

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

PMC 581 - Projeto Mecânico II

RELATÓRIO FINAL REFERENTE AO PRIMEIRO E SEGUNDO
SEMESTRES DE 1996.

Título: Caldeira de Recuperação.

Integrantes: **Francisco Tranquitela Neto, NºUSP 2822835**
Wallace Hessler Leal Turcio, NºUSP 2852285

Prof. Orientador: Sílvio de Oliveira Júnior
Prof. Coordenador: J. R. Simões Moreira

Data: 13/12/96.

Índice

PARTE I - LEVANTAMENTOS, ESPECIFICAÇÕES GERAIS E ESCOLHA DOS EQUIPAMENTOS.

| | |
|---|----|
| I - Estudo da necessidade | 01 |
| II - Especificações a serem atendidas | 02 |
| Shopping-Center Ibirapuera | 02 |
| Shopping-Center West Plaza | 05 |
| Shopping-Center Morumbi | 08 |
| III - Escolha das entradas e saídas | 09 |
| IV - Visitas realizadas às empresas representantes das indústrias de Turbinas à Gás e de Máquinas de Absorção | 10 |
| IV.1 - Escolha da T.G. e da M.A. mediante as demandas do shopping escolhido | 11 |
| V - Croqui esquemático da instalação | 15 |

PARTE II - CÁLCULOS TÉRMICOS E LAY-OUT FINAL.

| | |
|---|----|
| I - Determinação do tipo de caldeira | 17 |
| II - Análise da reação de combustão de 1 Kmol de gás natural na turbina | 17 |
| III - Cálculo do calor específico do gás resultante da combustão | 19 |
| IV - Verificação da necessidade de queima adicional | 21 |
| V - Estimativa da temperatura de chama adiabática | 23 |

| | |
|---|----|
| VI - Estimativa da temperatura de chama adiabática considerando-se o desvio de gases | 27 |
| VII - Modelo simplificado para cálculo do comprimento da chama (por difusão) | 33 |
| VIII - Estimativas de perdas de carga | 36 |
| VIII.1 - Perda de carga através da chaminé | 43 |
| VIII.2 - Perda de carga na entrada da chaminé | 44 |
| VIII.3 - Perda de carga na saída do economizador e determinação do nº e comprimento dos tubos do mesmo | 45 |
| VIII.4 - Perda de carga distribuída no economizador | 49 |
| VIII.5 - Perda de carga na entrada do economizador | 50 |
| VIII.6 - Perda de carga na curva que antecede o economizador | 51 |
| VIII.7 - Perda de carga provocada pela presença da câmara de combustão | 52 |
| VIII.8 - Perda de carga na curva após a saída da região de convecção | 53 |
| VIII.9 - Perda de carga na saída da região de convecção e determinação do nº e comprimento dos tubos desta região | 54 |
| VIII.10 - Perda de carga distribuída na região de convecção | 68 |
| VIII.11 - Perda de carga na entrada da região de convecção | 69 |
| VIII.12 - Perda de carga na curva que antecede a entrada da região de convecção | 69 |
| VIII.13 - Perda de carga devido a mistura | 70 |
| IX - Dimensionamento da válvula principal de saída | 71 |
| X - Dimensionamento do tambor | 72 |
| XI - Tabelas | 77 |
| XII - LAY-OUT FINAL DA CALDEIRA | 80 |
| XIII - Bibliografia | 88 |

PARTE I

**LEVANTAMENTOS,
ESPECIFICAÇÕES GERAIS E
ESCOLHA DOS EQUIPAMENTOS.**

I - Estudo da necessidade.

Mediante o aumento do consumo energético e esgotamento das possibilidades de instalação de novas hidrelétricas (saturação dos rios) e saturação das redes de distribuição, faz-se necessário intensificar os cuidados para melhor aproveitar a energia disponível, evitar perdas e desperdícios.

Observando o consumo de energia elétrica no Brasil entre 1980 e 1991 percebe-se que o setor residencial aumentou sua participação enquanto os setores industrial e comercial tiveram suas participações reduzidas. O setor residencial foi responsável por 23 % do consumo, o comercial por 11 % e o industrial por 51 % .

Na cidade de São Paulo (responsável por 49 % do consumo energético do estado) a situação é semelhante, com exceção do setor comercial que aumentou percentualmente sua participação.

Analizando os três setores percebe-se que o setor industrial adequou-se à estagnação econômica, o mesmo ocorrendo com sua participação no consumo energético, o setor residencial é muito espalhado e difícil de ser atacado, restando o setor comercial que mesmo em tempos de recessão apresentou índices de crescimento e no caso de shopping-centers é favorecida a análise e tentativa de otimização da utilização da energia elétrica.

Uma alternativa para o uso eficiente da energia é a utilização de sistemas de cogeração (geração simultânea de energia elétrica e calor) em shopping-centers com a utilização dos seguintes equipamentos:

- turbina a gás: responsável pelo atendimento da demanda de energia elétrica;
- caldeira de recuperação: responsável pela utilização do calor rejeitado com os gases de exaustão da turbina a gás e geração de vapor;
- máquina de absorção: responsável pelo atendimento da demanda de água gelada para o sistema de ar condicionado utilizando o calor do vapor produzido pela caldeira de recuperação.

Em um shopping-center o sistema de ar condicionado é responsável por cerca de 70 % do consumo de energia elétrica, sendo que apenas os chillers consomem cerca de 50 % da energia de todo o shopping.

Logo a utilização do sistema de cogeração descrito anteriormente, com a consequente eliminação dos chillers a compressão, levaria a uma redução de cerca de 50 % da demanda total de energia.

A utilização do sistema descrito anteriormente apresenta os seguintes pontos positivos:

- uso eficiente da energia (aproveitamento da energia dos gases de exaustão da turbina);
- liberação da rede elétrica da companhia energética com consequente aumento da oferta de eletricidade;
- diminuição da utilização dos CFCs.

Com a implantação do sistema descrito anteriormente podem ser atingidos rendimentos da ordem de 90 % (contando a geração de energia e o aproveitamento do calor dos gases de exaustão). Como pode ser notado, a utilização de plantas de cogeração é uma excelente estratégia para otimizar a utilização de energia, sua desvantagem é o alto custo dos equipamentos que a constituem, portanto cuidados são necessários para a obtenção de um menor custo benefício.

II - Especificações a serem atendidas.

Para a obtenção das demandas de energia elétrica e água gelada que a central de utilidades, da qual a caldeira de recuperação faz parte, deverá atender foram feitas visitas aos shoppings Ibirapuera, West Plaza e Morumbi.

Abaixo seguem os dados obtidos nestas visitas.

Shopping-Center Ibirapuera

Com o objetivo de se fazer um primeiro reconhecimento do ambiente para o qual a planta de cogeração deverá ser projetada e de possibilitar o levantamento das condições que esta planta deverá atender, foi realizada no dia dez de maio de 1996 uma visita ao Shopping-Center Ibirapuera.

Durante esta visita as instalações responsáveis pela demanda de energia elétrica e água gelada foram apresentadas pelo Sr. Luiz Garcia Martin, gerente de manutenção de ar condicionado.

Os dados referentes ao consumo de energia elétrica foram obtidos de uma planilha de controle atualizada mensalmente pelo setor. São responsáveis por este consumo as instalações de ar condicionado (cerca de 75%), sistema de iluminação das praças e sistemas de

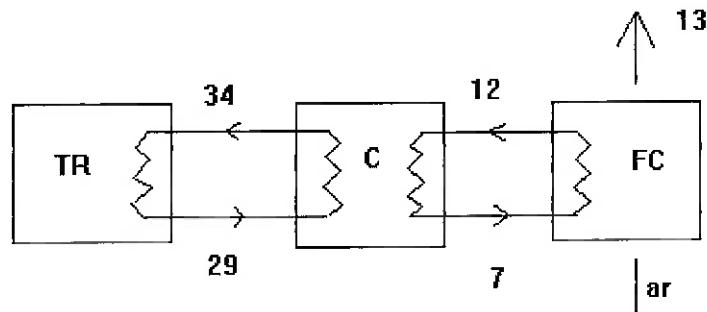
refrigeração do mercado. Esta parcela de energia engloba apenas o consumo do condomínio, visto que cada loja compra sua energia diretamente da companhia elétrica.

Os dados referentes ao consumo de água gelada foram obtidos diretamente das instalações de ar condicionado. As temperaturas da água nos diversos pontos do sistema foram lidas em termômetros e termopares enquanto que as vazões foram lidas nas placas de identificação das bombas visto que não estava disponível qualquer instrumento de medição.

A tabela abaixo apresenta os dados do consumo de energia elétrica.

| Mês | Janeiro | Fevereiro | Março |
|----------------------------|-----------|-----------|-----------|
| Consumo mensal (kWh) | 1279819 | 1166484 | 1166484 |
| Consumo diário médio (kWh) | 42660 | 37628 | 41660 |
| Custos (Reais) | 126837.07 | 120207.99 | 120207.99 |
| Número de dias | 30 | 31 | 28 |
| P (fator de carga) | 0.900 | 0.894 | 0.894 |
| FP (fator de carga) | 0.506 | 0.509 | 0.509 |

Abaixo é apresentado o esquema da instalação de ar condicionado.



Onde :

TR: Torre de Resfriamento

C: Centrífuga (chiller com compressor centrífugo)

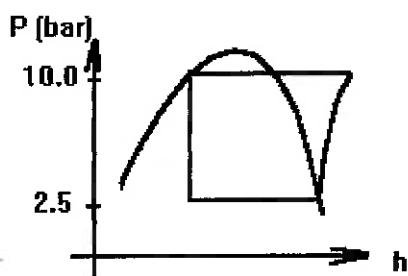
FC: Fan Coil

Os números indicados ao lado das linhas no diagrama acima indicam as temperaturas da água em graus Celsius.

Para o circuito TR - C existem 5 bombas (1 de reserva) com vazão nominal de 520 m³/h. Para o circuito FC - C existem 5 bombas (1 de reserva) com vazão nominal de 417 m³/h.

Em todo o Shopping existem 39 Fan Coils diferentes, cada um atendendo à carga térmica de uma determinada praça.

Nas centrífugas tem-se o seguinte diagrama Pxh:



Onde o fluido refrigerante é o freon 12 e tem-se as temperaturas de 35 e 5 graus Celsius no condensador e evaporador respectivamente.

Para uma praça mais nova do Shopping projetou-se um sistema de ar condicionado semelhante ao apresentado anteriormente, ou seja com as mesmas propriedades para a água e ar, porém um sistema mais compacto com chillers de compressores com pistões. Para esta nova praça o circuito TR - C apresenta 3 bombas (1 de reserva) com vazão nominal de 128 m³/h e o circuito FC - C apresenta 3 bombas (1 de reserva) com vazão nominal de 99,2 m³/h.

Nas instalações deste shopping não foi possível a medição da potência consumida, o que possibilitaria a escolha da turbina. Lembrar que a escolha da turbina é importante, pois a energia contida nos gases de exaustão da mesma é o insumo energético da caldeira.

Este shopping tem contrato com a companhia energética para utilizar 3400 kW, quantidade que não é excedida. Dos dados apresentados conclui-se que a demanda de água gelada é de 1866,4 m³/h. Com isso a máquina de absorção e a quantidade de calor fornecida a ela devem ser tal que 1866,4 m³/h de água cheguem à máquina de absorção à temperatura de 12 °C e saiam à temperatura de 7 °C.

Como a central de utilidades vai utilizar máquinas de absorção, os chillers são eliminados, logo a demanda de energia diminui para 1700 kW (50%).

Logo para este shopping tem-se as seguintes demandas:

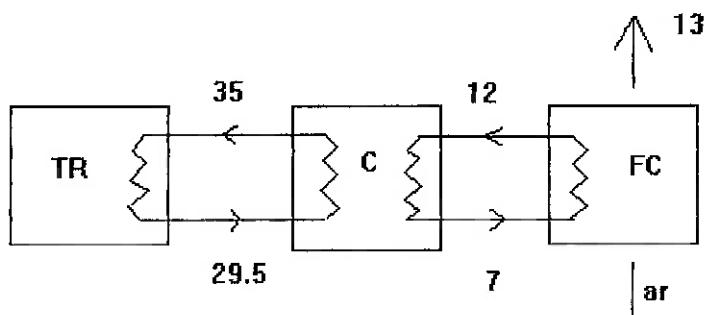
- água gelada : $1866.4 \text{ m}^3/\text{h}$;
- energia elétrica: 1700 kW.

Shopping-Center West Plaza

Esta visita foi realizada apenas pelos alunos Fernando Ferreira Leite e Luciano Diafária Ângelo, que repassaram os dados obtidos para este grupo em virtude dos dois trabalhos caminharem juntos.

Este shopping é dividido em três blocos (A, B e C), cada um trabalhando com uma central de ar condicionado independente das demais.

O sistema é semelhante ao do shopping Ibirapuera e é apresentado abaixo:



As especificações dos equipamentos do sistema de ar condicionado foram coletados de forma mais completa para o bloco B, de modo que apenas compensa a apresentação dos dados obtidos para este bloco. Esta segue abaixo.

Fan Coil.

| Tipo | Heating Colling | Tropical | Tropical |
|---|-----------------|----------|----------|
| Quantidade | 2 | 1 | 1 |
| Vazão de ar de insuflamento (m^3/h) | 54.400 | 5.100 | 12.000 |
| Vazão de ar externo (m^3/h) | 9.000 | 700 | 1.200 |
| Pressão estática (mmCA) | 50 | 15 | 15 |
| Vazão de água gelada (l/h) | 20.060 | 3.370 | 6.940 |
| Temperatura de entrada da água ($^{\circ}\text{C}$) | 7,2 | 7,2 | 7,2 |
| Temperatura de saída da água ($^{\circ}\text{C}$) | 12,7 | 12,7 | 12,7 |
| Potência do motor (HP) | 25 | 1,5 | 3 |

Bomba de água gelada.

| | |
|---------------------|------------|
| Tipo | Centrífuga |
| Marca | KSB |
| Quantidade | 4 |
| Vazão | 13.200 l/h |
| Pressão manométrica | 40 mCA |
| Rotação | 1.750 rpm |
| Diâmetro do rotor | 256 mm |
| Potência do motor | 30 HP |

Bomba de água de condensação.

| | |
|---------------------|-------------|
| Tipo | Centrífuga |
| Marca | KSB |
| Quantidade | 4 |
| Vazão | 172.000 l/h |
| Pressão manométrica | 30 mCA |
| Rotação | 1.750 rpm |
| Diâmetro do rotor | 265 mm |
| Potência do motor | 30 HP |

Torre de resfriamento.

| | |
|------------------------|---------------------|
| Marca | Alpina |
| Quantidade | 3 |
| Vazão | 172.000 l/h |
| Temperatura de entrada | 35 °C |
| Temperatura de saída | 29,5 °C |
| Capacidade | 252,3 TR |
| Motor | 10 HP |
| Volume total | 24,6 m ³ |

Chiller.

| | |
|------------------------------|-------------|
| Marca | Carrier |
| Quantidade | 3 |
| Capacidade nominal | 250 TR |
| Capacidade efetiva | 241 TR |
| Vazão de água gelada | 132.000 l/h |
| Perdas no resfriador | 5 mCA |
| Temperatura de entrada | 12,7 °C |
| temperatura de saída | 7,2 °C |
| Vazão da água de condensação | 172000 l/h |
| Perdas condensação | 8 mCA |
| Temperatura de entrada | 29,5 °C |
| Temperatura de saída | 35 °C |
| Potência absorvida | 273,9 kW |
| Refrigerante | R-22 |

Dos dados apresentados acima pode ser afirmado que as parcelas de consumo de energia em kW no bloco B são:

| | | |
|-------------------------------|----------|---------|
| Fan Coil | 40,70 | 2,39 % |
| Bombas de água gelada | 67,14 | 3,94 % |
| Bombas de água de condensação | 67,14 | 3,94 % |
| Torres de resfriamento | 22,38 | 1,3 % |
| Chillers | 838,80 | 49,25 % |
| Consumo total do sistema | 1.036,16 | 60,8 % |
| Limite contratado | 1.650,00 | |
| Energia utilizada | 1.703,00 | 100 % |

Notar que a utilização do sistema com máquinas de absorção e consequente eliminação dos chillers o novo consumo de energia seria 86.427 kW, ou seja, apenas 50,7 % do total utilizado.

Como os três blocos são semelhantes, será admitido que valerão as mesmas porcentagens do bloco B para os outros dois, logo

Bloco A:

Limite contratado: 1.530 kW.

Energia utilizada: 1.499,4 kW.

Sistema de ar condicionado: 930 kW (60.8 % do total).

Chillers : 753,52 kW (49.25 % do total).

Bloco C:

Limite contratado: 850 kW.

Sistema de ar condicionado: 516,8 kW (60.8 % do total).

Chillers: 418,63 kW (49.25 % do total).

Logo, para todo o shopping tem-se as seguintes demandas:

Energia elétrica: 4.083 kW.

Sistema de ar condicionado: 2.482 kW.

Chillers: 2.010,95 kW.

Com a utilização do sistema com máquinas de absorção esta demanda cai para 2.072 kW.

Quanto às demandas de água gelada e de água de condensação, caso seja admitido que estas sejam proporcionais às demandas de energia elétrica, pode ser assumido que:

- demanda de água gelada: 950 m³/h
- demanda de água de condensação: 1.237 m³/h

Shopping-Center Morumbi

Esta visita foi realizada apenas pelos alunos Fernando Ferreira Leite e Luciano Diaférica Ângelo que repassaram os dados obtidos para este grupo.

Os dados obtidos nesta visita não foram de grande utilidade.

Este shopping é dividido em três blocos (A, B e C) e os dados mais relevantes obtidos sobre cada um foram:

Bloco A:

Limite contratado: 1.096 kW

Capacidade de refrigeração instalada: 1.180 TR

Bloco B:

Limite contratado: 2.000 kW

Capacidade de refrigeração instalada: 1.820 TR

Bloco C:

Limite contratado: 1.200 kW

Capacidade de refrigeração instalada: 600 TR

III - Escolha das entradas e saídas.

Para a caldeira de recuperação tem-se :

- entradas: temperatura e vazão dos gases de exaustão da turbina a gás
- saídas: vazão e entalpia do vapor produzido

É conveniente lembrar que tanto as entradas quanto as saídas da caldeira de recuperação estão amarradas à central de utilidades da qual ela é constituinte.

Das visitas realizadas a que forneceu dados mais completos e confiáveis foi a visita ao shopping West Plaza.

Adotando como necessidades a serem atendidas pela central de utilidades as demandas de energia e água gelada do shopping West Plaza, tem-se que :

| | |
|------------------------------|-----------------------|
| Demandas de água gelada | 950 m ³ /h |
| Demandas de energia elétrica | 2.072 kW |

De posse dos dados acima o próximo passo é consultar os fornecedores de turbinas a gás e de máquinas de absorção para que possa ser feita a escolha destes equipamentos, de modo que sejam atendidas as demandas acima.

A escolha da turbina a gás permite o conhecimento da quantidade de energia disponível para a caldeira de recuperação, ou seja, a vazão e temperatura dos gases de exaustão. A escolha da máquina de absorção permite o conhecimento das características do vapor que deve ser produzido pela caldeira (vazão e entalpia).

Notar que a escolha destes dois equipamentos definem as entradas e as saídas úteis da caldeira de recuperação.

IV - Visitas realizadas às empresas representantes das indústrias de Turbinas à Gás e de Máquinas de Absorção.

Mediante à necessidade de se conhecer um pouco mais a respeito destes dois componentes, os quais farão parte do nosso sistema, a *Turbina* como máquina que produzirá a energia elétrica necessária para o abastecimento do shopping e a *Máquina de Absorção* como equipamento que, aproveitando o vapor de água produzido pela nossa Caldeira de Recuperação (esta acoplada de forma a recuperar o calor dos gases de escape, ainda quentes, da Turbina), produzirá a água gelada que passará pelos Fan Coils com a finalidade resfriar o ar que vai para o sistema de ar condicionado, realizamos, no dia 1º de Julho, visitas às seguintes empresas:

Com relação à Turbina à Gás:

- Turbomeca;
- Stewart & Stevenson;
- Gec Alsthon (Mecânica Pesada).

Com relação à Máquina de Absorção:

- York;
- Trane.

Entre as empresas acima relacionadas, vale a pena citar que da empresa Stewart & Stevenson apenas foram conseguidos os catálogos, cedidos por um de seus concorrentes, não tendo sido, portanto, efetivamente realizada a visita.

Com relação as outras empresas relacionadas, obtivemos uma rápida explicação sobre o funcionamento de seus equipamentos, foram recebidos ainda vários catálogos referentes aos mesmos e uma pequena explicação sobre como consultá-los. Conseguiu-se ainda, com relação à Turbomeca e a York, uma pequena noção do preço de seu equipamento.

