia não pode ultrapassar uma determinada temperatura de aproximadamente 240°C.

Para que a temperatura da mistura não ultrapasse o valor máximo, será definido que a temperatura de entrada dos gases de combustão provenientes do queimador seja de 240°C. Dessa forma, garante-se que a mistura não irá ultrapassar seu valor máximo de temperatura.

Utilizando-se a equação da combustão estequiométrica descrita anteriormente, podemos determinar o excesso de ar em função da temperatura adiabática de chama que representa a temperatura de saída dos gases da combustão.

Logo, para o gás entrando à temperatura ambiente, pelo livro “Fundamentos da Termodinâmica” (2003), a equação da energia da combustão pode ser escrita como:

$$\dot{m}_{comb} \times PCI = \sum \dot{m}_{gas} \times c_p \times \Delta T \quad (9)$$

Logo,

Para $\dot{m}_{\text{comb}} = 1 \text{ kg/h}$,

$$\text{PCI} = 0,0691.44.C_{\text{pCO}_2}(240-25) + 0,1214.18.C_{\text{pH}_2\text{O}}.(240-25) + 0,4612.28.C_{\text{pN}_2}.(240-25) + X.(32.C_{\text{pO}_2}(240-25) + 3,76.28.C_{\text{pN}_2}(240-25))$$

Onde $X = \text{kmols de O}_2$ e representa uma variável para a determinação do excesso de ar necessário para se obter a temperatura de 240°C dos gases de escape. Basicamente, a equação é um balanço de energia onde a energia que entra no sistema pela queima do combustível deve ser igual à variação de energia dos gases de escape, partindo do princípio de que o processo é adiabático.

Assim, para $T = (240 + 25)/2 = 132,5^\circ\text{C}$, temos:

$$C_{\text{pCO}_2} = 0,927 \text{ kJ/kg.K}$$

$$C_{\text{pO}_2} = 0,941 \text{ kJ/kg.K}$$

$$C_{\text{pH}_2\text{O}} = 1,907 \text{ kJ/kg.K}$$

$$C_{\text{pN}_2} = 1,044 \text{ kJ/kg.K}$$

Então a equação de energia da combustão para a queima de um quilo de combustível fica:

$$43839 = 0,0691.44.0,927.(240-25) + 0,1214.18.1,907.(240-25) + 0,4612.28.1,044.(240-25) + X.(32.0,941.(240-25) + 3,76.28.1,044.(240-25)) \quad (10)$$

Logo $X = 1,229 \text{ kmols de O}_2$ que representa $169,5 \text{ kg/h}$ de ar em excesso.

Então, para cada quilograma de combustível, é necessário $186,41 \text{ quilogramas de ar}$ para que a temperatura final dos gases seja de 240°C .

Com isso, podemos escrever a equação da troca de calor na câmara do gerador para os gases quentes por:

$$\dot{Q} = \sum \dot{m}_{\text{comb}} \times P \times M_{\text{gas}} \times c_p \times \Delta T \quad (11)$$

Com \dot{Q} = calor requerido pelo processo = 33,33kW, Tentrada dos gases = 240°C, \dot{m}_{comb} = vazão mássica de combustível, P = relação de kmols de produto por kg de combustível determinada na Eq.(10), M_{gas} = massa molar do produto, c_p = calor específico à pressão constante do produto e ΔT = variação de temperatura dos gases no trocador de calor.

Para que os gases de combustão não tenham uma temperatura abaixo da temperatura de orvalho, impedindo que ocorra condensação da água que pode prejudicar o equipamento, será assumido que a temperatura de saída dos gases à pressão de 1 bar seja de $T = 120^\circ\text{C}$. Portanto, podemos calcular o calor específico para os elementos da combustão para uma temperatura média = $(120 + 240)/2 = 180^\circ\text{C}$. Com isso temos:

$$C_{p\text{CO}_2} = 0,967 \text{ kJ/kg.K}, C_{p\text{O}_2} = 0,954 \text{ kJ/kg.K}, C_{p\text{H}_2\text{O}} = 1,930 \text{ kJ/kg.K e} \\ C_{p\text{N}_2} = 1,048 \text{ kJ/kg.K}$$