IV.1 - Escolha da T.G. e da M.A. mediante as demandas do shopping escolhido.

Quanto à Turbina:

Como já foi dito anteriormente, necessita-se para o shopping, de uma produção de energia de: **2.072 kW**.

A partir da consulta dos catálogos de seus fabricantes, chegou-se à conclusão que a turbina que melhor atende às condições será:

Fabricante: **Turbomeca**.

Modelo: **Makila TI**.

Da qual podemos citar as seguintes características:

- Potência produzida no Gerador Elétrico: **1.050 kW**.
- Temperatura dos gases de exaustão: **505 °C**.
- Vazão de gás na saída da Turbina: **5,45 kg/s**.
- Consumo de Combustível: **4.180 kWh/h**.
- Número de Turbinas: **02**.

Quanto à Máquina de Absorção:

Como também já foi dito anteriormente, necessita-se para o shoppig-center uma produção de água gelada de: **950 m³/h ≈ 4.182,72 gal/mim (GPM)**.

Cálculo da refrigeração necessária em Toneladas de Refrigeração (TR):

$$- \dot{m}_{ag} = 950 \text{ m}^3/\text{h} = 263,9 \text{ kg/s}$$

- admitindo-se que o estado da água que circula pela Máq. de Absorção seja de líquido saturado, tem-se:

$$\begin{cases} h_{(7^\circ\text{C})} = 27,99 \text{ KJ / Kg} \\ h_{(12^\circ\text{C})} = 51,3344 \text{ KJ / Kg} \end{cases}$$

- Aplicando-se a 1ª lei da Termodinâmica tem-se:

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_{12^\circ\text{C}} - h_{7^\circ\text{C}}) = 263,9(51,3344 - 27,99) = 6.160,59 \text{ kJ/s} (= \text{kW})$$

- Considerando-se a seguinte relação:

$1 \text{ kW} \approx 0,284 \text{ TR}$, tem-se que:

$$6.160,59 \text{ kW} \approx 1.750 \text{ TR}$$

- Analisando-se o catálogo, chegou-se à conclusão de que a melhor escolha seria a utilização de **03** (três) Máquinas de Absorção modelo **YPC-ST 18G** marca **YORK**, as quais têm a capacidade de refrigeração de **600 TR cada**, o que resultaria numa capacidade de refrigeração total de: $3 \times 600 = 1.800 \text{ TR}$.

- Sabendo-se, dos catálogos, que o consumo de vapor é de aproximadamente:

9,7 lbs (4,4 kg) de vapor por TR-hora, tem-se:

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = 1.750 \times 4,4 = 7.700 \text{ kg/hora} = 2,139 \text{ kg/s} \text{ (para as três Máq. de Absorção)}$$

ou seja, teremos para cada Máq. de Absorção:

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = 2,139 / 3 = 0,713 \text{ kg/s}$$

- Ainda dos catálogos, tem-se que as características acima mencionadas somente valerão se o vapor saturado que entrará na Máquina de Abs., ou seja, que sairá da *Caldeira de Recuperação* estiver sob uma pressão de **114,3 PSIG** (ou seja, **788,1 kPa**).

- Portanto deve-se ter como condição de saída do vapor na Caldeira de Recuperação:

$$\left. \begin{array}{l} \text{vapor} = \text{saturado} \\ p = 114,3 \text{ PSI} = 788,1 \text{ KPa} \end{array} \right\} h = 2.768,46 \text{ kJ/kg} \text{ e } T = 169,80 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Com base nos valores fornecidos pelos engenheiros contatados nas respectivas empresas chegou-se à seguinte estimativa do valor dos equipamentos:

• **Turbina à Gás**, marca Turbomeca, modelo MAKILA TI

- Preço unitário: U\$ 750,000.00 → preço do conjunto (02 unidades): **U\$1,500,000.00**.

• **Máquina de Absorção**, marca YORK, modelo YPC-ST 18G

- Preço fornecido: U\$1,800.00/TR instalada (incluindo conjunto de tubulações e válvulas de controle) → preço do conjunto (03 unid. x 600 TR = 1.800 TR): **U\$3,240,000.00**.

• **Gás Natural:** Com base em dados fornecidos pela COMGÁS, sabe-se que as tarifas mensais variam de acordo com o volume de gás natural consumido. A COMGÁS apresenta 10 classes de consumo, que são:

| Classe | Faixa de consumo em m ³ | Custo Fixo (C _F) em R\$ | Custo Variável (C _V) em R\$ |
|--------|------------------------------------|-------------------------------------|---|
| 1 | até 5 | 6,78 | 0 |
| 2 | 5 — 50 | 0,71 | 1,232553 / m ³ |
| 3 | 50 — 130 | 11,28 | 1,024450 / m ³ |
| 4 | 130 — 1000 | 53,07 | 0,705746 / m ³ |
| 5 | 1.000 — 5.000 | 97,93 | 0,606076 / m ³ |
| 6 | 5.000 — 50.000 | 1.495,29 | 0,381322 / m ³ |
| 7 | 50.000 — 300.000 | 7.882,88 | 0,253578 / m ³ |
| 8 | 300.000 — 500.000 | 19.691,08 | 0,214213 / m ³ |
| 9 | 500.000 — 1.000.000 | 20.238,54 | 0,213119 / m ³ |
| 10 | acima de 1.000.000 | 21.789,14 | 0,211569 / m ³ |

A fim de se calcular também os gastos com relação ao consumo de combustível, tem-se, para o Metano:

- PCI: 52.162,1 kJ/kg;
- Demanda: 02 x 4.180 kWh/h (Turbinas);
- Shopping West Plaza: → 15 h/dia
→ 26 dias/mês

- Estimativa da energia consumida pelas Turbinas do shopping mensalmente:

$$- 26 \times 15 \times (02 \times 4.180) = 3.260.400 \text{ kWh};$$

$$- 3.260.400 \times 3600 = 11.737.440.000 \text{ kJ};$$

- Cálculo do consumo mensal de gás metano:

$$- \dot{m} = \frac{11.737.440.000}{52.162,1} = 225.018,6 \text{ kg de gás metano / mês};$$

- Cálculo do volume de gás metano consumido mensalmente, dado $\rho = 0,6783 \text{ kg/m}^3$:

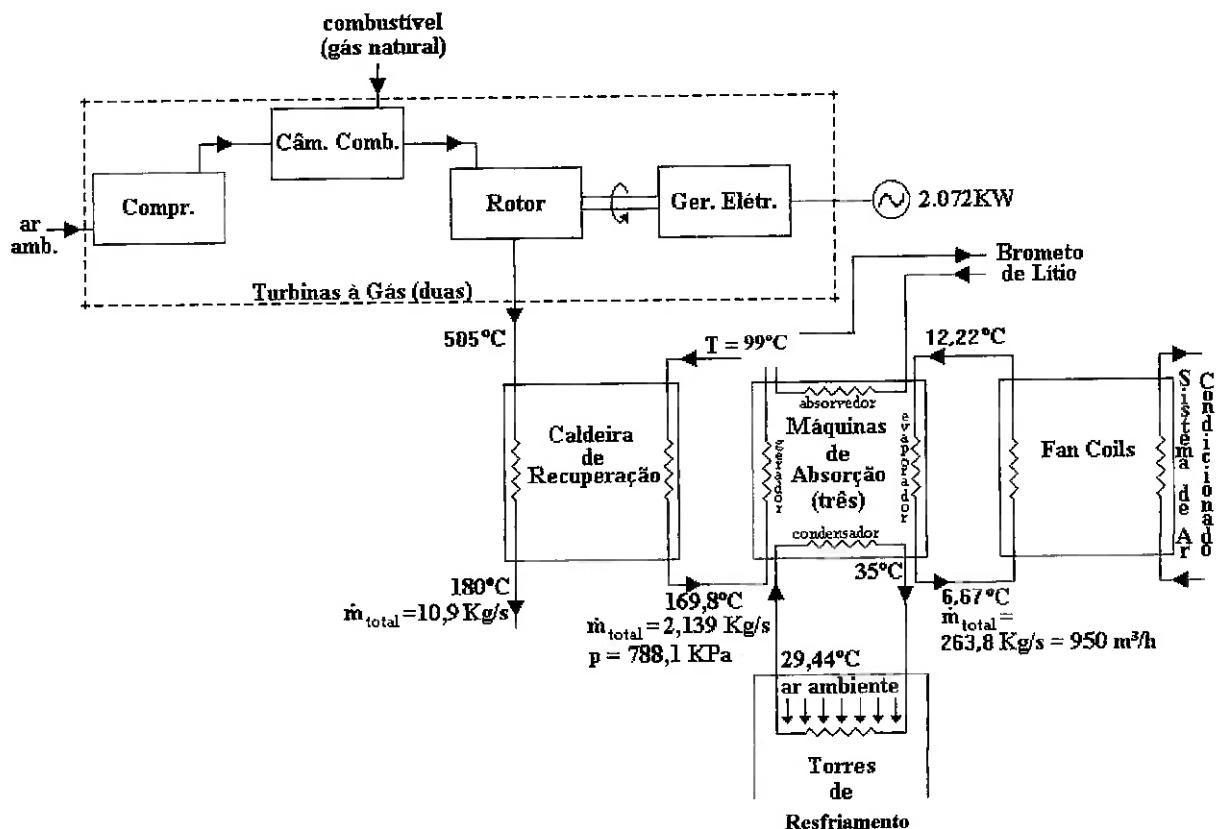
$$- V = \frac{225.018,6 \text{ Kg / mes}}{0,6783 \text{ Kg / m}^3} = 331.886 \text{ m}^3.$$

Logo, o consumo mensal de gás natural é de aproximadamente 350.000 m^3 , o que colocaria a instalação a ser projetada na **classe 8** de consumo, porém para incentivar a utilização de sistemas de cogeração, a COMGÁS oferece tarifas mais baixas, de modo que o custo final fica reduzido para $0,1131 \text{ R\$/m}^3$. Portanto, com esta tarifa passa-se a ter uma despesa mensal de cerca de R\$ 37.536,30.

Notar que gasta-se atualmente no shopping (instalação com chillers a compressão), para suprir a demanda de energia elétrica (devido ao consumo de eletricidade e água gelada), aproximadamente R\$150.000,00/mês, o que mostra ser o sistema de cogeração uma forma de aproveitamento mais eficiente de energia.

V - Croqui esquemático da instalação.

A instalação cogeradora pode ser simplificadamente representada pelo seguinte esquema:



Com relação à Caldeira de Recuperação, já conseguiu-se definir algumas de suas condições de contorno, que são as seguintes:

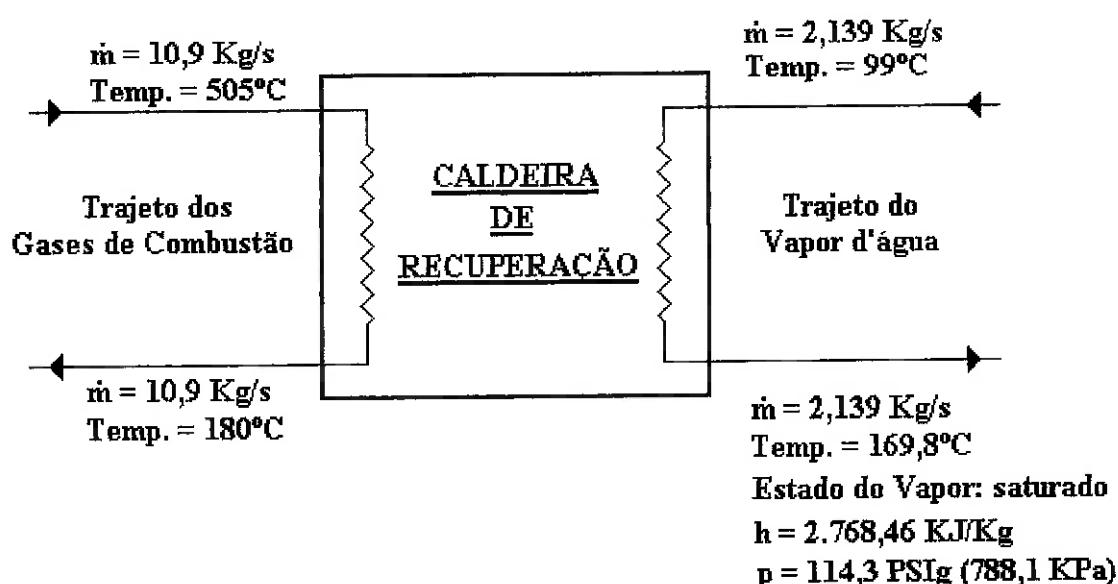
- entrada dos Gases de combustão: $\rightarrow T = 505^{\circ}\text{C}$
- saída dos Gases de Combustão: $\rightarrow T = 180^{\circ}\text{C}$
- entrada da água de vaporização: $\rightarrow T = 99^{\circ}\text{C}$
 $\rightarrow p = 788,1 \text{ kPa}$
- saída da água de vaporização: $\rightarrow T = 169,8^{\circ}\text{C}$
 $\rightarrow p = 788,1 \text{ kPa}$ (água saturada)

Deve-se ter esta temperatura de saída dos gases de combustão da Caldeira em torno de 180°C, por alguns motivos:

- Para garantir que haja uma razoável diferença de densidades entre o ar exterior à chaminé (ar atmosférico) e os gases de combustão, favorecendo então o processo de tiragem;
- Para que não haja condensação do vapor d'água contido nos gases de combustão e posterior combinação deste com eventuais parcelas de enxofre também contidas nos gases, o que permitiriam a formação de compostos químicos bastante corrosivos e portanto prejudiciais aos componentes situados na saída da caldeira;
- Para não se desperdiçar muito calor, no caso em que esta temperatura exceda os 180°C previstos para o processo.

Quanto à Caldeira de Recuperação, objetivo de projeto para o próximo semestre, esta pode ser esquematizada da seguinte maneira:

CONDIÇÕES DE CONTORNO



PARTE II

CÁLCULOS TÉRMICOS E LAY-OUT FINAL.

I - Determinação do tipo de caldeira.

As duas opções que se tem para escolha do tipo de caldeira de recuperação são aquotubular e flamotubular.

Para a faixa de trabalho em questão (788,1 kPa e 2,139 kg/s), é mais recomendada a utilização de caldeiras flamotubulares, pois embora apresentem maior perda de carga, são caldeiras mais baratas.

Para uma mesma pressão, a espessura requerida para tubos submetidos à pressão externa é maior que aquela requerida para tubos submetidos à pressões internas. Com o aumento da pressão, tem-se o aumento da espessura e, portanto, do preço, de forma que para uma dada pressão passa a ser vantajosa a utilização de caldeiras aquotubulares.

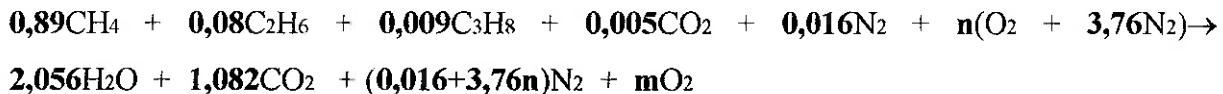
Usualmente, a pressão para caldeiras flamotubulares está limitada a 9.652,7 kPa (1.400 psi), portanto, neste trabalho será elaborado o projeto de uma caldeira flamotubular por ser esta a mais adequada para a faixa de operação.

II - Análise da reação de combustão de 1 kmol de gás natural na turbina.

Considerando-se que o gás natural fornecido pela COMGÁS possui os seguintes componentes com as seguintes concentrações, e fazendo-se algumas aproximações afim de facilitar os cálculos, chega-se a seguinte tabela:

| Componente | Concentração real | Aproximação |
|---|--------------------------------------|-------------|
| CH ₄ | 0,8935 | 0,89 |
| C ₂ H ₆ | 0,0803 | 0,08 |
| C ₃ H ₈ | 0,0078 | 0,009 |
| CO ₂ | 0,0048 | 0,005 |
| N ₂ | 0,0128 | 0,016 |
| Outros (i-butano, n-butano e n-pentano) | 0,04%; 0,03% e 0,01% respectivamente | 0 |

Admitindo-se que haja após a combustão, 16% em volume de oxigênio na mistura, e considerando-se que o ar de alimentação é constituído de 79% de N₂ e 21% de O₂, tem-se o seguinte balanço para a combustão de 1 kmol de Gás Natural:



Fazendo-se o balanceamento de O₂ chega-se a:

$$0,005 + n = 1,082 + 2,056/2 + m$$

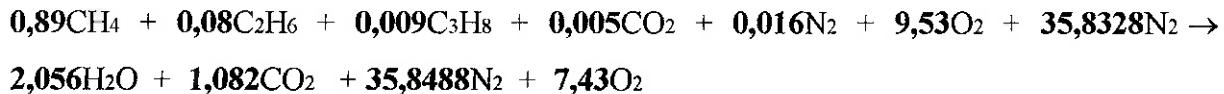
Considerando-se também que haja 16% de oxigênio nos produtos, tem-se:

$$\frac{m}{1,082 + 2,056 + 0,016 + 3,76n + m} = 0,16$$

As duas equações definidas acima resultam no seguinte sistema:

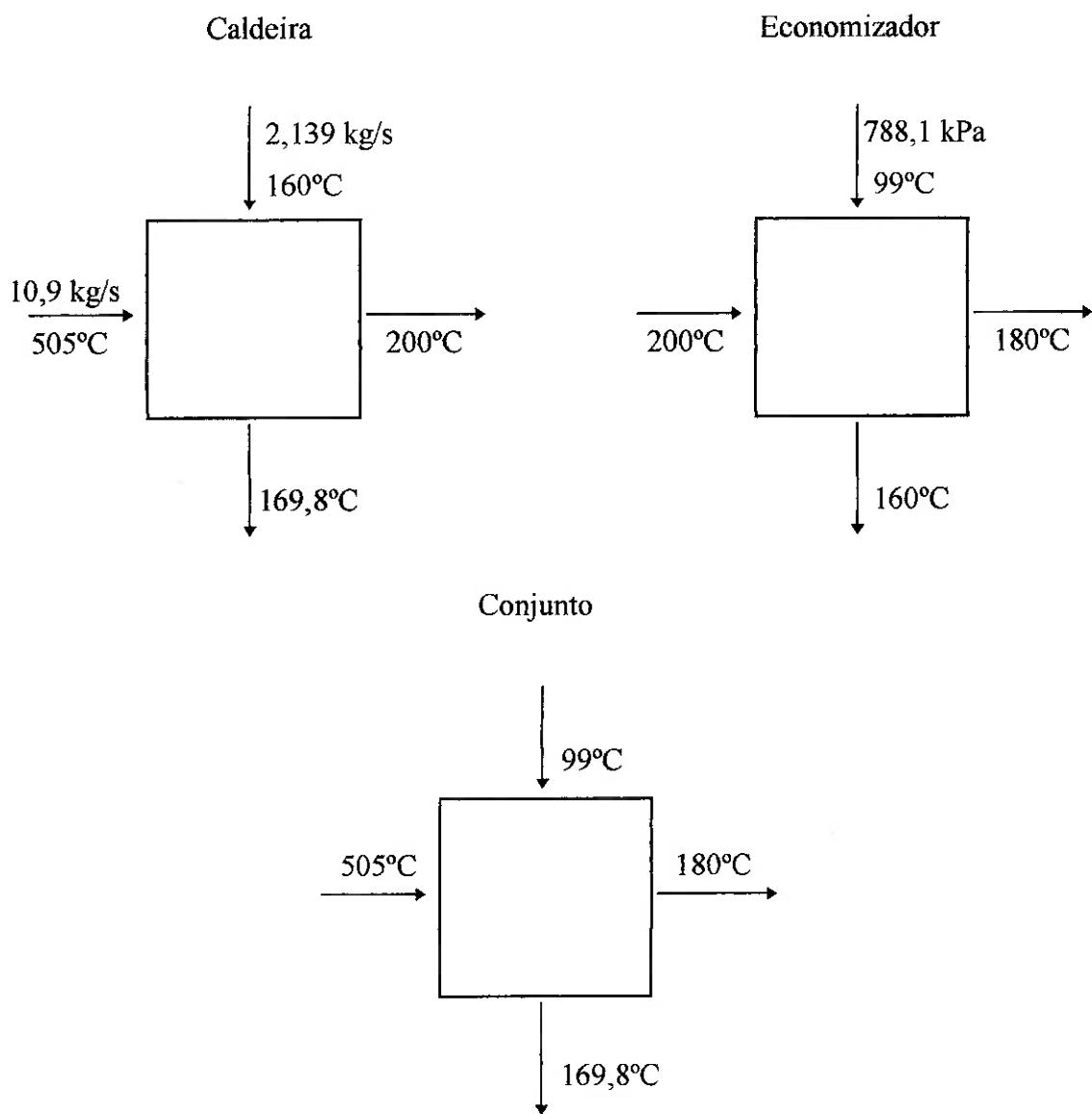
$$\begin{cases} n - m = 2,105 \\ -3,76n + 5,25m = 3,154 \end{cases} \quad \text{o que resulta em} \quad \Rightarrow \begin{cases} n = 9,5337 \approx 9,53 \\ m = 7,4287 \approx 7,43 \end{cases}$$

em outras palavras, a equação de combustão fica:



III - Cálculo do calor específico do gás resultante da combustão.

Analizando-se as condições de entrada e de saída da caldeira de recuperação, observa-se as seguintes características:



da figura acima pode-se considerar:

$$T_{média} = \frac{505 + 180}{2} = 343^\circ C$$

A partir desta temperatura pode-se calcular os calores específicos dos componentes resultantes da combustão como sendo:

$$\left\{ \begin{array}{l} cp_{H_2O} = 8,72 \text{ Kcal / Kmol.K} = 36,52 \text{ KJ / Kmol.K} = 2,03 \text{ KJ / Kg.K} \\ cp_{CO_2} = 11,395 \text{ Kcal / Kmol.K} = 47,71 \text{ KJ / Kmol.K} = 1,08 \text{ KJ / Kg.K} \\ cp_{N_2} = 7,24 \text{ Kcal / Kmol.K} = 30,31 \text{ KJ / Kmol.K} = 1,082 \text{ KJ / Kg.K} \\ cp_{O_2} = 7,72 \text{ Kcal / Kmol.K} = 32,322 \text{ KJ / Kmol.K} = 1,01 \text{ KJ / Kg.K} \end{array} \right.$$

Considerando-se a reação de combustão descrita anteriormente, tem-se que:

$$\Sigma n^o \text{ de mols dos produtos} = 2,056 + 1,082 + 35,849 + 7,43 = 46,417 \text{ mols}$$

A partir deste valor pode-se calcular a fração molar dos componentes resultantes da combustão como sendo:

$$y_{H_2O} = \frac{2,056}{46,417} = 0,0443$$

$$y_{CO_2} = \frac{1,082}{46,417} = 0,0233$$

$$y_{N_2} = \frac{35,849}{46,417} = 0,7723$$

$$y_{O_2} = \frac{7,43}{46,417} = 0,1601$$

Calcula-se então o calor específico do gás resultante da combustão como sendo:

$$cp_{\text{gás}} = 0,0443 \times 2,03 + 0,0233 \times 1,08 + 0,7723 \times 1,082 + 0,1601 \times 1,01 = 1,076 \text{ kJ/kg.K}$$

ou seja, tem-se uma energia por unidade de tempo disponível igual a:

$$E_{\text{disp}} = 10,9 \times 1,076 \times (505 - 180) = 3.811,7 \text{ kW}$$

(que é a taxa de calor máxima que pode ser rejeitada na caldeira de recuperação)

ao passo em que a energia por unidade de tempo necessária para a máquina de absorção (na forma de vapor d'água) é igual a:

$$E_{\text{neces}} = 2,139 \times (2768,46 - 417,46) = 5.028,8 \text{ kW}$$

o que indica a necessidade de queima adicional de combustível na caldeira de recuperação.

IV - Verificação da necessidade de queima adicional.

Considerando-se:

- Água de alimentação (= saída da Máquina de Absorção = entrada do Economizador):

$$\left\{ \begin{array}{l} T = 99^\circ C \\ P = 788 KPa \end{array} \right\} \Rightarrow h = 417,46 \text{ kJ/kg}$$

- Saída do Economizador:

$$\left\{ \begin{array}{l} T = 160^\circ C \\ P = 788 KPa \end{array} \right\} \Rightarrow h = 676 \text{ kJ/kg}$$

- Saída da Caldeira:

$$\left\{ \begin{array}{l} T = 169,8^\circ C \\ P = 788 KPa \\ \text{estado: vapor} \end{array} \right\} \Rightarrow h_v = 2.768,46 \text{ kJ/kg}$$

Portanto, tem-se, por **necessidade**:

$$\Rightarrow \text{No Economizador: } Q_{\text{Econom}} = 2,139 \times (676 - 417,46) \cong 554 \text{ kW}$$

$$\Rightarrow \text{Na Caldeira propriamente dita: } Q_{\text{cald}} = 2,139 \times (2.768,46 - 676) \cong 4.475,8 \text{ kW}$$

enquanto, tem-se **disponível**:

$$\Rightarrow \text{No Economizador: } Q_{\text{Econom}} = 10,9 \times 1,076 \times (200 - 180) \cong 234,57 \text{ kW}$$

$$\Rightarrow \text{Na Caldeira propriamente dita: } Q_{\text{cald}} = 2,139 \times (505 - 200) \cong 3.577,16 \text{ kW}$$

Atribuindo-se à caldeira (caldeira com queima adicional), um rendimento de 85%, pode-se calcular as necessidades de queima adicional a partir da seguinte expressão:

$$(E_{\text{adicional}} + E_{\text{cald}}) \times \eta = E_{\text{neces}}$$

$$(E + 3.811,7) \times 0,85 = 5.028,8 \Rightarrow E_{\text{adicional}} = 2.104,5 \text{ kW}$$

- Cálculo do consumo adicional:

$$\text{Sabe-se que o PCI} = 8.447 \text{ kcal/m}^3 = 35.365,9 \text{ kJ/m}^3 = 52.162,1 \text{ kJ/kg}$$

ou seja:

- Consumo mensal extra:

$$C_{m.e.} = \frac{15 \times 26 \times 3.600 \times 2.104,5}{35.365,9} = 83.547 \text{ m}^3/\text{mês}$$

- Consumo total de gás natural:

$$C_{total} = C_{turbina} + C_{m.e.} = 331.886 + 83.547 = 415.433 \text{ m}^3/\text{mês}$$

que corresponderá, sabendo-se que o gás natural para cogeração tem um custo de R\$ 0,1131 por m³, a um custo total de gás natural de:

$$- Custo = 415.433 \times 0,1131 = \text{R\$ } 46.985,48 / \text{mês}$$

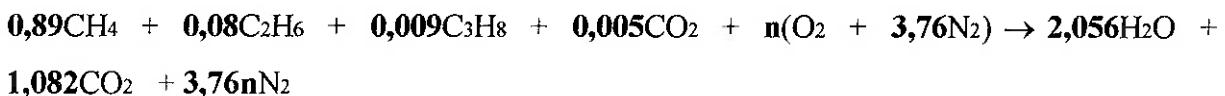
O gás natural para a queima na caldeira terá uma vazão de:

$$\frac{Vaz_{cald}}{PCI} = \frac{Q_{cald}}{2.104,5} = \frac{0,0595 \text{ m}^3/\text{s}}{35.365,9} = 0,000167 \text{ m}^3/\text{s} = 0,04035 \text{ kg/s}$$

e, como a massa molecular do gás natural é igual a: MM_{gás natural} = 17,711 kg/kmol, tem-se uma “vazão molar” de:

$$\dot{n} = \frac{0,04035}{17,711} = 0,002278 \text{ kmol/s}$$

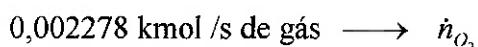
Considerando-se a queima de 1 kmol de gás natural, sem excesso de ar, observa-se a seguinte reação de combustão:



do balanceamento do oxigênio da reação acima obtém-se:

$$0,005 + n = 2,056/2 + 1,082 \Rightarrow n = 2,105 \text{ mols}$$

Como queima-se 0,002278 kmol/s de gás natural, é possível calcular-se a necessidade de oxigênio através de uma simples regra de três:



de onde obtém-se:

$$\dot{n}_{O_2} = 0,0047952 \text{ kmol/s}$$

Como na saída da turbina:

$$\dot{m} = \frac{331.886}{15 \times 26 \times 3.600} = 0,236386 \text{ m}^3 / \text{s} = 0,16027 \text{ Kg} / \text{s} = 0,009049 \text{ Kmol} / \text{s}$$



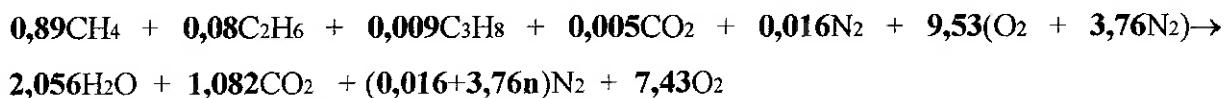
obtém-se:

$$\dot{n}_{O_2} = 0,0672033 \text{ kmol/s}$$

Conclui-se portanto que, como o nº de kmols/s de O₂ que deixa a turbina é bastante superior ao nº de kmols/s de O₂ necessários para a queima adicional na caldeira (0,0672033 kmol/s disponível >> 0,0047952 kmol/s necessário), não será necessária a injeção de ar ambiente extra na câmara de combustão da caldeira. Devido a este fato, a chama da câmara de combustão da caldeira será alimentada com “ar”(gases de escape da turbina) a 505°C, o que passa a representar uma vantagem, pois está se alimentando a chama com um “ar” pré-aquecido.

V - Estimativa da temperatura de chama adiabática.

- Considere a seguinte reação de queima na câmara de combustão da turbina:



sendo que o segundo membro desta reação é o que serve de “ar” de alimentação para a combustão na caldeira.

Ainda com relação à turbina, sabe-se que:

- consumo de gás natural: 0,009049 kmol/s

ou seja, tem-se a seguinte produção, por unidade de tempo, de produtos de combustão na turbina:

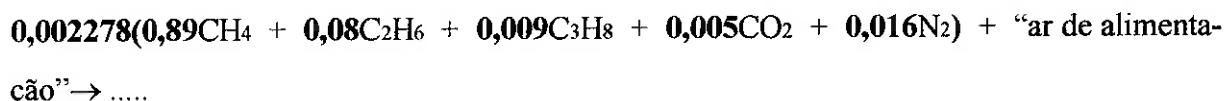
$$\text{H}_2\text{O} \longrightarrow 2,056 \times 0,009049 = 0,018605 \text{ kmol/s}$$

$$\text{CO}_2 \longrightarrow 1,082 \times 0,009049 = 0,009791 \text{ kmol/s}$$

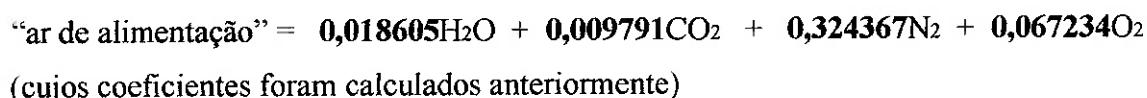
$$\text{N}_2 \longrightarrow 35,849 \times 0,009049 = 0,324398 \text{ kmol/s}$$

$$\text{O}_2 \longrightarrow 7,43 \times 0,009049 = 0,067234 \text{ kmol/s}$$

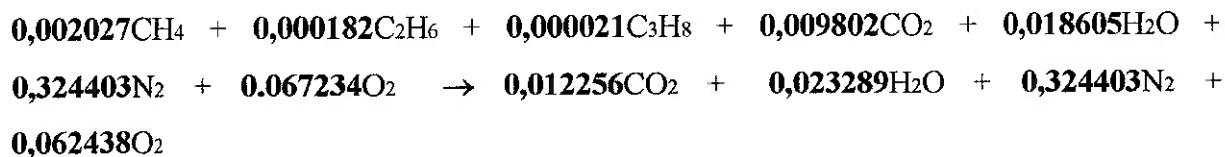
- Na caldeira tem-se a seguinte reação de combustão, para um consumo de 0,002278 kmol/s de gás natural:



onde este “ar de alimentação” é nada mais que o gás de escape da turbina e, portanto, sabendo-se que o consumo da turbina é de 0,009049 kmol/s, o “ar de alimentação” pode ser representado por:

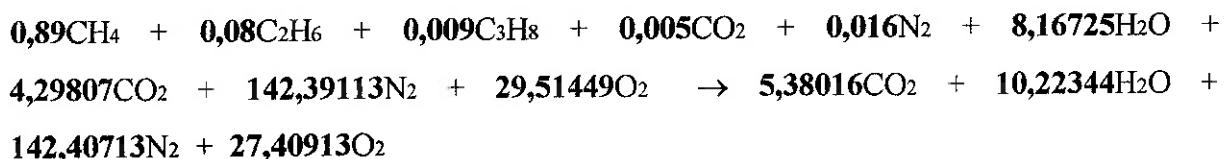


Finalmente, a reação de combustão, por unidade de tempo, fica:



Para conhecer-se a reação de combustão de 1 kmol de gás natural, basta dividir os coeficientes da reação acima por 0,002278, separando-se, no entanto, os componentes de temperaturas diferentes, pois o gás natural é fornecido à temperatura ambiente (25°C) enqua-

to o “ar de alimentação” é, como já foi dito, o próprio gás de escape da turbina (fornecido à 505°C), o que resulta em:



A distinção dos componentes segundo sua temperatura (os cinco primeiros termos representam o gás natural (25°C) e os outros quatro termos do primeiro membro representam o “ar” de alimentação da caldeira (505°C)) é necessária pois, ao aplicar-se a primeira lei da termodinâmica para a reação, com o objetivo de determinar-se a temperatura de chama adiabática, torna-se importante o conhecimento destas temperaturas para a determinação das entalpias, como se segue:

Aplicando-se a primeira lei, chega-se a:

$$H_{\text{reagentes}} = H_{\text{produtos}}$$

onde

$$H_{\text{reagentes}} = \sum_R n_e \cdot (\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_e$$

$$H_{\text{reagentes}} = 0,89x(-74.873) + 0,08x(-84.667) + 0,009x(103.847) + 0,005x(-393.522) + \\ 8,16725x(-241.827 + 17.153,46) + 4,29807x(-393.522 + 21.703,12) + 142,39x(0 + 14.362) + \\ 29,51449x(0 + 15.106,42)$$

$$H_{\text{reagentes}} = -1.018.540,11 \text{ kJ/kmol}$$

Para calcular-se a temperatura de chama adiabática, deve-se admitir uma temperatura qualquer e calcular então a entalpia dos produtos a esta temperatura, de modo que as entalpias igualem-se, obtendo-se então, a temperatura de chama adiabática. Para tanto, admite-se uma temperatura qualquer como tentativa inicial e, a partir de algumas iterações procura-se fazer com que a solução converja.

Fazendo agora:

$$H_{\text{produtos}} = \sum_P n_s \cdot (\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_s$$

tem-se:

- Admitindo-se T = 2000 K:

$$H_{\text{produtos}} = 5,38016x(-393.522 + 91.450) + 10,22344x(-241.827 + 72.689) + 142,39113x(0 + 56.141) + 27,40913x(0 + 59.199)$$

$$H_{\text{produtos}} = 6.262.205,63 \text{ kJ/kmol}$$

- Admitindo-se T = 1000 K:

$$H_{\text{produtos}} = 5,38016x(-393.522 + 33.405) + 10,22x(-241.827 + 25.978) + 142,39x(0 + 21.460) + 27,41x(0 + 22.707)$$

$$H_{\text{produtos}} = -466.113,61 \text{ kJ/kmol}$$

- Admitindo-se T = 900 K:

$$H_{\text{produtos}} = -1.092.486 \text{ kJ/kmol}$$

- Admitindo-se T = 950 K:

$$H_{\text{produtos}} = -728.183 \text{ kJ/kmol}$$

- Admitindo-se T = 910 K:

$$H_{\text{produtos}} = -1.029.849 \text{ kJ/kmol}$$

- Admitindo-se T = 915 K:

$$H_{\text{produtos}} = -998.530 \text{ kJ/kmol}$$

e finalmente, interpolando-se estes últimos dois pontos ($T = 910\text{K}$ e $T = 915\text{K}$), tem-se:

$$H_{\text{produtos}} = -1.018.540 \text{ kJ/kmol} \text{ para } T = 911,8 \text{ K} \cong 912 \text{ K} = 639^\circ\text{C}$$

Pode-se observar porém, que esta temperatura é muito baixa para a temperatura de uma chama. Isto deve-se a fato de que a massa de gases de escape que vem da turbina é muito grande, muito maior que o necessário, fazendo com que o poder calorífico do gás natural associado à pequena massa (de gás natural) que está sendo queimada seja capaz de elevar de apenas alguns graus (de 505°C a 639°C) toda a massa de gases que vem da turbina. Este detalhe levaria a dois problemas principais:

- O calor devido à radiação térmica da chama seria tão baixo que tornaria necessária um grande aumento da área de troca de calor por convecção, tornando a caldeira muito maior do que o normalmente necessário.

- Além do grave problema descrito acima, haveria a possibilidade do arraste e da extinção da chama devido a grande vazão mássica e velocidade dos gases de escape da turbina, frente à pequena vazão do próprio combustível. Pensou-se ainda em reduzir as velocidades destes gases através da colocação de um difusor antes da câmara de combustão porém, isto causaria outros problemas como um aumento desnecessário do volume da caldeira, a redução da turbulência durante a reação de combustão, sendo que esta, quanto mais intensa, melhor a combustão, além do próprio problema do pequeno aumento de temperatura dos gases de escape da turbina devido a grande massa de gases injetada na câmara de combustão.

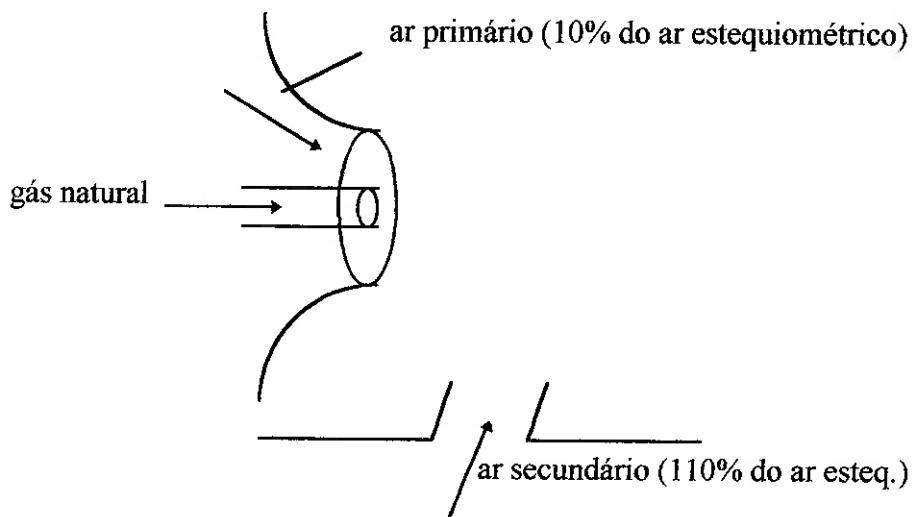
A solução encontrada foi a realização de um desvio da maior parte destes gases afim de que se obtivesse uma alta temperatura da chama e portanto, alta taxa de troca de calor por radiação térmica.

VI - Estimativa da temperatura de chama adiabática considerando-se o desvio de gases.

Considere os seguintes dados já conhecidos:

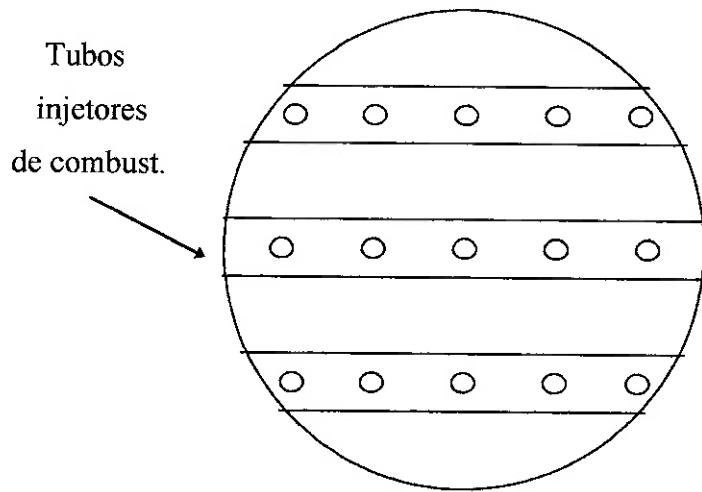
$$\begin{cases} \dot{m} = 0,04035 \text{Kg / s} \\ \rho = 0,678 \text{Kg / m}^3 \Rightarrow \dot{V} = 0,0595 \text{m}^3 / \text{s} \\ MM = 17,711 \text{Kg / Kmol} \Rightarrow \dot{n} = 0,002278 \text{Kmol / s} \end{cases}$$

Considere também que o fornecimento do “ar” de alimentação (gases de escape da turbina) para a combustão se dá em duas etapas, sendo (vide figura da página seguinte):

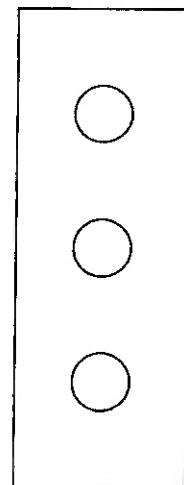


- ar primário (gás da turbina, com 16% de excesso de O₂) → 10% do ar estequiométrico;
- ar secundário → 110% do estequiométrico.