Portanto, pela eq.(11), temos que

$$33,33 = \dot{m}_{\text{comb}} \times 0,0691 \times 44 \times 0,967 \times 130 + \dot{m}_{\text{comb}} \times 0,1214 \times 18 \times 1,930 \times 130 + \\ + \dot{m}_{\text{comb}} \times 5,0822 \times 28 \times 1,048 \times 130 + \dot{m}_{\text{comb}} \times 1,229 \times 32 \times 0,954 \times 130$$

Logo, a massa de combustível necessária para o fornecimento do calor requerido para a mistura é de:

$$\dot{m}_{\text{comb}} = 0,001347 \text{ kg/s} = 4,85 \text{ kg/h}$$

Pela relação determinada anteriormente para a temperatura de 240°C, podemos dizer que $\dot{m}_{\text{gases}} = 908,9 \text{ kg/h}$ e $\dot{m}_{\text{ar}} = 904,1 \text{ kg/h}$

Com isso, podemos descobrir a potência do queimador a partir do combustível consumido e do poder calorífico inferior do gás natural a partir da equação descrita a seguir.

$$\dot{Q}_{\text{queimador}} = \text{PCI} \times \dot{m}_{\text{combustível}} = 43839 \times \frac{4,85}{3600} = 59,06 \text{ kW}$$

3.7 Seleção do queimador de gás natural

Para a seleção do melhor queimador a ser utilizado no sistema de refrigeração por absorção, foram contatadas diversas empresas de vendas e fabricação de queimadores do tipo tocha com ar à pressão atmosférica, que representa o tipo geralmente utilizado para este tipo de equipamento de refrigeração. A escolha de um equipamento existente em lojas e fabricado por terceiros se sobrepôs à idéia de um projeto próprio de um queimador, pois estes equipamentos já vêm com painel de controle e diversas outras características que facilitam a regulagem e a utilização destes queimadores, fazendo com que a queima seja melhor distribuída e com maior rendimento energético devido ao fácil controle da chama.

Entre as empresas de vendas e fabricação de queimadores contatadas, podemos citar:

- Auto-Ferr Indústria e Comércio de Queimadores Ltda
(São Bernardo do Campo, SP) TEL : (11) 4341-4894
- Combustherm Montagem e Comércio de Equipamentos Industriais Ltda
(Várzea Paulista, SP) TEL : (11) 4596-5757

- Conai Equipamentos Industriais Ltda
(São Paulo, SP) TEL : (11) 6195-3400
- Enge - Aplic Montagens Industriais Ltda
(São Paulo, SP) TEL : (11) 3064-3571
- Gastec Combustão Industrial Ltda
(São Paulo, SP) TEL : (11) 6195-3400
- Icaterm - Caldeiras Aquecedores e Queimadores Ltda
(São Paulo, SP) TEL : (11) 6941-5490
- Jaulck Queimadores e Sistemas de Combustão Ltda
(Mairiporã, SP) TEL : (11) 4485-1805
- Oertli Induflame PFF Ltda
(São Paulo, SP) TEL : (11) 3931-7588
- Kei - Tek Equipamentos Industriais Ltda
(São Bernardo do Campo, SP) TEL : (11) 4356-7600
- Rayburners Ltda
(São Paulo, SP) TEL : (11) 5524-0677
- SM Indústria e Comércio Ltda
(São Paulo, SP) TEL : (11) 6954-0878
- Tec Industrial Ltda
(São Paulo, SP) TEL : (11) 6941-3454
- Tenge Industrial S/A
(São Paulo, SP) TEL : (11) 5821-3097
- Thermoken Indústria e Comércio Ltda
(São Paulo, SP) TEL : (11) 5621-5929
- Weishaupt do Brasil Indústria e Comércio Ltda
(São Paulo, SP) TEL : (11) 5696-9777

Após o contato com estas empresas, foram passados os dados técnicos do queimador dimensionado no capítulo anterior para que então fossem feitos orçamentos para esse

tipo de equipamento e finalmente escolhido o melhor orçamento para a compra do equipamento. A Tab.(11) mostra alguns dos orçamentos recebidos e suas características.