Câmara de Combustão

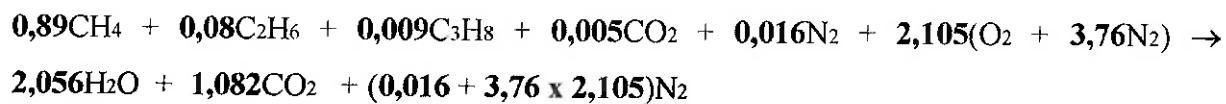


Vista Frontal
da seção transversal da câmara

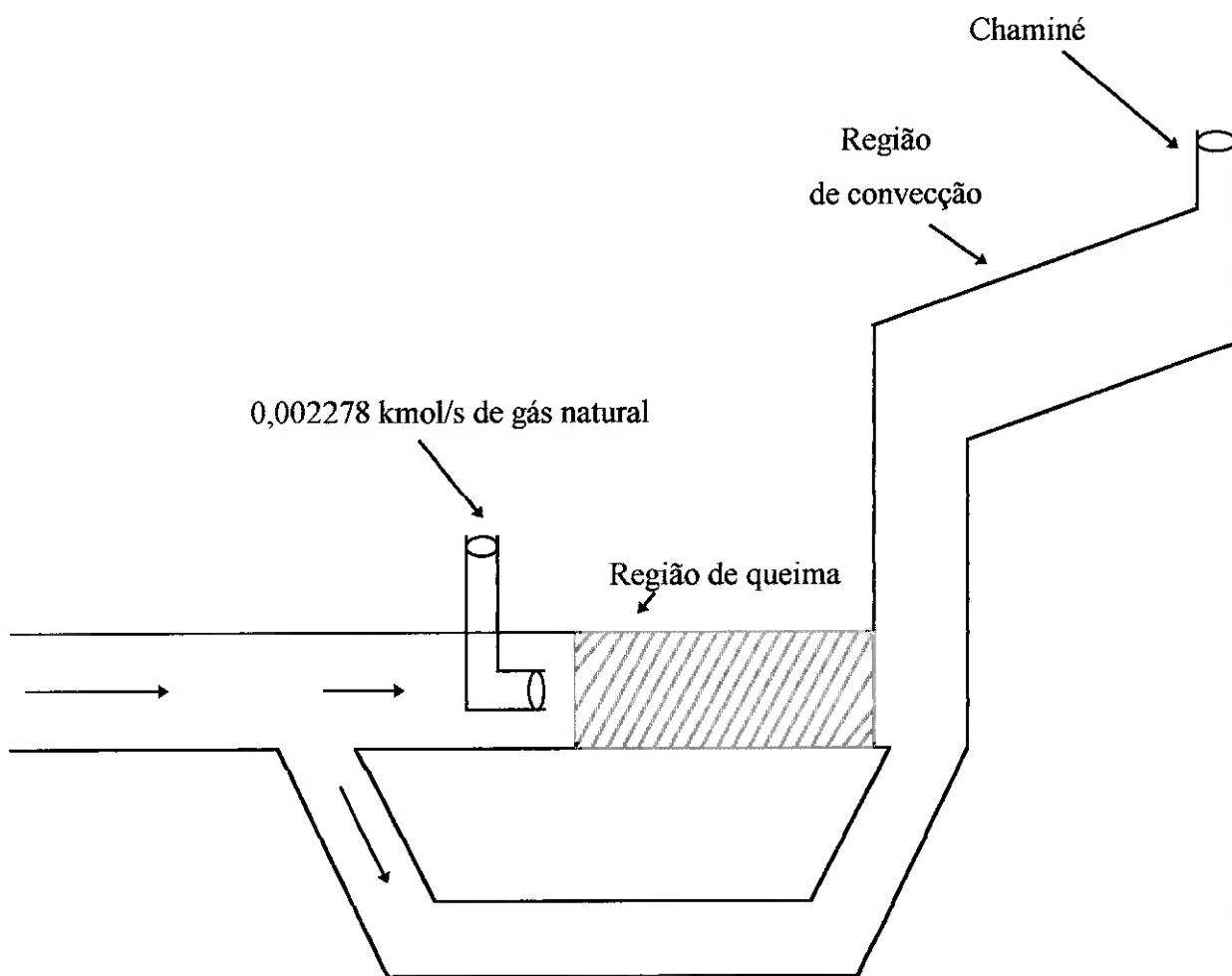


Vista Lateral

Tem-se a seguinte reação estequiométrica:



Considere agora o seguinte esquema da caldeira:



Admitindo-se que, na caldeira deva ser queimado 0,002278 kmol/s de gás natural, conforme calculado (veja figura acima) e, admitindo-se também a combustão com 120% do oxigênio da reação estequiométrica, o que representaria a combustão com o ar primário (10% do estequiométrico) + o ar secundário (110% do estequiométrico), de forma mais simplificada, ou seja:

$$\text{O}_2 \text{ necessário} \longrightarrow 0,002278 \times 1,2 \times 2,105 = 0,005754 \text{ kmol/s}$$

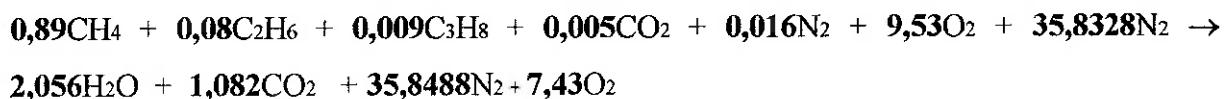
$$\text{N}_2 \text{ necessário} \longrightarrow 0,002278 \times 1,2 \times 2,105 \times 3,76 = 0,021636 \text{ kmol/s}$$

Sabe-se porém que:

$\text{O}_2 \text{ disponível} = 0,067234 \text{ kmol/s}$, o que indica que haverá uma taxa de O_2 excedente de:

$$\text{O}_2 \text{ excedente} = 0,067234 - 0,005754 = 0,06148 \text{ kmol/s}$$

Na turbina, como já foi indicado anteriormente, a reação de combustão de 1 Kmol de gás natural fica:



Como já foi calculado, são queimados na turbina 0,009049 kmol/s de gás natural, logo, a quantidade de O₂ disponível após a queima na turbina é de: 0,009049 x 7,43 = 0,067234 kmol/s.

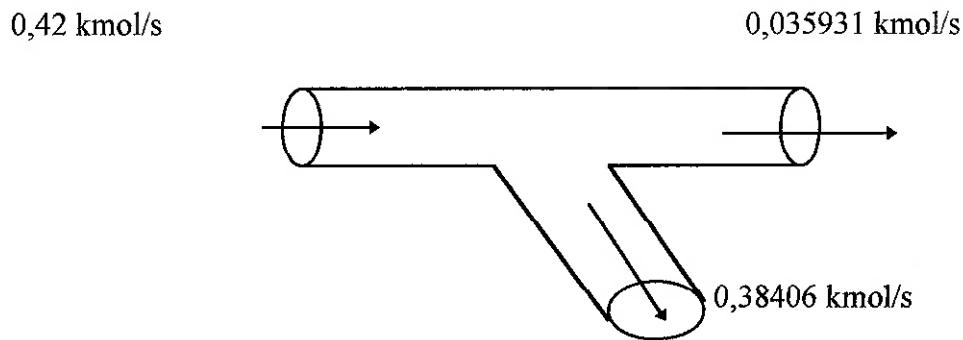
Tem-se ainda, como já se sabe, na saída da caldeira:

$$\left. \begin{array}{l} H_2O \rightarrow 0,018605\text{Kmol / s} \\ CO_2 \rightarrow 0,009791\text{Kmol / s} \\ N_2 \rightarrow 0,324367\text{Kmol / s} \\ O_2 \rightarrow 0,067234\text{Kmol / s} \end{array} \right\} \text{de onde tem-se um nº de mols total} = 0,42, \text{ portanto}$$

tem-se como frações molares:

$$\left. \begin{array}{l} y_{H_2O} = \frac{0,018605}{0,42} = 0,04430 \\ y_{CO_2} = \frac{0,009791}{0,42} = 0,02331 \\ y_{N_2} = \frac{0,324367}{0,42} = 0,77230 \\ y_{O_2} = \frac{0,067234}{0,42} = 0,16008 \end{array} \right.$$

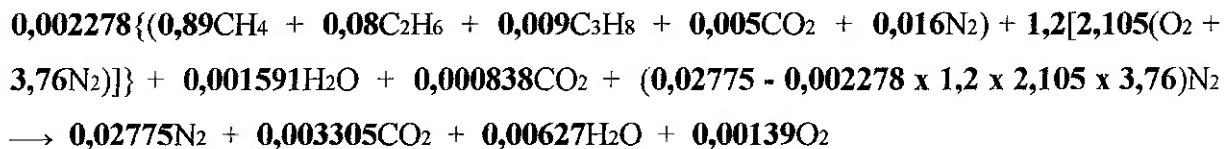
Observe o que ocorre na figura abaixo, quanto ao desvio de fluxo de ar:



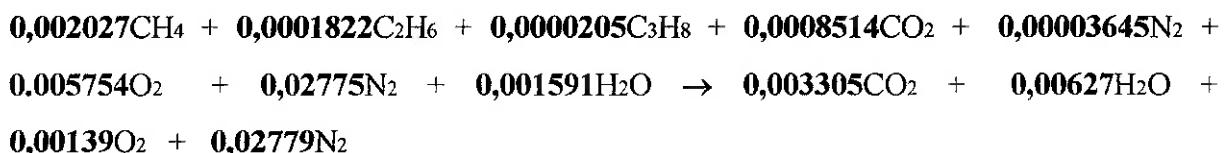
Da figura acima pode-se concluir que para a câmara de combustão seguem:

$$\begin{cases} H_2O \rightarrow 0,035931y_{H_2O} = 0,035931 \times 0,04430 = 0,001592 \\ CO_2 \rightarrow 0,035931y_{CO_2} = 0,035931 \times 0,02331 = 0,000838 \\ N_2 \rightarrow 0,035931y_{N_2} = 0,035931 \times 0,77230 = 0,027750 \\ O_2 \rightarrow 0,035931y_{O_2} = 0,035931 \times 0,16008 = 0,005752 \end{cases}$$

Logo, tem-se a seguinte equação de combustão na caldeira:



Finalmente, a reação de combustão, por unidade de tempo, fica:



Da mesma maneira como foi feito anteriormente, para se calcular a temperatura de chama adiabática, deve-se aplicar a primeira lei da termodinâmica para a reação, o que resultará em que:

$H_{reagentes} = H_{produtos}$ (equação já definida anteriormente)

$$H_{reagentes(25^\circ C)} = 0,002027x(-74.873) + 0,0001822x(-84.667) + 0,0000205x(-103.847) + 0,0008514x(-393.522) + 0,00003645x(0) = -490,483698 \text{ kJ/kmol}$$

$$H_{reagentes(505^\circ C)} = 0,005754x(0 + 15.106,42) + 0,02779x(0 + 14.362) + 0,001591x(-241.827 + 17.153,5) + 0,00084x(-393.522 + 21.703) = -183.741178 \text{ kJ/kmol}$$

$$H_{reagentes(\text{total})} = H_{reagentes(25^\circ C)} + H_{reagentes(505^\circ C)} = -674,22 \text{ kJ/kmol}$$

Gás da queima na caldeira:

$$\left\{ \begin{array}{l} H_2O \rightarrow 0,00627 \text{ Kmol / s} \\ CO_2 \rightarrow 0,003305 \text{ Kmol / s} \\ N_2 \rightarrow 0,02775 \text{ Kmol / s} \\ O_2 \rightarrow 0,00139 \text{ Kmol / s} \end{array} \right\} \text{ de onde tem-se um n}^{\circ} \text{ de mols total} = 0,038715, \text{ portanto}$$

tem-se como frações molares:

$$\left\{ \begin{array}{l} y_{H_2O} = \frac{0,00627}{0,038715} = 0,16 \\ y_{CO_2} = \frac{0,003305}{0,038715} = 0,085 \\ y_{N_2} = \frac{0,02775}{0,038715} = 0,717 \\ y_{O_2} = \frac{0,00139}{0,038715} = 0,036 \end{array} \right.$$

- Admitindo-se $T_{chama} = 2.000 \text{ K}$:

$$H_{produtos} = 0,003305x(-393.522 + 91.450) + 0,00627x(-241.827 + 72.689) + 0,00139x(0 + 59.199) + 0,02775x(0 + 56.141)$$

$$H_{produtos} = -418,6 \text{ kJ/kmol}$$

- Admitindo-se $T_{chama} = 1.600 \text{ K}$:

$$H_{produtos} = 0,003305x(-393.522 + 67.580) + 0,00627x(-241.827 + 52.844) + 0,00139x(0 + 44.279) + 0,02775x(0 + 41.903)$$

$$H_{produtos} = -1.037,8 \text{ kJ/kmol}$$

- Admitindo-se $T_{chama} = 1.800$ K:

$$H_{produtos} = 0,003305x(-393.522 + 79.442) + 0,00627x(-241.827 + 62.609) + 0,00139x(0 + 51.689) + 0,02775x(0 + 48.982)$$

$$H_{produtos} = - 730,6 \text{ kJ/kmol}$$

- Admitindo-se $T_{chama} = 1.900$ K:

$$H_{produtos} = 0,003305x(-393.522 + 85.429) + 0,00627x(-241.827 + 67.613) + 0,00139x(0 + 55.434) + 0,02775x(0 + 52.551)$$

$$H_{produtos} = - 575 \text{ kJ/kmol}$$

- Admitindo-se $T_{chama} = 1.850$ K:

$$H_{produtos} = 0,003305x(-393.522 + 82.435) + 0,00627x(-241.827 + 65.111) + 0,00139x(0 + 53.561) + 0,02775x(0 + 50.766)$$

$$H_{produtos} = - 653 \text{ kJ/kmol}$$

- Admitindo-se $T_{chama} = 1.830$ K:

$$H_{produtos} = 0,003305x(-393.522 + 81.238) + 0,00627x(-241.827 + 64.110) + 0,00139x(0 + 52.812) + 0,02775x(0 + 50.053)$$

$$H_{produtos} = - 684 \text{ kJ/kmol}$$

e finalmente, utilizando-se destes últimos dois pontos ($T = 1.830\text{K}$ e $T = 1.850\text{K}$), tem-se:

$$H_{produtos} = - 689 \text{ kJ/kmol} \text{ para } T_{chama} = 1.827 \text{ K} = 1.554^\circ\text{C}$$

VII - Modelo simplificado para cálculo do comprimento da chama (por difusão).

(Fonte: Combustion - Glassman, Irvin - pág. 251)

Da fonte indicada acima tem-se as seguintes expressões:

$$y_F = \frac{Q}{4 \cdot \pi \cdot D} \cdot \frac{1}{\ln[1 + (1/s)]} \cdot \left(\frac{T_o}{T_f} \right)^{0,67}$$

$$D = D_o \cdot \left(\frac{T_f}{T_o} \right)^{1,67}$$

e de onde:

- T_o —> Temperatura ambiente;
- T_f —> Temperatura da chama;
- D_o —> Difusividade a T_o ;
- s —> Volume estequiométrico de ar / vol. esteq. de gás;
- Q —> Vazão volumétrica de gás.

Sabe-se ainda que, para caldeiras de recuperação, verifica-se: $10 < y_F < 15$ (em pés)

Para calcular a difusão do gás no “ar” de combustão, será admitido, numa primeira aproximação, que este gás seja composto apenas por metano (CH_4) e que o ar seja composto apenas por nitrogênio (N_2).

Considere portanto:

- para o metano —> $\varepsilon_A/K = 136,5 \text{ K}$ e $\sigma = 3,822 \text{ } \overset{\circ}{\text{\AA}}$;
- para o nitrogênio —> $\varepsilon_B/K = 91,5 \text{ K}$ e $\sigma = 3,681 \text{ } \overset{\circ}{\text{\AA}}$.

A partir destes valores, tem-se:

$$\sigma_{AB} = \frac{\sigma_{CH_4} + \sigma_{N_2}}{2} = 3,752 \text{ } \overset{\circ}{\text{\AA}}$$

$$\varepsilon_{AB}/K = \sqrt{(\varepsilon_A/K) \cdot (\varepsilon_B/K)} = \sqrt{136,5 \times 91,5} = 117,76 \text{ K}$$

Para $T = 298 \text{ K}$ (25°C):

$$\varepsilon_{AB}/K \cdot T = \frac{117,76}{298} = 0,395 \Rightarrow K \cdot T / \varepsilon_{AB} = 2,53 \Rightarrow \Omega_D = 0,9996$$

Sabe-se ainda que:

$$MM_{N_2} = 28 \text{ kg/kmol} \text{ e } MM_{CH_4} = 16 \text{ kg/kmol}$$

Admitindo-se $p = 1$ atm., tem-se, pelo “Potencial de Lennard Jones”, que:

$$D_{oCH_4-N_2} = \frac{0,001858 \cdot T^{3/2} \cdot \left(\frac{1}{MM_{CH_4}} + \frac{1}{MM_{N_2}} \right)^{1/2}}{P \cdot \sigma_{AB}^2 \cdot \Omega_D}$$

$$D_{oCH_4-N_2} = \frac{0,001858 \cdot (298)^{3/2} \cdot \left(\frac{1}{16} + \frac{1}{28} \right)^{1/2}}{1 \cdot (3,752)^2 \cdot 0,9996} = 0,213 \text{ cm}^2/\text{s} = 0,00022927 \text{ pe}'^2/\text{s}$$

Admitindo então:

- $T_o = 25^\circ\text{C} = 298 \text{ K}$;
- $T_f = 1827 \text{ K}$ (calculada anteriormente);
- $D_o = 0,00022927 \text{ pe}'^2/\text{s}$;
- $Q = 0,0595 \text{ m}^3/\text{s} = 2,099 \text{ pe}'^3/\text{s}$;
- $s = 0,02775/0,002027 = 13,7$;

Substituindo-se os valores acima calculados nas fórmulas já descritas tem-se:

$$D = 0,213 \times 10^{-4} \cdot \left(\frac{1827}{298} \right)^{1,67} = 0,00044 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Q = 0,0595/15 = 0,00397 \text{ m}^3/\text{s}; (\text{considerando-se o n}^\circ \text{ queimadores} = 15)$$

$$y_F = \frac{0,00397}{4\pi \cdot (0,00044)} \cdot \frac{1}{\ln[1 + (1/13,7)]} \cdot \left(\frac{298}{1827} \right)^{0,67} = 3,24 \text{ m} \equiv 10,63 \text{ pe}' \text{s}$$

Como o valor acima encontrado está bem dentro do esperado (entre dez e quinze pés), e como foram encontrados valores semelhantes para o comprimento da chama através de outros modelos, como por exemplo, um modelo obtido do livro “Flame and Combustion”, de Griffiths, J. F., optou-se por adotar este valor acima, sendo portanto este, o valor mínimo que a câmara de combustão poderia adquirir.

Posteriormente será verificado que adotou-se para a câmara de combustão um comprimento de 3,95m. Este valor foi definido principalmente pelas necessidades de área de troca

de calor (combinado com um comprimento adequado da caldeira), bem como na limitação das perdas de carga (definido também pelo comprimento e nº de tubos), chegando-se num determinado comprimento, o qual foi considerado capaz de confinar a chama de combustão, sem maiores problemas.

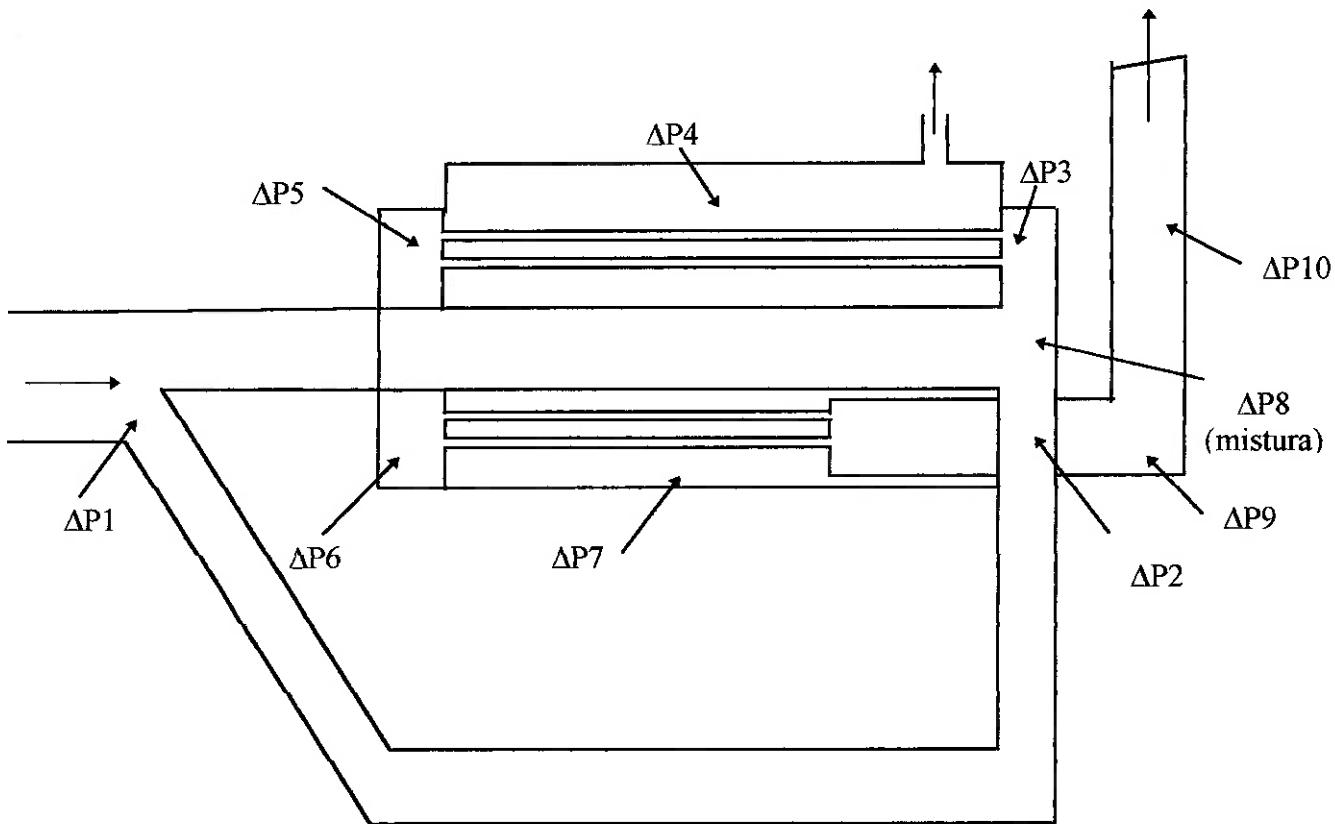
Foi encontrado ainda nas bibliografias que o erro cometido pela aproximação da chama turbulenta (que é o caso da caldeira em estudo) por uma chama laminar não seria maior que 10%, o que torna portanto o valor considerado para o comprimento da câmara de combustão (3,95), bastante confiável.

Quanto às considerações feitas no início, com relação às composições adotadas para o “ar” e o gás (respectivamente apenas N₂ e apenas CH₄), estas não devem levar a um desvio considerável com relação à solução correta.

VIII - Estimativas de perdas de carga.

Esquema Prático:

- As perdas estão identificadas no esquema da página seguinte;
- As perdas distribuídas da câmara de combustão e dutos de desvios não foram consideradas.



Sabe-se que conhecendo p , T e admitindo-se o comportamento de gás perfeito (pois as pressões são pequenas), através da equação de estado dos gases perfeitos:

$$P \cdot v = R \cdot T$$

calcula-se facilmente o volume específico v .

Com o valor de v , calcula-se a vazão volumétrica Q , através de:

$$Q = v \cdot \dot{m}$$

Como se conhece Q e a área transversal de passagem S , obtém-se a velocidade média de escoamento na seção através de:

$$V = Q/S$$

Com a velocidade média V , e admitindo-se uma temperatura média para a determinação da viscosidade, calcula-se de maneira simples o n^o de Reynolds. Com o Re e algumas outras variáveis (n^o de Pr , K , α , etc.) torna-se possível uma boa estimativa do coeficiente de película (ou coeficiente de troca de calor por convecção): h .

Vazão mássica na câmara de combustão:

| Componente | Vazão molar (kmol/s) | Massa Molecular (kg/kmol) | Vazão mássica (kg/s) |
|------------------|----------------------|---------------------------|----------------------------|
| H ₂ O | 0,001591 | 18 | 0,028638 |
| CO ₂ | 0,000838 | 44 | 0,03696 |
| N ₂ | 0,02775 | 28 | 0,777 |
| O ₂ | 0,005752 | 32 | 0,184 |
| | | | Vazão mássica total |
| | | | 1,026598 kg/s |

Considerando-se o combustível $\rightarrow \dot{m} = 0,04035 \text{ kg/s}$, tem-se:

$$\dot{m}_{TOTAL} = \dot{m}_{totaldegases} + \dot{m}_{combustivel} = 1,026598 + 0,04035 = 1,066948 \text{ Kg/s}$$

$$\therefore \text{Vazão mássica desviada: } \dot{m}_D = 10,9 - 1,026598 = 9,8734 \text{ kg/s}$$

Para a câmara de combustão será adotado:

$$\begin{cases} A = 1m^2 \\ L = 3,6m \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} D = \sqrt{\frac{1 \times 4}{\pi}} = 1,128m \\ A_{Lateral} = \pi \cdot D \cdot L = 12,762m^2 \end{cases}$$

Adotando um duto que conduz os gases de combustão da turbina para a caldeira com o mesmo diâmetro da câmara de combustão, tem-se:

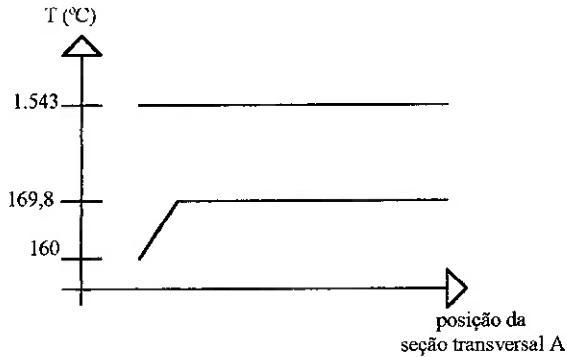
$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A$$

$$\begin{cases} A = 1m^2 \\ \dot{m} = 1,026598 \text{ Kg/s} \\ \rho = 0,4481 \text{ Kg/m}^3 (505^\circ C) \end{cases}$$

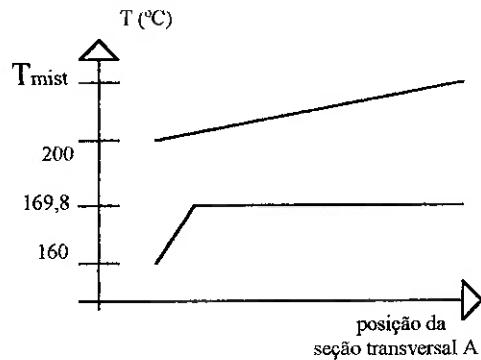
$$\therefore V = \frac{1,026598}{0,4481 \times 1} \cong 2,3 \text{ m/s} \Rightarrow Q = 2,3 \text{ m}^3/\text{s}$$

Diagramas de Temperatura:

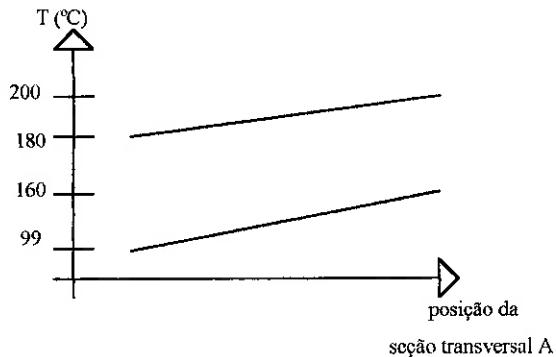
Câmara de Combustão:



Região de Convecção:



Economizador:



Perdas de Carga:

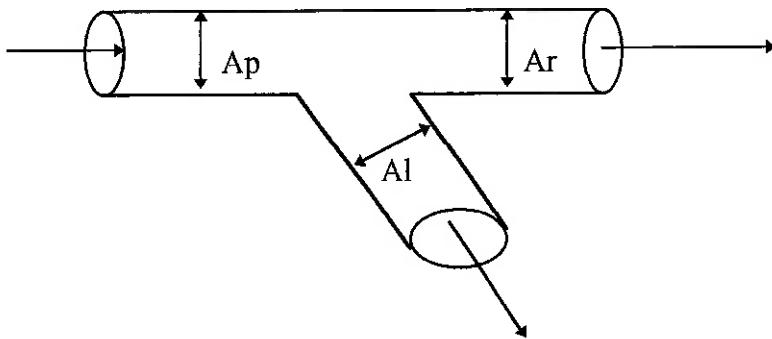
A partir do esquema feito anteriormente, pode-se definir:

$$Pe = Ps + \Delta P$$

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_6 + \Delta P_7 + \Delta P_8 + \Delta P_9 + \Delta P_{10}, \text{ ou seja:}$$

$$\Delta P = \sum_{i=1}^{10} \Delta P_i$$

Considere o seguinte esquema abaixo:



\$\Rightarrow\$ Para a tubulação lateral:

Estima-se o coeficiente de perda de carga para uma ramificação lateral como sendo:

$$\zeta_l = \frac{\Delta H l}{V^2 \cdot \rho} = A' \cdot [1 + \left(\frac{Ql}{Qp} \cdot \frac{Ap}{Al} \right)^2 - 2 \cdot \frac{Ql}{Qp} \cdot \frac{Ap}{Al} \cdot \cos \alpha] - K'_l \cdot \left(\frac{Ql}{Qp} \cdot \frac{Ap}{Al} \right)^2$$

com

$$K'_l = \left(\frac{1 - 2 \cdot \mu}{\mu} \right) \cdot \sin^2 \alpha$$

$$\frac{Ql}{Qp} \cdot \frac{Ap}{Al} = \frac{Vr}{Vp}$$

$$Ap = Al + Ar$$

onde os índices p, l e r representam respectivamente as regiões principal, lateral e retilínea do desvio.

Admitindo-se então uma saída sob um ângulo de \$60^\circ \Rightarrow \alpha = 60^\circ\$
e as seguintes vazões mássicas:

$$\begin{cases} \dot{m}_p = 10,9 \text{ Kg/s} \\ \dot{m}_l = 9,8734 \text{ Kg/s} \\ \dot{m}_r = 1,0266 \text{ Kg/s} \end{cases}$$

e, considerando-se ainda $\rho = \text{constante para cada trecho}$, tem-se:

$$\frac{\dot{m}l}{\dot{m}p} = \frac{9,8734}{10,9} = 0,9058$$

se

$$Ap = 1m^2$$

ado tanto - se

$$\frac{Al}{Ap} = 0,9058 \Rightarrow \frac{\pi \cdot D_l^2}{4} = 0,9058 \Rightarrow D_l = 1,074m$$

e

$$\frac{\dot{m}r}{\dot{m}p} = \frac{1,0266}{10,9} = 0,0942$$

se

$$\frac{Ar}{Ap} = 0,0942 \Rightarrow \frac{\pi \cdot D_r^2}{4} = 0,0942 \Rightarrow D_r = 0,346m$$

Para estimativa da vazão volumétrica na tubulação lateral, sabe-se que:

$$\dot{m}l = \rho \cdot A_l \cdot V_l = \rho \cdot Q$$

Admitindo-se, na saída da turbina, $p = 2 \text{ atm.}$, ou seja, na entrada da caldeira $p_e = 2 \text{ atm.}$, tem-se, através da aplicação da equação de estado dos gases perfeitos:

$$2.(101,3).v = 0,287 \times (778) \Rightarrow v = 1,102 \Rightarrow \rho = 1/v = 0,9074 \text{ kg/m}^3$$

Logo:

$$\dot{m}l = \rho \cdot A_l \cdot V_l = \rho \cdot Q \Rightarrow 9,8734 = 0,9074 \cdot Ql \Rightarrow Ql = 10,88 \text{ m}^3/\text{s}$$

Como:

$$Al + Ar = Ap \Rightarrow A' = 1$$

$$\alpha = 60^\circ \Rightarrow Kl' = 0,64$$

\Rightarrow Para a tubulação retilínea:

$$\begin{cases} \dot{m}r = 1,0266 \text{ Kg/s} \\ \dot{m}r = \rho \cdot Qr \Rightarrow Qr = \frac{1,0266}{0,9074} = 1,1314 \text{ m}^3/\text{s} \end{cases}$$

Como

$$A_r = 0,0942 \text{ m}^2 (\text{Dr} = 0,346 \text{ m}) \Rightarrow Q_r = A_r \cdot V_r \Rightarrow 1,1314 = 0,0942 \cdot V_r \Rightarrow V_r \approx 12 \text{ m/s}$$

Da mesma forma, como:

$$A_l = 0,9058 \text{ m}^2 (\text{Dl} = 1,074 \text{ m}) \Rightarrow Q_l = A_l \cdot V_l \Rightarrow 10,88 = 0,9058 \cdot V_l \Rightarrow V_l \approx 12,01 \text{ m/s}$$

Portanto:

$$\begin{cases} \frac{V_r}{V_l} = 1 \\ \frac{A_r}{A_p} = \frac{0,0942}{1} = 0,0942 \end{cases}$$

e, do diagrama 7.23 (do manual de perda de carga):

$$\zeta \approx 0$$

⇒ Para a tubulação principal:

$$\begin{cases} A_p = 1 \text{ m}^2 \\ \rho = 0,9074 \text{ Kg/m}^3 \Rightarrow \{ 10,9 = 0,9074 \cdot 1 \cdot V_p \Rightarrow V_p = 12,01 \text{ m/s} \\ \dot{m} = 10,9 \text{ Kg/s} \end{cases}$$

Dai:

$$\zeta_1 = 1 \cdot [1 + 1 - 2 \cdot \cos(60^\circ)] - 0,64 \cdot (1)^2 = 0,36$$

$$\therefore \frac{\Delta H l}{\gamma \cdot V_p^2} = 0,36$$

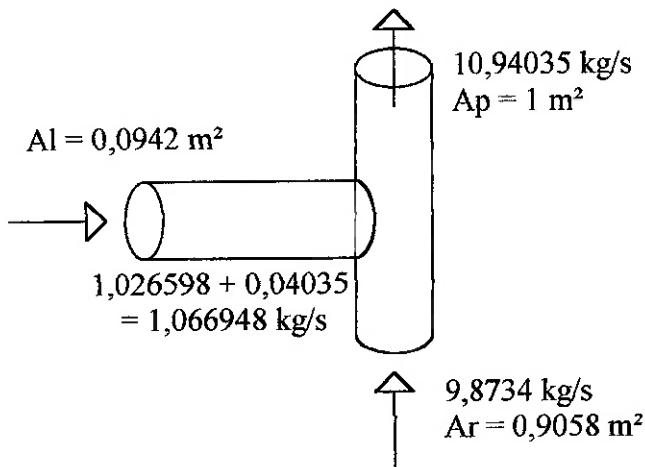
$$\frac{2 \cdot g}{2 \cdot g}$$

e

$$\Delta H r \approx 0$$

Determinação de ΔP_8 :

Veja a figura abaixo:



Dada a complexidade que a determinação desta e das demais perdas de carga levaria e, além disso, dada a incerteza dos cálculos devido à estimativa inicial da pressão de saída da turbina como sendo 2 atm., pois esta pode estar bem longe da pressão teórica real, optou-se pelo cálculo das perdas de carga na caldeira por um método que parece muito mais confiável, que seria a atribuição de uma dada pressão na saída da caldeira (a qual deve ser próxima da ambiente, porém um pouco maior) e, a partir desta pressão, percorrer o caminho inverso do caminho percorrido pelos gases, sendo que a pressão a montante seria igual à pressão a jusante, somada à perda de carga calculada para o trecho em questão, considerando-se neste trecho uma densidade constante e igual à densidade a jusante do trecho.

VIII.1 - Perda de carga através da chaminé.

Admite-se na saída da chaminé da caldeira:

$$- T = 180^\circ\text{C};$$

$$- P = 1 \text{ atm.}$$

e, pela equação de estado para gases perfeitos:

$$101,3 \cdot v = 0,287 \cdot (180 + 273)$$

$$v = 0,7792 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Como } \dot{m} = \dot{m}_{\text{turbina}} + \dot{m}_{\text{adicional}} = 10,94035 \text{ kg/s} \text{ e}$$

$$A_{\text{chaminé}} = 1 \text{ m}^2 \text{ (adotada)} \Rightarrow D_{\text{chaminé}} = \sqrt{(4/\pi)} = 1,1284 \text{ m},$$

então

$$\dot{m} = \rho \cdot A_{ch} \cdot V_{ch} \Rightarrow 10,94035 = 0,7792 \times 1 \times V_{ch} \Rightarrow V_{ch} = 14 \text{ m/s}$$

Admitindo-se ainda:

$$L_{chaminé} = 5 \text{ m}^2$$

tem-se que:

$$\Delta P_{ch} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

onde para determinação de f , faz-se:

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{14 \times 1,1284}{84,9 \times 10^{-6}} = 186.073 \cong 1,86 \times 10^5$$

admitindo-se

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,002 \Rightarrow f = 0,025$$

portanto

$$\Delta P_{ch} = 0,025 \cdot \frac{5}{1,1284} \cdot \frac{14^2}{2 \times 9,8} = 1,107 \text{ m.c.gas}$$

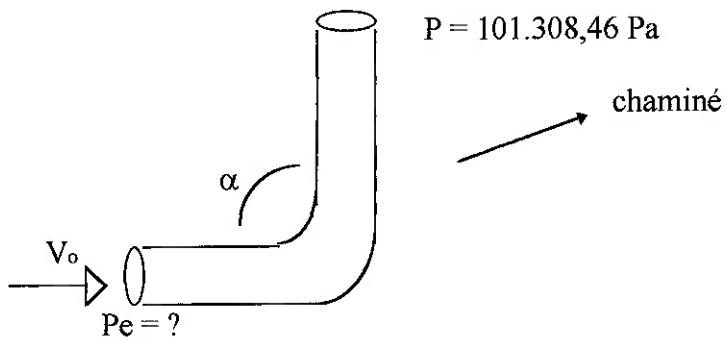
$$\Delta P_{ch}(m) = \frac{\Delta P_{ch}(\text{Pascal})}{\rho \cdot g} \Rightarrow \Delta P_{ch}(\text{Pascal}) = \rho \cdot g \cdot \Delta P_{ch}(m) = 0,7792 \times 9,8 \times 1,107 = 8,46 \text{ Pa}$$

VIII.2 - Perda de carga na entrada da chaminé.

Considerando-se que:

$$-P_{ch} = 101,3 \times 10^3 \text{ Pa} + 8,46 \text{ Pa} \cong 101,3 \times 10^3 \text{ Pa}$$

e o seguinte esquema a seguir:



$$\zeta = \frac{\Delta H}{\frac{\gamma \cdot V_o^2}{2 \cdot g}} = \zeta_m + \zeta_f$$

como

$$\zeta_f = 0,0175 \cdot \lambda \cdot \left(\frac{R_o}{D} \right) \cdot \alpha = 0,0175 \cdot 0,025 \cdot 2 \cdot 60 = 0,053$$

e

$$\zeta_m = A_1 \cdot B_1 \cdot C_1 = 1 \cdot 0,15 \cdot 1 = 0,15$$

$$\therefore \zeta = 0,053 + 0,15 = 0,203$$

quanto à perda de carga:

$$\Delta H = \frac{V_o^2 \cdot \zeta}{2 \cdot g}$$

onde: $[\Delta H] = Kgp/m^2$

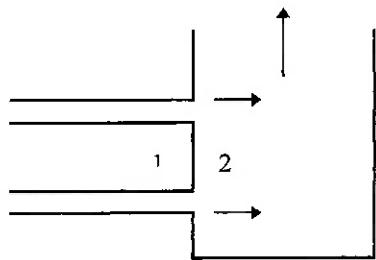
$$\Delta P = \frac{14^2}{2 \cdot 9,8} \cdot 0,7792 \cdot 9,8 \cdot 0,203 = 15,5 Pa$$

$$\therefore P_e = 101,3 \cdot 10^3 + 8,46 + 15,5 = 101,324 Pa$$

VIII.3 - Perda de carga na saída do economizador e determinação do nº e comprimento dos tubos do mesmo.

Para caldeiras pequenas aconselha-se a utilização de tubulações de 2" a 4". Neste caso, será adotada uma tubulação de 2".

Características da tubulação do economizador (2''): $\begin{cases} d_{\text{nominal}} = 50,0 \text{mm} \\ d_i = 52,5 \text{mm} \\ d_e = 60,32 \text{mm} \end{cases}$



$$P_2 = 101.324 \text{ Pa}$$

Na saída do economizador tem-se uma temperatura de 180°C , ou seja, $T_2 = 180^\circ \text{C}$.

Aplicando a lei dos gases perfeitos tem-se que:

$$101324 \cdot v = 287 \cdot (180 + 273)$$

Logo:

$$v = 1.283 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho = 0.7794 \text{ kg/m}^3$$

$$Q = 10.93035 \times 1.283 = 14 \text{ m}^3/\text{s}$$

Para a saída a perda é dada como:

$$\text{Perda} = \frac{V^2 \rho}{2} \left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right)^2$$

$$A_1 = \pi \cdot (0.0525)^2 / 4 = 0.00216 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 1 \text{ m}^2 \quad (V_2 = 14 \text{ m/s})$$

Será admitido densidade constante entre os pontos 1 e 2.