Tabela 11 – Alguns orçamentos recebidos e suas características

Empresa	Potência (kW)	Quantidade	Características	Valor Total (R\$)
Auto-Ferr Indústria e Comércio de Queimadores Ltda	60	1	modelo FS-5 2 estágios	5.290
Thermoken Indústria e Comércio Ltda	60	1	Completo e com injeção eletrônica (sob encomenda)	a partir de 7.500
Jaulck Queimadores e Sistemas de Combustão Ltda	60	1	Modelo J-AA50 Completo	4.240
Rayburners Ltda.	65	1	Modelo BTG com painel de controle	7.250
Tec Industrial Ltda	116	1	Modelo BG-100 com painel de controle	3.500
Weishaupt do Brasil Indústria e Comércio Ltda	60	1	Modelo WG-5 completo, porém sem painel de controle	4.475

Após o recebimento dos orçamentos das empresas, foi visto que o preço do equipamento dimensionado varia entre R\$3.500 e R\$7.500 reais.

Tendo então o orçamento mais barato, mas não por isso um equipamento de baixa qualidade, o queimador BG-100 da empresa Tec Industrial Ltda. com uma potência nominal de 116kW e um custo total de R\$3.500,00 foi determinado como melhor escolha. Essa variação dos preços apresentados ocorreu devido aos acessórios e normas da ABNT que devem ser seguidas e que geram um aumento considerável nos custos do equipamento, assim como a disponibilidade de modelos diferentes para cada fabricante ou vendedor.

No caso do equipamento escolhido (BG-100), ele acompanha painel de controle e válvulas de controle, seguindo todas as normas e padrões da ABNT. Como ele possui um painel de controle elaborado, com sensores de temperatura de chama, não há a necessidade de se determinar a quantidade de ar de combustão e de diluição no sistema,

uma vez que isso é feito automaticamente pelo equipamento de controle. A seguir será apresentado o queimador escolhido mais detalhadamente.

3.7.1 Detalhes do queimador escolhido

A seguir serão apresentadas as características básicas do queimador BG-100 da empresa Tec Industrial Ltda, representado na Fig.(22) a seguir.



Figura 22 – Foto do queimador escolhido BG-100

Os queimadores da série BG possuem as seguintes características gerais segundo o site da empresa:

“SÉRIE BG

Os Queimadores BG foram especialmente projetados para aplicações de baixa temperatura, podendo ser utilizados com gás GLP, gás natural ou outros gases mediante consulta.

A cabeça de combustão foi desenvolvida para trabalhar com baixos índices de CO e excesso de ar, garantindo assim um elevado rendimento de combustão e alta estabilidade de chama.

PRINCIPAIS ACESSÓRIOS

- Corpo em alumínio fundido com ventilador incorporado.
- Bocal de chama em aço inox (exceto BG 40).
- Linha de gás conforme norma NBR 12.313.
- Pressostatos de ar e gás.

- Programador de combustão com sonda de ionização.
- Transformador de ignição com eletrodo.
- Painel de comando completo com:
 - Botão liga/desliga com lâmpada de funcionamento.
 - Fusível de proteção do programador.
 - Sirene de alarme (exceto BG 40).”

<http://www.teccalor.com.br>

Com relação às grandezas dimensionais, o queimador BG-100 da Tec Industrial Ltda. possui as seguintes medidas expressas em milímetros mostradas na Fig.(23).