Como ainda não se tem o número de tubos do economizador definido a vazão mássica em 1 será dada por:

$$m_1 = m_2/n$$

onde n designa o número de tubos do economizador.

A potência necessária no economizador é 554 kW. Logo deve-se escolher um número de tubos que implique em uma velocidade de escoamento e uma área de troca que satisfaçam tal potência.

$$V_1 = \frac{10.94035}{0.7794 \times 0.00216} \frac{1}{n} = \frac{6499}{n}$$

Convecção nos tubos do economizador.

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

$$Re = \frac{VD}{\nu}$$

$$\text{Para } T_{\text{médio}} = (180+200)/2$$

$$k = 37.3 \times 10^{-3} \text{ W/mK}$$

$$\alpha = 47.2 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\nu = 32.4 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Logo:

$$Pr = 0.686$$

$$Re = 1620 \cdot V_1$$

O calor trocado no economizador é dado por:

$$Q = UA\Delta T_{\log} = h\pi DLn\Delta T_{\log} = 554 \text{ kW}$$

onde:

h - coeficiente de película do lado interno dos tubos do economizador

D - diâmetro dos tubos do economizador

L - comprimento dos tubos do economizador

n - número de tubos do economizador

$$\Delta T_{\log} = 58$$

Notar que o coeficiente de película do lado externo dos tubos (vaporização) e a condutibilidade térmica do material dos tubos são valores muito maiores que o coeficiente de película do lado interno, por isso o coeficiente global de troca de calor é controlado pelo coeficiente de película interno.

Se $n = 50$ tem-se:

$$V_1 = 130 \text{ m/s}$$

$$h = 255 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$Q = 439086 \text{ W}$$

Como são necessários 554 kW, pode ser aumentado o número de tubos ou o comprimento dos tubos.

Se $n = 70$ tem-se:

$$V_1 = 92.8 \text{ m/s}$$

$$h = 159 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$Q = 492810 \text{ W}$$

Se $n = 100$ tem-se:

$$V_1 = 65 \text{ m/s}$$

$$h = 146.7 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$Q = 505207 \text{ W}$$

Para 100 tubos o comprimento necessário seria:

$$554000 = 146.7 \times \pi \times 0.0525 \times L \times 100 \times 58$$

$$L = 3.95 \text{ m}$$

Com esse número de tubos a perda de carga na saída do economizador é:

Perda = 1639 Pa

Aplicando a equação de Bernoulli modificada:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + \frac{\text{Perda}}{\rho}$$

$$P_1 = 101393 \text{ Pa}$$

Logo aplicando-se a lei dos gases perfeitos em 1 tem-se:

$$v = 1.282 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho = 0.7799 \text{ kg/m}^3$$

Em cada tubo tem-se:

$$Q = 10.94035 / (0.7798 \times 100) = 0.14 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 0.14 / 0.00216 = 64.8 \text{ m/s}$$

VII.4 - Perda de carga distribuída no economizador.

$$\Delta H = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

$$\Delta P = \gamma \Delta H$$

Com Tmédio = 190 °C = 463 K tem-se:

$$v = 32.4 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = 100058$$

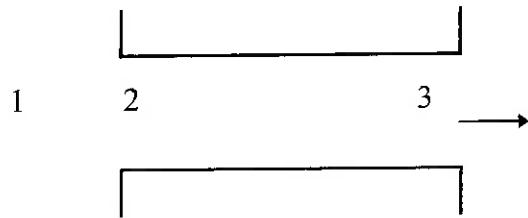
Adotando $\epsilon/D=0.002$, tem-se:

$$f = 0.025$$

$$\Delta H = 403$$

$$\Delta P = 0.7798 \times 9.981 \times 403 = 3080 \text{ Pa}$$

Logo:



$P_2 = 104473 \text{ Pa}$ e com isso:

$$104473v = 287(200+273)$$

$$v = 1.299 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho = 0.7696 \text{ kg/m}^3$$

$$Q = 10.94035 / (0.7696 \times 100) = 0.14215 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 65.8 \text{ m/s}$$

VII.5 - Perda de carga na entrada do economizador.

$$\zeta = \frac{\Delta H}{\frac{\gamma V^2}{2g}} \quad \text{com } \Delta H \text{ em Pa}$$

$$\zeta = 0.5 \text{ (manual de perda de carga)}$$

Logo:

$$\Delta H = 833 \text{ Pa}$$

$$P_1 = 105306 \text{ Pa}$$

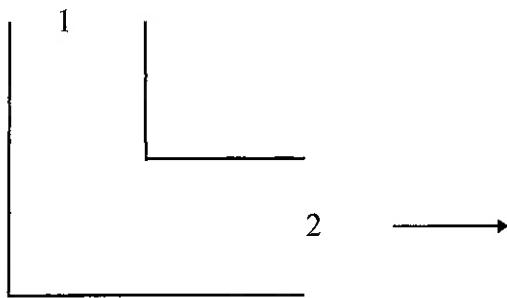
$$v = 1.289 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho = 0.7757 \text{ kg/m}^3$$

$$Q = 14.1 \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{Adotando } A_1=1 \text{ m}^2)$$

$$V = 14.1 \text{ m/s}$$

VIII.6 - Perda de carga na curva que antecede o economizador.



Com $P_2 = 105306 \text{ Pa}$.

$$\delta = 90^\circ$$

Como a geometria e dimensões finais desta curva ainda não estão fixadas, vai ser admitido para os cálculos que $\text{Ro/Dh} = 2$.

$$\zeta = \frac{\Delta H}{\frac{\gamma V^2}{2g}} = \zeta_M + \zeta_f$$

$$\zeta_M = A1.B1.C1$$

$$\zeta_f = 0.0175 \times f \times (\text{Ro/Dh}) \times \delta$$

Do manual de perda de carga tem-se:

$$A1 = 1$$

$$B1 = 0.15$$

$$C1 = 1.45$$

Logo:

$$\zeta_M = 0.22$$

$$\zeta_f = 0.079$$

$$\zeta = 0.3$$

$$\Delta H = 23 \text{ Pa}$$

Com isso: $P_1 = 105329 \text{ Pa}$

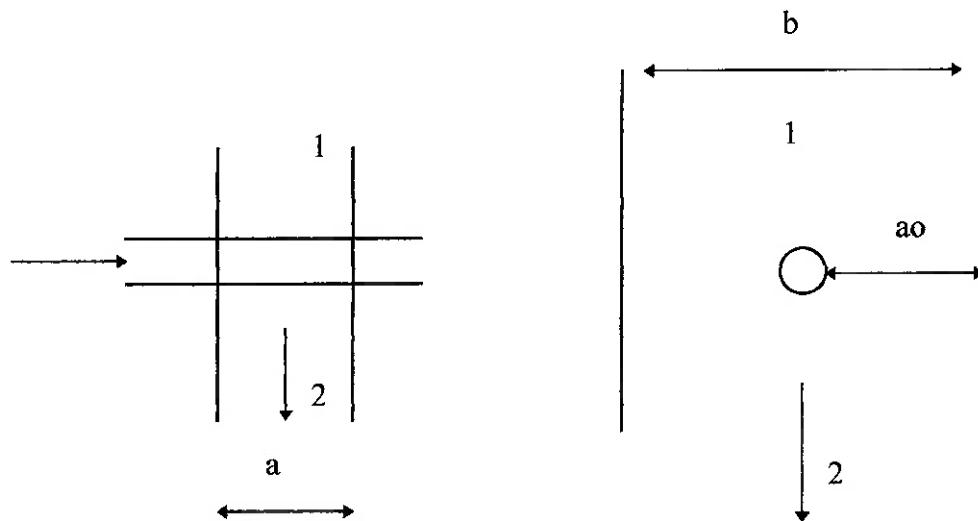
$$v = 1.289 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho = 0.7759 \text{ kg/m}^3$$

$$Q = 14.1 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 14.1 \text{ m/s}$$

VIII.7 - Perda de carga provocada pela presença da câmara de combustão.



Para estimar a perda de carga será admitido que $b = 2 \text{ m}$ (baseando-se em uma caldeira similar com diâmetro do tubulão de 2 m).

Como o diâmetro da câmara de combustão é de 0.346 m tem-se que:

$$ao = 0.83 \text{ m}$$

$$\text{Do manual de perda de carga: } \zeta = \beta_1 \times k_1 \times \sin\theta$$

Da figura acima tem-se que:

$$\theta = 90^\circ$$

$$S_1 = ao + D = 0.83 + 0.346 = 1.18 \text{ m}$$

$$\text{Como } ao/S_1 = 0.7$$

$$k_1 = 0.32$$

Como tem-se apenas um elemento provocando perda de carga:

$$\beta_1 = 2.34$$

Logo:

$$\zeta = 0.75$$

$$\Delta H = 58 \text{ Pa}$$

$$P_1 = 105387 \text{ Pa}$$

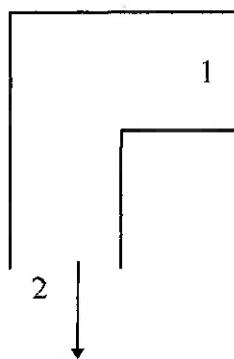
$$v = 1.288 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho = 0.7763 \text{ kg/m}^3$$

$$Q = 14.09 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 14.09 \text{ m/s}$$

VIII.8 - Perda de carga na curva após a saída da região de convecção.



$$\zeta = \frac{\Delta H}{\gamma V^2} = \frac{\zeta_M + \zeta_f}{2g}$$

$$\zeta_M = A1.B1.C1$$

$$\zeta_f = 0.0175 \times f \times (Ro/Dh) \times \delta$$

Do manual de perda de carga tem-se:

$$A1 = 1$$

$$B1 = 0.15$$

$$C1 = 1.8$$

Logo:

$$\zeta_M = 0.27$$

$$\zeta_f = 0.078$$

$$\zeta = 0.35$$

$$\Delta H = 27 \text{ Pa}$$

Com isso: $P_1 = 105414 \text{ Pa}$

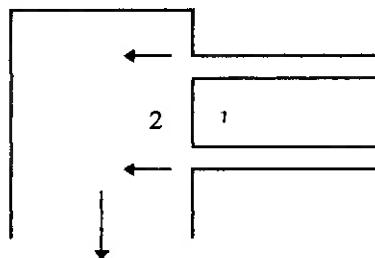
$$v = 1.2878 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho = 0.7765 \text{ kg/m}^3$$

$$Q = 14.09 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 14.09 \text{ m/s}$$

VIII.9 - Perda de carga na saída da região de convecção e determinação do nº e comprimento dos tubos desta região.



$$\text{Perda} = \frac{V^2 \rho}{2} \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$$

Assim como na saída do economizador será necessário o conhecimento do número de tubos para determinar a velocidade de escoamento. O número de tubos está amarrado com a área de troca de calor e com o coeficiente de película. Também existe a necessidade de se conhecer o calor trocado na região de convecção para possibilitar a determinação do número de tubos. No caso do economizador esta quantidade era dada pela vazão de água de alimentação e o acréscimo de entalpia. No caso da região de convecção tem que se conhecer também o calor trocado na câmara de combustão.

Deve ser lembrado que:

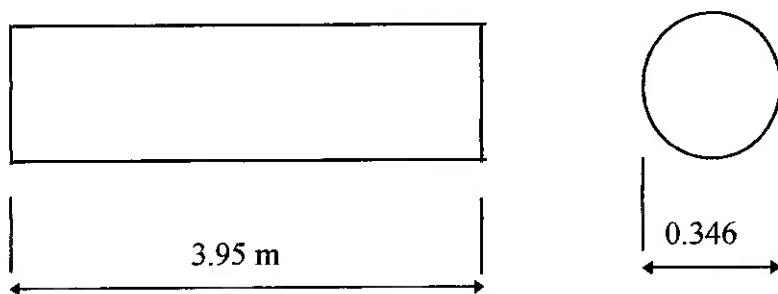
$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{cald}} + Q_{\text{conv}} + Q_{\text{econ}}$$

$$Q_{\text{econ}} = 554 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{cald}} + Q_{\text{conv}} = 4476 \text{ kW}$$

Cálculo do calor trocado na câmara de combustão (Qcald)

A câmara de combustão será adotada com as seguintes dimensões:



Aplicando o primeiro princípio na câmara de combustão tem-se:

$$Q_{\text{ar}} + Q_{\text{comb}} = Q_{\text{cald}} + Q_{\text{exaustão}}$$

com

$$Q_{\text{cald}} = Q_{\text{chama}} + Q_{\text{radgás}} + Q_{\text{convcald}}$$

onde:

Q_{ar} - fluxo de entalpia do “ar” inserido na câmara de combustão

Q_{comb} - energia química do combustível inserido na câmara de combustão

Q_{cald} - calor trocado na câmara de combustão

$Q_{\text{exaustão}}$ - fluxo de entalpia que deixa a câmara de combustão com os gases

Q_{chama} - calor radiado pela chama na câmara de combustão

$Q_{\text{radgás}}$ - calor radiado pelo gás na câmara de combustão

Q_{convcald} - calor trocado na câmara de combustão devido a convecção do gás

Calor radiado pela chama (Qchama)

O calor radiado pela chama é dado por:

$$Q_{chama} = p \cdot \varepsilon \cdot A \cdot \sigma \cdot (T_{ch}^4 - T_p^4)$$

onde:

p - fator que depende do combustível e da queima, será adotado $p = 0.8$

ε - emissividade da parede, será adotado $\varepsilon = 0.85$

A - área da câmara de combustão, $A = \pi \times 0.346 \times 3.95 = 4.3 \text{ m}^2$

T_{ch} - temperatura da chama

T_p - temperatura da parede da câmara de combustão

σ - constante de Boltzman

$$\sigma = 5.7 \times 10^{-8} \text{ J/sm}^2\text{K}^4$$

Como está havendo vaporização, o coeficiente de película externo à câmara de combustão é muito grande e isso faz com que a temperatura da parede seja próxima da temperatura do fluido que está sendo vaporizado.

Nas literaturas consultadas foi recomendada a utilização de $T_v + 20$. Como a temperatura do vapor é 169 °C, uma boa aproximação é $T_p = 189 \text{ }^\circ\text{C}$ (462 K).

Logo:

$$Q_{chama} = 1.66 \times 10^{-7} (T_{ch}^4 - 462^4)$$

Calor radiado pelo gás

O calor radiado pelo gás é dado por:

$$Q_{radgás} = A \cdot \sigma \cdot (\varepsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_p^4) \cdot \varepsilon_e$$

Com:

$$\varepsilon_e = (\varepsilon + 1)/2 = 0.93$$

ε_g - emissividade do gás

α_g - absorvidade do gás

A emissividade do gás é dada por:

$$\epsilon_g = C_c \cdot \epsilon_c + C_v \cdot \epsilon_v - \Delta\epsilon$$

onde:

C_c - coeficiente em função da pressão total

ϵ_c - emissividade do dióxido de carbono presente no gás

$$\epsilon_c = f(T_g, P_c \cdot L_c)$$

$$C_v = f((P+P_v)/2, P_v \cdot L_c)$$

ϵ_v - emissividade do vapor de água presente no gás

$$\epsilon_v = f(T_g, P_v \cdot L_c)$$

$\Delta\epsilon$ - parcela de radiação emitida por componente e absorvida pelo outro

$$\Delta\epsilon = f(T_g, P_v/(P_c+P_v), P_c L_c + P_v L_c)$$

Obs: As funções acima podem ser obtidas em gráficos no manual de termodinâmica e transferência de calor citados na bibliografia.

A absorvividade do gás é dada por:

$$\alpha_g = \alpha_c + \alpha_v - \Delta\alpha$$

Onde:

$$\alpha_c = C_c \cdot \epsilon_c' (T_g/T_p)^{0.65}$$

$$\epsilon_c' = f(T_p, P_c L_c)$$

$$\alpha_v = \beta_1 \epsilon_v'$$

$$\epsilon_v' = f(T_p, P_v L_c)$$

$$\Delta\alpha = \Delta\epsilon \text{ a } T_p$$

Lembrar que:

$$y_{CO_2} = 0.02331$$

$$y_{H_2O} = 0.044287$$

Admitindo na câmara de combustão uma pressão de 1.2 atm. (121560 Pa) tem-se que:

$$P_{CO_2} = 2833 \text{ Pa}$$

$$P_{H_2O} = 5384 \text{ Pa}$$

Calor trocado por convecção na câmara de combustão.

O calor trocado por convecção na câmara de combustão é dado por:

$$Q_{convcald} = hA(Tch - Tp)$$

Onde o coeficiente de película pode ser obtido do número de Nusselt conforme relação que segue abaixo:

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

$$Re = \frac{VD}{\nu}$$

A vazão mássica na câmara de combustão é de 1.0669 kg/s.

A área da câmara de combustão é de 0.094 m² (D = 0.346 m).

Como nos cálculos anteriores será adotada as propriedades do ar para o gás. As propriedades destes dois fluidos são muito parecidas e existem tabelas para o caso do ar, o que facilita o trabalho.

Logo a velocidade na câmara de combustão é dada por:

$$V = \frac{RT}{P} \frac{m}{A}$$

onde:

$$R = 287 \text{ J/kgK}$$

m - vazão mássica de gás

Energia inserida na câmara de combustão (Qar + Qcomb).

Na parcela de energia relacionada ao combustível não será considerado o fluxo de entalpia do mesmo. Logo:

$$Q_{\text{comb}} = m_{\text{comb}} \times PCI = 0.04035 \times 52162 = 2104.7 \text{ kW}$$

Para o fluxo de entalpia do gás tem-se:

$$Q_{\text{ar}} = m_{\text{ar}} \times c_p \times T_{\text{ent}} = 1.026598 \times 1.076 \times (505 + 273) = 859.4 \text{ kW}$$

Logo:

$$Q_{\text{ar}} + Q_{\text{comb}} = 2964.1 \text{ kW}$$

Determinação da temperatura da chama.

Admitindo $T_{\text{ch}} = T_g = 1400\text{K}$ tem-se:

- Calor radiado pela chama:

$$Q_{\text{chama}} = 1.66 \times 10^{-7} (1400^4 - 462^4) = 630.14 \text{ kW}$$

- Calor trocado por convecção:

$$V = \frac{287 \times 1400}{121560} \frac{1.0669}{0.094} = 37.5 \text{ m/s}$$

A 1400 K o gás apresenta as seguintes características:

$$\nu = 213 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 91 \times 10^{-3} \text{ W/mK}$$

$$\alpha = 303 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Logo:

$$Pr = 0.702$$

$$Re = 60915.5$$

$$h = 35.3 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$Q_{conv\,calcd} = 35.3 \times 4.3 \times (1400 - 462) = 142.4 \text{ kW}$$

- Calor radiado pelo gás:

Cálculo da emissividade:

$$P_{CO_2} = 2833 \text{ Pa} = 0.03 \text{ atm} = P_c$$

$$P_{H_2O} = 5384 \text{ Pa} = 0.053 \text{ atm} = P_v$$

$$L_c = 0.31 \text{ m} = 1.017 \text{ pés}$$

$$P_c L_c = 0.03 \text{ pés.atm} \Rightarrow C_c = 1.1$$

$$P_v L_c = 0.054$$

$$T_{ch} = 1400 \text{ K} = 2520 \text{ }^\circ\text{R} \Rightarrow \epsilon_c = 0.037$$

$$\epsilon_v = 0.022$$

$$(P_{total} + P_v)/2 = 0.626 \text{ atm.} \Rightarrow C_v = 1.2$$

$$P_v/(P_v + P_c) = 0.64$$

$$P_c L_c + P_v L_c = 0.084 \Rightarrow \Delta\epsilon = 0$$

$$\text{Logo a emissividade do gás é: } \epsilon_g = 0.067$$

Cálculo da absorvividade:

$$\text{Lembrar que } T_p = 189^\circ\text{C} = 832 \text{ }^\circ\text{R}$$

A esta temperatura tem-se:

$$\epsilon_c = 0.047$$

$$\alpha_c = 1.1 \cdot 0.047(2520/832)^{0.65} = 0.097$$

$$\epsilon_v = 0.07$$

$$\beta_1 = 1.15$$

$$\alpha v = 1.15 \times 0.07 = 0.081$$

$$\Delta\alpha = 0$$

Logo a absorvividade do gás é:

$$\alpha g = 0.178$$

Logo o calor radiado pelo gás é:

$$Q_{rad,gás} = 56821 \text{ W} = 56.8 \text{ kW}$$

Determinação do fluxo de entalpia referente aos gases que deixam a câmara de combustão.

$$Q_{exaustão} = m \cdot c_p \cdot T_{ch} = 1.0669 \times 1.076 \times 1400 = 1607 \text{ kW}$$

Logo tem-se que a soma do calor trocado na câmara de combustão e o calor que a deixa na forma de fluxo de entalpia é 2436.3 kW. Notar que este valor é menor que 2964.1 (energia inserida na câmara), logo $T_{ch} > 1400 \text{ K}$

Como a parcela referente à radiação do gás é muito pequena (cerca de 2 %) e como a emissividade do gás não variará muito, será adotado que:

$$\begin{aligned} Q_{rad,gás} &= 4.3 \times 5.7 \times 10^{-8} \times (0.067 \times T_g^4 - 0.178 \times 462^4) \\ &= 2.279 \times 10^{-7} \times (0.067 \times T_g^4 - 0.178 \times 462^4) \end{aligned}$$

$$\text{Admitindo } T_{ch} = T_g = 1500 \text{ K}$$

$$Q_{rad,gás} = 75.5 \text{ kW}$$

$$Q_{chama} = 832.8 \text{ kW}$$

$$Q_{exaustão} = 1722 \text{ kW}$$

Para o calor trocado por convecção tem-se:

$$V = \frac{287 \times 1500}{121560} \frac{1.0669}{0.094} = 40.2 \text{ m/s}$$

A 1500 K tem-se as seguintes características:

$$v = 240 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 100 \times 10^{-3} \text{ W/mK}$$

$$\alpha = 350 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Logo:

$$Pr = 0.686$$

$$Re = 57955$$

$$h = 36.95 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$Q_{convcald} = 36.95 \times 4.3 \times (1500 - 462) = 164.9 \text{ kW}$$

Para 1500 K a soma do fluxo de entalpia que deixa a câmara de combustão e do calor trocado nesta é 2795.2 kW. Como este valor é menor que 2964.1 kW, $T_{ch} > 1500 \text{ K}$.

Admitindo $T_{ch} = T_g = 1540 \text{ K}$

$$Q_{radgás} = 84 \text{ kW}$$

$$Q_{chama} = 926 \text{ kW}$$

$$Q_{exaustão} = 1767 \text{ kW}$$

Para o calor trocado por convecção tem-se:

$$V = \frac{287 \times 1540}{121560} \frac{1.0669}{0.094} = 41.3 \text{ m/s}$$

A 1540 K tem-se as seguintes características:

$$v = 251.2 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 102.4 \times 10^{-3} \text{ W/mK}$$

$$\alpha = 366 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Logo:

$$Pr = 0.686$$

$$Re = 56886$$

$$h = 37.3 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$Q_{conv,cald} = 37.3 \times 4.3 \times (1540 - 462) = 173 \text{ kW}$$

Para 1540 K a soma do fluxo de entalpia que deixa a câmara de combustão e do calor trocado nesta é 2950 kW. Como este valor é menor que 2964.1 kW, $T_{ch} > 1500 \text{ K}$.

Seguindo as iterações chega-se a:

$$T_{ch} = 1543 \text{ K}$$

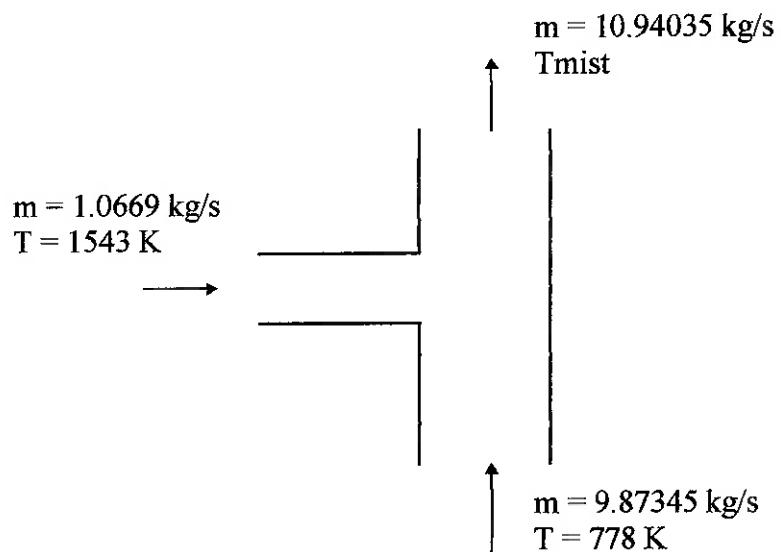
Logo o calor trocado na câmara de combustão é:

$$Q_{cam,comb} = 84.8 + 934.5 + 173.8 = 1193 \text{ kW}$$

Com isso o calor trocado na região de convecção é:

$$Q_{conv} = 3283 \text{ kW}$$

Determinação da temperatura do gás após a mistura.

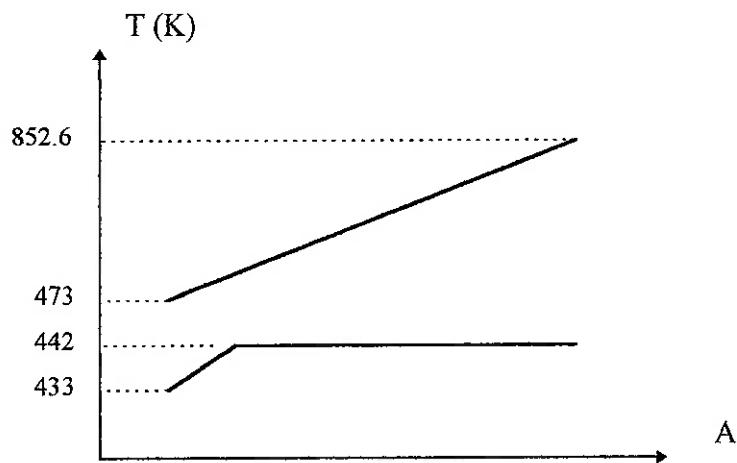


Aplicando o primeiro princípio no volume de controle acima tem-se:

$$1.0669 \times 1.076 \times 1543 + 9.87345 \times 1.076 \times 778 = 10.94035 \times 1.076 \times T_{mist}$$

$$T_{mist} = 852.6 \text{ K}$$

Logo, na região de convecção tem-se a seguinte distribuição de temperatura:



Da distribuição acima tem-se:

$$\Delta T_{log} = 159.1 \text{ K}$$

Lembrar que:

$$Q_{conv} = UA\Delta T_{log}$$

Com

$$A = nL\pi D = n \cdot 3.95 \cdot \pi \cdot 0.0525 = 0.65 \cdot n$$

$$U = h$$

$$T_{médio} = (852.6 + 473)/2 = 663 \text{ K}$$

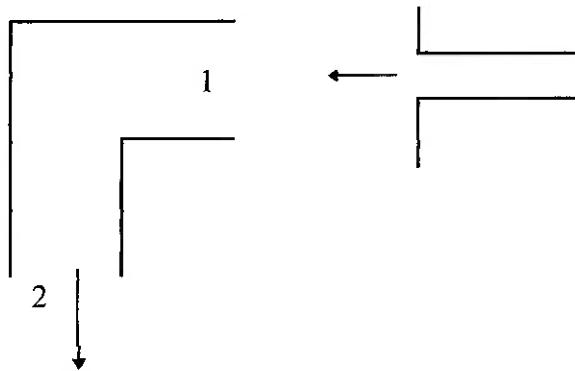
A esta temperatura tem-se as seguintes propriedades:

$$v = 62.3 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 50.4 \times 10^{-3} \text{ W/mK}$$

$$\alpha = 90.1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Lembrar que:



E que $P_1 = 105414 \text{ Pa}$ e que para esta pressão tem-se:

$$v = 1.287 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho = 0.7765 \text{ kg/m}^3$$

$$Q = 14.09 \text{ m}^3/\text{s}$$

Admitindo $n = 100$

$$A = 0.00216 \text{ m}^2$$
$$Q = 0.1409 \text{ m}^3/\text{s}$$
$$V = 64.67 \text{ m/s}$$

Logo:

$$Pr = 0.691$$

$$Re = 54497$$

$$h = 117.2 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$Q_{\text{conv}} = 117.2 \times 0.65 \times 100 \times 159.1 = 1212.8 \text{ kW}$$

Porém o calor trocado na região de convecção deveria ser 3283 kW.

Adotando $n = 300$

$$Q = 0.047 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 21.74 \text{ m/s}$$

$$Re = 18323.5$$

$$Pr = 0.691$$

$$h = 49 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$Q_{\text{conv}} = 49 \times 300 \times 0.65 \times 159.1 = 1520.2 \text{ kW}$$

Para aumentar Q_{conv} pode ser aumentado o número de tubos, aumentado o comprimento da seção de convecção ou ainda diminuir o diâmetro dos tubos por onde escoam o gás.

Caso seja utilizado o mesmo tubo ($D = 52.2 \text{ mm}$) e o mesmo número destes (300), a seção de convecção deve ter um comprimento de 8.5 m.

Trocando o tubo para um tubo de diâmetro nominal de 1.5 polegadas tem-se as seguintes características:

$$D_i = 44.55 \text{ mm}$$

$$D_e = 48.3 \text{ mm}$$

$$A_i = 0.00156 \text{ m}^2$$

Como serão utilizados 300 tubos tem-se:

$$Q = 0.047 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 30.13 \text{ m/s}$$

$$Re = 215456$$

$$Pr = 0.691$$

$$h = 65.73 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$Q_{\text{conv}} = 65.73 \times 300 \times \pi \times 0.04455 \times 3.95 \times 159.1 = 1734.4 \text{ kW}$$

Utilizando o mesmo número de tubos (300) e tubos de 1.5 polegadas a seção de convecção teria 7.5 m. O mesmo raciocínio pode ser aplicado ao economizador tendo visto que o comprimento da região de convecção permite. Porém reduzindo o número de tubos do economizador, mantendo o diâmetro de 52.5 mm para os mesmos e adotando um comprimento

de 7.5 m, para que o calor trocado seja 554 kW o número de tubos seria pequeno ao ponto de tornar o escoamento compressível e aumentar consideravelmente a perda de carga.

Retomando os cálculos de perda de carga na saída da região de convecção.

Na saída da região de convecção tem-se uma pressão de 105414 Pa e portanto as seguintes propriedades:

$$v = 1.2878 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho = 0.7765 \text{ kg/m}^3$$

$$Q = 14.09 \text{ m}^3/\text{s}$$

Como se tem 300 tubos a velocidade de escoamento em cada tubo é:

$$V = 14.09 / (300 \times 0.00156) = 30.13 \text{ m/s}$$

Sabe-se que as perdas são dadas por:

$$\text{Perda} = \frac{V^2 \rho}{2} \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$$

Logo:

$$\text{Perda} = 351 \text{ Pa}$$

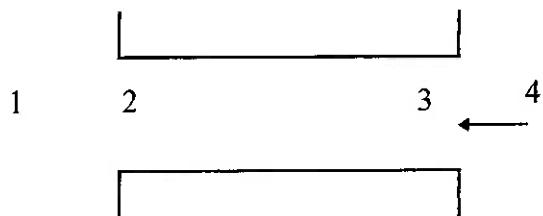
Aplicando a equação de Bernoulli modificada tem-se nos tubos de convecção uma pressão de 105490 Pa.

Com essa pressão tem-se as seguintes propriedades:

$$v = 1.2869 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho = 0.7771 \text{ kg/m}^3$$

VIII.10 - Perda de carga distribuída na região de convecção.



Utilizando Tmédio igual a 663 K tem-se as seguintes propriedades:

$$v = 1.8 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho = 0.5544 \text{ kg/m}^3$$

Com estas propriedades a velocidade de escoamento é:

$$V = 10.94035 / (300 \times 0.5544 \times 0.00156) = 42.2 \text{ m/s}$$

A perda de carga distribuída é dada por:

$$\Delta H = 0.025 \frac{7.5}{0.04455} \frac{42.2^2}{2 \times 9.8} = 382.4 \text{ m}$$

$$\Delta P = 0.5544 \times 9.81 \times 382.4 = 2077.6 \text{ Pa}$$

Logo a pressão em 3 é 107567.6 Pa.

Com esta pressão tem-se as seguintes propriedades:

$$v = 1.7689 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho = 0.5653 \text{ kg/m}^3$$

E com isso: $V = 41.4 \text{ m/s}$

VIII.11 - Perda de carga na entrada da região de convecção.

A perda de carga na entrada da região de convecção é dada pela relação abaixo:

$$\zeta = \frac{\Delta H}{\gamma V^2} \quad \text{com } \Delta H \text{ em Pa}$$

$$\frac{2g}{2g}$$

$$\zeta = 0.5 \text{ (manual de perda de carga)}$$

Logo:

$$\Delta H = 242 \text{ Pa}$$

$$P_1 = 107810 \text{ Pa}$$

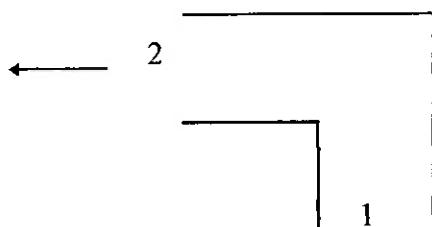
$$v = 2.2697 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho = 0.4406 \text{ kg/m}^3$$

$$Q = 24.83 \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{Adotando } A_1=1 \text{ m}^2)$$

$$V = 24.83 \text{ m/s}$$

VIII.12 - Perda de carga na curva que antecede a entrada da região de convecção.



Com $P_2 = 107810 \text{ Pa}$.

$$\delta = 90^\circ$$

Como a geometria e dimensões finais desta curva ainda não estão fixadas, vai ser admitido para os cálculos que $R_o/D_h = 2$.

$$\zeta = \frac{\Delta H}{\gamma V^2} = \zeta_M + \zeta_f$$

$$\frac{2g}{2g}$$

$$\zeta_M = A1.B1.C1$$

$$\zeta_f = 0.0175 \times f \times (Ro/Dh) \times \delta$$

Do manual de perda de carga tem-se:

$$A1 = 1$$

$$B1 = 0.15$$

$$C1 = 1$$

Logo:

$$\zeta_M = 0.15$$

$$\zeta_f = 0.079$$

$$\zeta = 0.229$$

$$\Delta H = 31.1 \text{ Pa}$$

Com isso: $P_1 = 107841.1 \text{ Pa}$

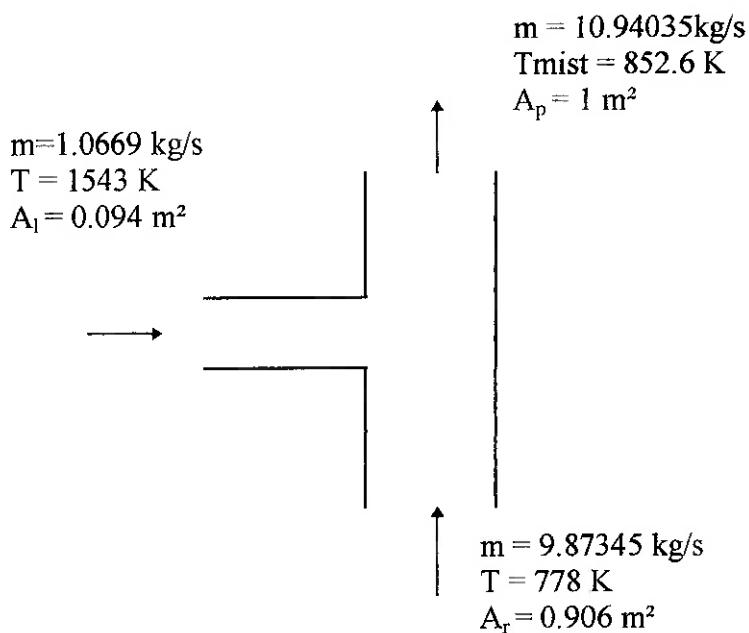
$$v = 2.27 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho = 0.4407 \text{ kg/m}^3$$

$$Q = 24.82 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 24.82 \text{ m/s}$$

VIII.13 - Perda de carga devido a mistura.



Admitindo a densidade constante e combinando as equações da quantidade de movimento e modificada de Bernoulli tem-se que:

$$\text{Perda} = \frac{V_p^2 \rho}{2} \left[1.5 \left(\frac{A_p}{A_l} \right)^2 - 1 \right]$$

Logo: Perda = 22908 Pa

Aplicando a equação modificada de Bernoulli

$$P_l = \left(\frac{V_p^2}{2} + \frac{P_p}{\rho} + \frac{\text{Perdas}}{\rho} - \frac{V_l^2}{2} \right) \rho$$

Adotando-se $V_l = 41.3$ m/s (conforme calculado anteriormente com a hipótese de que $P_l = 121560$ Pa = 1.2 atm.) tem-se que:

$$P_l = 130509 \text{ Pa} = 1.28 \text{ atm.}$$

Lembrar que a pressão na câmara de combustão foi admitida como sendo 1.2 atm.

O procedimento correto seria admitir $P_l = 1.28$ atm. e refazer os cálculos até P_l admitido seja igual a P_l calculado.

IX - Dimensionamento da válvula principal de saída.

A descarga de vapor será realizada pela parte superior da caldeira, pela válvula principal de saída.

A velocidade do vapor na saída não deve exceder 9.14 m/s para que não ocorra arraste de partículas de água e consequentemente descarga de vapor úmido.

Vai ser adotado uma velocidade de 9 m/s.

Lembrando, a descarga de vapor é de 2.139 kg/s.

A partir destes dados o diâmetro da válvula principal é dado por:

$$D = \sqrt{\frac{4m}{\rho \pi V}}$$

O vapor na saída apresenta as seguintes características:

$$T = 169,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P = 788,1 \text{ kPa}$$

$$v = 0.2428 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho = 4.119 \text{ kg/m}^3$$

Logo: $D = 0.271 \text{ m}$

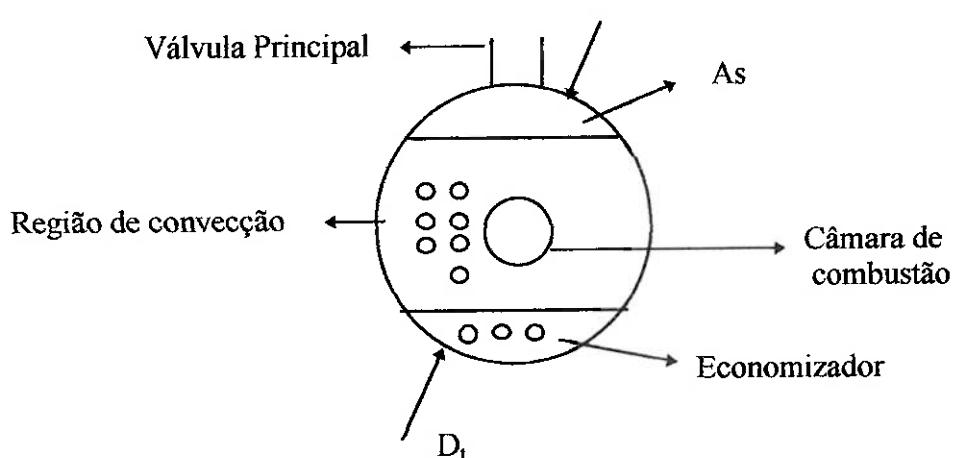
X - Dimensionamento do tambor da caldeira.

O volume da câmara de vapor é função da pureza da água e da descarga de vapor.

Admitindo uma concentração de sólidos de 0.3 unidades Beaumé, com uma pressão de 788,1 kPa necessita-se de 1 m³ de câmara de vapor para cada 1200 m³/h (este dado foi obtido do trabalho de formatura similar apresentado na bibliografia).

Como esta caldeira produzirá 1869.7 m³/h, o volume **mínimo** teórico da câmara de vapor será 1.56 m³, portanto, será adotado um volume de 2m³.

Abaixo é apresentado um esboço da seção transversal da caldeira.