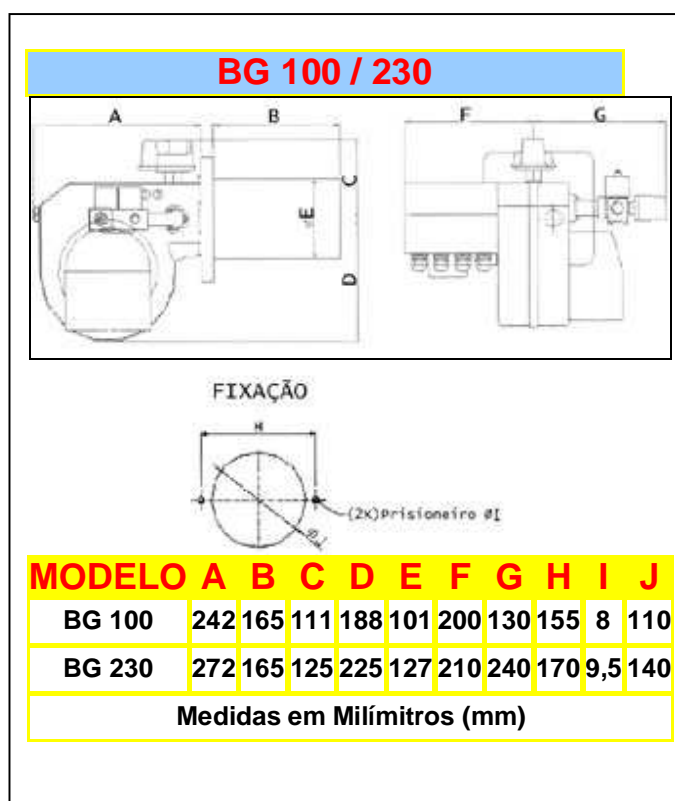


Figura 23 – Algumas medidas do queimador escolhido

4 CONCLUSÕES

A seguir serão apresentadas as conclusões para a parte A (estudo do gerador de gases quentes para produção de HF) e da parte B (Escolha de um queimador para geração de gases quentes).

4.1 Conclusão da Parte A

Após estas análises apresentadas, podemos concluir que o problema de baixa durabilidade do material refratário ocorre devido à alta temperatura que ele está sujeito, causando uma grande diferença na dilatação térmica do aço inoxidável e do revestimento refratário, que somado com as diversas paradas do sistema, pode ocasionar uma trinca no material, reduzindo sua vida. Para que o problema seja resolvido, é necessário que se resfrie a temperatura superficial do material refratário, fazendo com que ele tenha uma menor dilatação e maior durabilidade. Esse resfriamento pode ser resolvido fazendo-se aberturas na câmara interna do gerador de gases quentes para que uma parcela do ar de diluição entre pela câmara interna, resfriando o material refratário.

4.2 Conclusão da parte B

Podemos concluir então que o queimador escolhido apresentou um custo/benefício baixo.

Juntamente com este trabalho, será apresentado um algoritmo escrito no programa EES que automaticamente resolverá o dimensionamento a partir das variáveis de entrada utilizadas neste trabalho para que sempre que precise ser feito um dimensionamento de um queimador para um equipamento de refrigeração por absorção, o engenheiro não precise fazê-lo manualmente, pois o programa o fará automaticamente.

5 ANEXO 1

A seguir será apresentado o algoritmo escrito no programa EES para o dimensionamento de queimadores para refrigeradores por absorção.

“INICIO”

"Variaveis de entrada"

"T em °C e Q em kW"

T_s_gases=120

T_sat_1=240

Qeva=20

COP=0,6

"Composição do combustível (% em massa) e PCI em kJ/kg"

H=24,27

C=74,25

O=0,06

N=1,42

S=0

PCI = 43839

"analise da combustao"

Q=Qeva/COP

Nco2=C/1200

Nh2o=H/200

Nso2=S/3200

Nn2=3,76*(Nco2 + Nso2 + Nh2o/2 - O/3200) + N/2800

T_m_1=(T_sat_1 + 25)/2+273

cp_1=Cp(CO2;T=T_m_1)

cp_2=Cp(SO2;T=T_m_1)

cp_3=Cp(H2O;T=T_m_1)

cp_4=Cp(O2;T=T_m_1)

cp_5=Cp(N2;T=T_m_1)

PCI = Nco2*cp_1*44*(T_sat_1 - 25)+Nso2*cp_2*64*(T_sat_1 - 25)+Nh2o*cp_3*18*(T_sat_1 - 25)+Nn2*cp_5*28*(T_sat_1 - 25)+No2*(cp_4*32 + 3,76*cp_5*28)*(T_sat_1-25)

Ar_necessario = (No2/0,21+Nn2/0,79)*28,97*m_comb

T_m_2=(T_sat_1 + T_s_gases)/2+273

cp_11=Cp(CO2;T=T_m_2)

cp_21=Cp(SO2;T=T_m_2)

cp_31=Cp(H2O;T=T_m_2)

cp_41=Cp(O2;T=T_m_2)

cp_51=Cp(N2;T=T_m_2)

Q= m_comb/3600*(Nco2*cp_11*44*(T_sat_1 - T_s_gases)+Nso2*cp_21*64*(T_sat_1 - T_s_gases)+Nh2o*cp_31*18*(T_sat_1 - T_s_gases)+Nn2*cp_51*28*(T_sat_1 - T_s_gases)+No2*(cp_41*32 + 3,76*cp_51*28)*(T_sat_1-T_s_gases))

POTENCIA_queimador = PCI*m_comb/3600

“FIM”

6 BIBLIOGRAFIA

- Silva, R. B., “Manual de Termodinâmica e Transferência de Calor”, 4ª edição, 1972.
- Wylen, V., Sonntag, Borgnakke, “Fundamentos da Termodinâmica”, 6ª edição, 2003.
- Norton, F. H., “Refractories”, 4ª edição, New York, 1968.
- Brown, G. M., “Unit Operations”, 9ª edição, New York, 1950.
- Blackdder, D. A., Nedderman, R. M., “Manual de Operações Unitárias”, 1ª edição, 1982.
- McCabe, W. L., Smith, J. C., “Unit Operations of Chemical Engineering”, International student edition, New York, 1956.
- Foust, A. S., Wenzel, L. A., “Princípio das Operações Unitárias”, 2ª edição, Rio de Janeiro, 1982.
- http://www.ibar.com.br/index_por.html acessado em 11/06/06 às 16:20hs.
- http://www.acesita.com.br/interno.php?area=inox_arq_duvidas acessado em 09/06/06 às 17:35hs.
- http://www.fem.unicamp.br/~em672/Absorcao_Alan_Andre.html acessado em 12/09/06 às 13:40hs.
- http://www.eere.energy.gov/de/thermally_activated/tech_basics.html acessado em 09/09/06 às 11:25hs
- http://www.cogeneration.net/Absorption_Chillers.html acessado em 09/09/06 às 12:10hs
- <http://www.jaulck.com.br> acessado em 01/11/06 às 16:150hs
- Smith, M. L., Stinson, K. W., “Fuels and Combustion”, 1ª edição, New York, 1952.

- Garcia, R., “Combustíveis e Combustão Industrial”, 1ª edição, Rio de Janeiro, 2002.
- Lorenzi, O., “Combustion Engeneering”, 1ª edição, New York, 1955.
- Johnson, A. J., Auth, G. H., “Fuels and Combustion Handbook”, 1ª edição, New York, 1951.
- Radermacher, R., Klein, S.A., Herold, K.E., “Absorption Chillers and Heat Pumps”, CRC Press, Inc., 1996.
- <http://saripuya.20un.com/absorption-chiller-manufacturers-pro.html>
acessado em 03/09/06 às 13:30hs.
- <http://www.eurocooling.com/articleseagroup.htm> acessado em 14/09/06 às 15:20hs
- <http://imartinez.etsin.upm.es/bk3/c07sol/Solution%20properties.htm>
acessado em 14/09/06 às 15:55hs
- <http://www.comgas.com.br/templates/gnatural.aspx?page=613&idiom=1>
acessado em 30/11/06 às 14:20hs
- <http://www.teccalor.com.br/Queimadores%20BG.html#> acessado em 05/12/06 às 16:50hs