O volume da câmara de vapor é dado por: $V = A_s L$

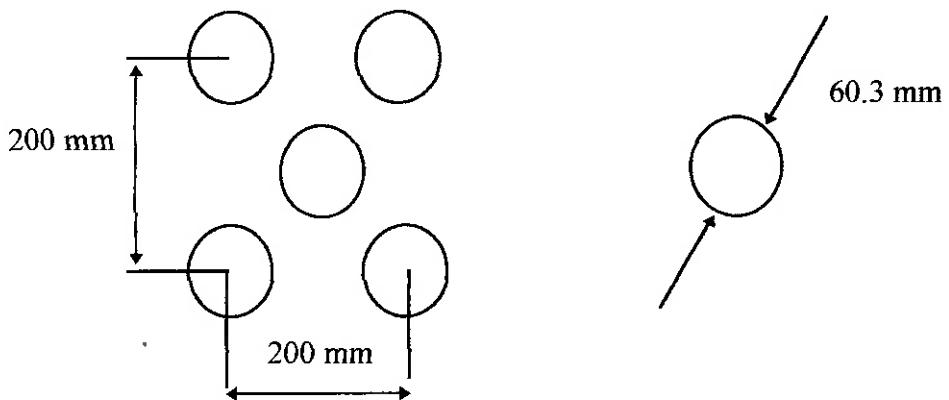
onde:

A_s - área transversal da câmara de vapor

L - comprimento da caldeira

$$A_s = 2/7.5 = 0.27 \text{ m}^2$$

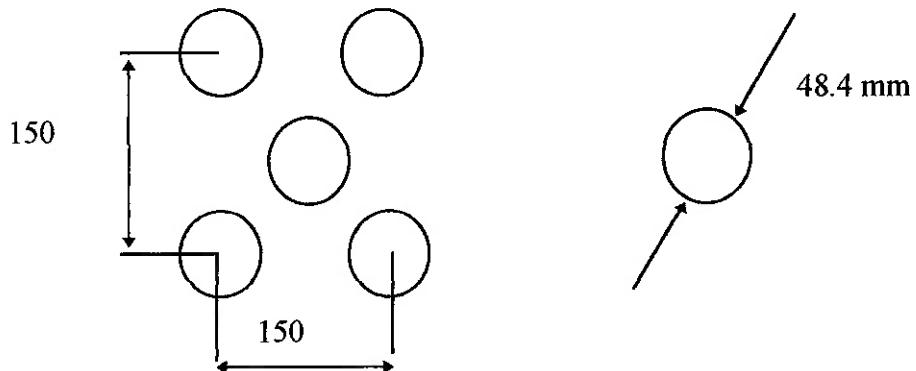
Para o economizador será utilizado o arranjo abaixo:



Em uma área de 0.26×0.26 (0.0676 m^2) podem ser dispostos 5 tubos.

Como se tem 100 tubos, a área necessária seria **1.35 m^2** .

Para a seção de convecção será utilizado o arranjo abaixo



Em uma área de 0.2×0.2 (0.04 m^2) podem ser dispostos 5 tubos. Para 300 tubos seria necessária uma área de **2.4 m^2** .

Como já foi verificado, a área da câmara de combustão será de **0.094 m^2** .

Verificação.

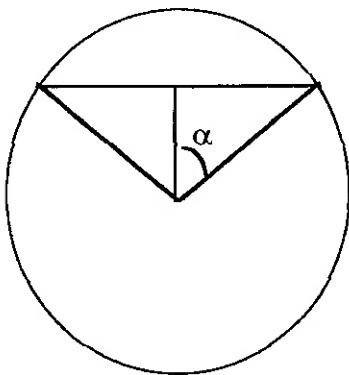
Portanto, a $A_{\text{total necessária}} = 0.27 + 1.35 + 2.4 + 0.094 = 4.114 \text{ m}^2$.

Para esta área, verifica-se que um diâmetro de 2,3 m seria suficiente para atender à geometria da caldeira, porém, para melhor acomodação dos tubos, os ângulos encontrados durante os cálculos foram mantidos, e o diâmetro do tambor aumentado para 3m.

Sabendo-se que a área da câmara de vapor é dada por:

$$A_s = A_{\text{seção circular}} - A_{\text{triângulo}} = \frac{\pi \cdot R^2 \cdot 2\alpha}{360} - \frac{R^2 \cdot \text{sen}(2\alpha)}{2}$$

onde:



Para uma área da seção transversal da câmara de vapor de $0,27 \text{ m}^2$, encontra-se $\alpha = 33,08^\circ$, o qual, para facilidade de cálculos, foi adotado $\alpha = 35^\circ$.

Para uma área da seção transversal do economizador de $1,35 \text{ m}^2$, encontra-se $\alpha = 73,82^\circ$, o qual, para facilidade de cálculos, foi adotado $\alpha = 75^\circ$.

Como no economizador está sendo utilizado um comprimento de apenas 3.95 m, poderia ser diminuído o número de tubos e aumentado o tamanho dos mesmos. Este procedimento eleva a velocidade do escoamento e as perdas de carga e torna o escoamento compressível, invalidando assim as hipóteses admitidas.

Abaixo segue uma tabela com várias alterações na disposição dos tubos do economizador.

| n | D (mm) | V (m/s) | L (m) | A _{eco} (m ²) | A _t (m ²) |
|-----|-----------|------------|----------|---------------------------------------|-------------------------------------|
| 30 | 52.5 | 216.6 | - | 0.4050 | 3.169 |
| 20 | 52.5 | 325.0 | - | 0.2704 | 3.034 |
| 100 | 44.55 | 89.9 | 3.5 | 0.8000 | 3.564 |
| 50 | 52.5 | 130.0 | 4.5 | 0.6760 | 3.440 |
| 70 | 52.5 | 92.8 | 4.23 | 0.9464 | 3.710 |

onde:

A_{eco} - área (de seção transversal) necessária para os tubos do economizador

A_t - área da seção transversal da caldeira (total)

Lembrar que:

$$A_t = A_{cam.vap} + A_{eco} + A_{cam.comb} + A_{conv}$$

e que:

$$A_{cam.vap} = 0.27 \text{ m}^2$$

$$A_{cam.comb} = 0.094 \text{ m}^2$$

$$A_{conv} = 2.4 \text{ m}^2$$

Notar que tem que se ter A_t < 3.14 (para D_t = 2 m).

Na tabela acima a configuração de tubos que apresentou área total menor que 3.14 tem a desvantagem de apresentar velocidade muito alta e os problemas comentados anteriormente.

Uma saída é aumentar o diâmetro do tambor.

Para 300 tubos de diâmetro externo de 48.4 mm e 100 tubos de diâmetro externo de 52.5 mm o diâmetro do tambor necessário é dado por:

$$\frac{\pi D_t^2}{4} = 4.114$$

Porém, como já foi dito anteriormente:

$$D_t = 3 \text{ m} \Rightarrow \frac{\pi D_t^2}{4} \approx 7 \text{ m}^2$$

Portanto será adotado um diâmetro de 3 m, que confere uma área total de cerca de 7m^2 , oferecendo razoável acomodação aos tubos e à variação do nível d'água.

XI - Tabelas.

Abaixo seguem quatro tabelas que resumem os principais resultados obtidos durante o projeto da caldeira:

TABELA RESUMIDA DAS CARACTERÍSTICAS GERAIS DA CALDEIRA.

| Comprimento Total (m) | Diâmetro do Tambor (m) | Volume da Câmara de vapor (m ³) |
|-----------------------|------------------------|---|
| 7,5 | 3,0 | 2,0 |

TABELA RESUMIDA DAS PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS DE ALGUMAS DAS PARTES DA CALDEIRA.

| Parte da Caldeira | Nº de Tubos | Comprimento (m) | Diâmetro (m) | Área transversal do tubo (m ²) | Área Lateral (m ²) |
|---------------------|-------------|-----------------|--------------------|--|--------------------------------|
| Economizador | 100 | 3,95 | 0,050 (nominal) | 0,00216 | 0,6515 |
| Região de Convecção | 300 | 7,5 | 0,0445 | 0,00156 (interna) | 1,049 |
| Câmara de Combustão | 1 | 3,95 | 0,346 | 0,094 | 4,3 |
| Chaminé | 1 | 5 | 1,1284 | 1 | 17,73 |

TABELA RESUMIDA DE ALGUMAS DAS CONDIÇÕES DE
CONTORNO DA CALDEIRA.

| Parte da Caldeira | T _{entrada} (°C) | T _{saida} (°C) | \dot{Q} trocado (kW) | \dot{m} (kg/s) |
|---------------------|---------------------------|-------------------------|------------------------|------------------|
| Economizador | 200 | 180 | 554 | 10,94035 |
| Região de Convecção | 579,6 | 200 | 3.283 | 10,94035 |
| Câmara de Combustão | 1.270 | 1.270 | 1.193 | 1,0669 |

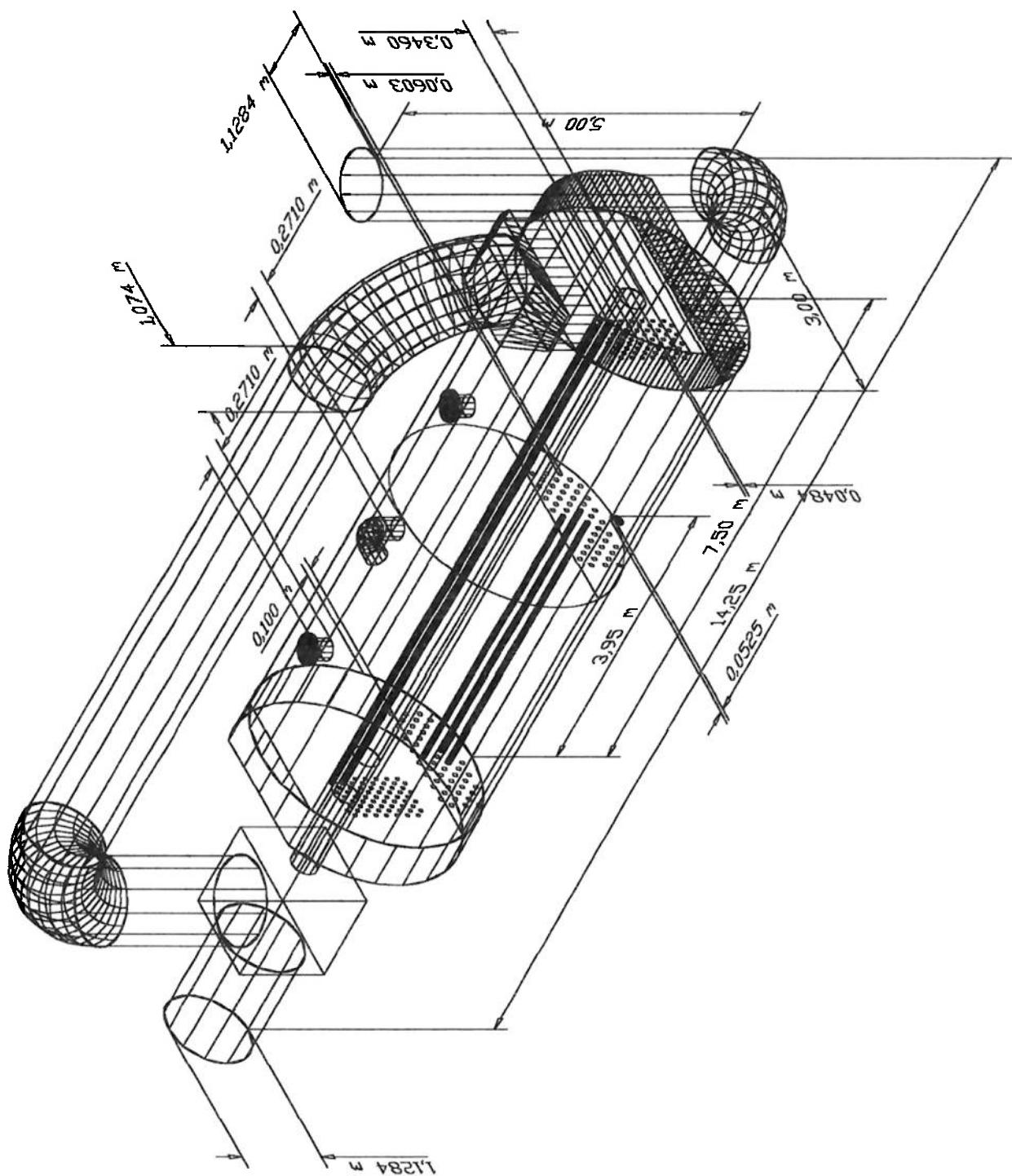
TABELA RESUMIDA DAS PERDAS DE CARGA DE TODA A
CALDEIRA.

| Tipo de Perda de carga | Pressão a jusante (Pa) | Pressão a montante (Pa) | Temperatura (°C) | Velocidade (m/s) | ΔP (Pa) |
|---|------------------------|-------------------------|------------------|------------------|-----------------|
| 1. Através da chaminé | 101.300 | 101.308,46 | 180 | 14 | 8,46 |
| 2. Na entrada da chaminé | 101.308,46 | 101.323,96 | 180 | 14 | 15,5 |
| 3. Na saída do economizador | 101.323,96 | 101.393 | 180 | 64,8 - 14 | 1.639 |
| 4. Distribuída no economizador | 101.393 | 104.473 | 190 | 65,8 - 64,8 | 3.080 |
| 5. Na entrada do economizador | 104.473 | 105.306 | 200 | 14,1 | 833 |
| 6. Na curva que antecede o economizador | 105.306 | 105.329 | 200 | 14,1 | 23 |
| 7. Provocada pela presença da câmara de combustão | 105.329 | 105.387 | 200 | 14,09 | 58 |
| 8. Na curva após a saída da região de convecção | 105.387 | 105.414 | 200 | 14,09 | 27 |
| 9. Na saída da região de convecção | 105.414 | 105.490 | 200 | 30,13 | 351 |
| 10. Distribuída na região de convecção | 105.490 | 107.567,6 | 579,6 - 200 | 41,4 - 42,2 | 2.077,6 |

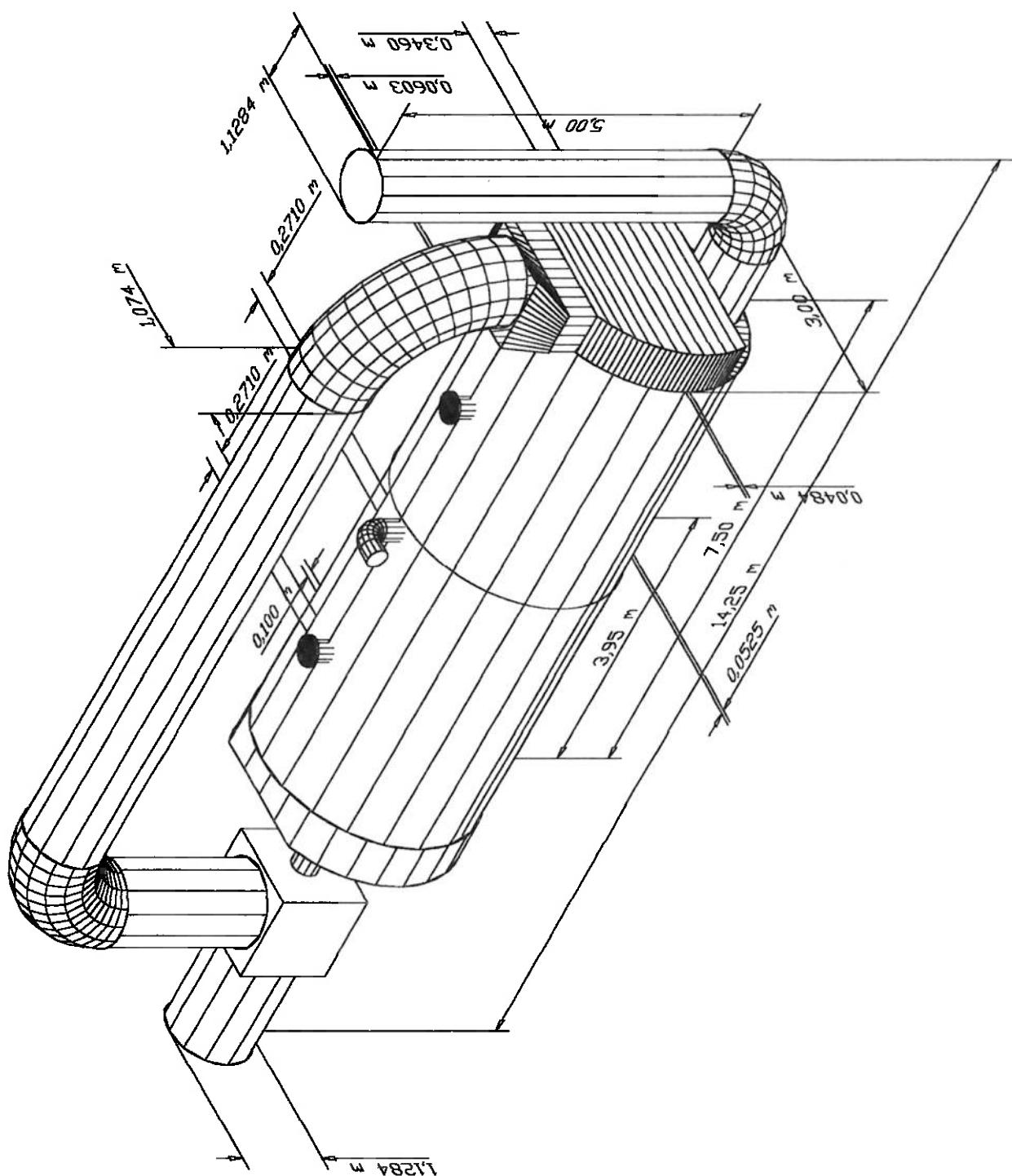
| | | | | | |
|--|-----------|-----------|-------------------------|-------|--------|
| 11. Na entrada da região de convecção | 107.567,6 | 107.810 | 579,6 | 24,83 | 242 |
| 12. Na curva que antecede a entrada da região de convecção | 107.810 | 107.841,1 | 579,6 | 24,82 | 31,1 |
| 13. Devido à mistura | 107.841,1 | 130.509 | (1.270 c/ 505) 579,6 | 41,3 | 22.908 |

XII - LAY-OUT FINAL DA CALDEIRA.

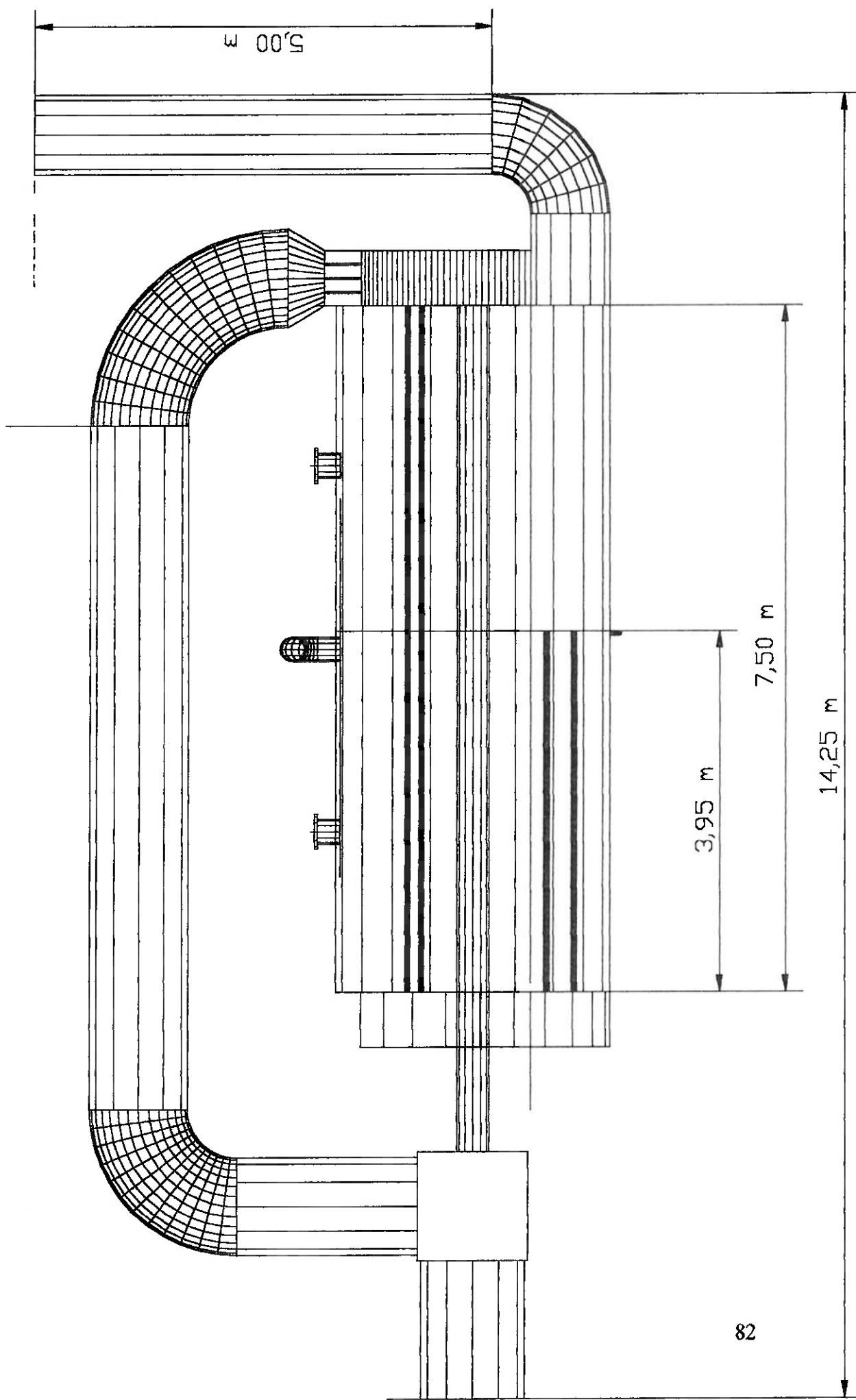
VISTA ISOMÉTRICA.



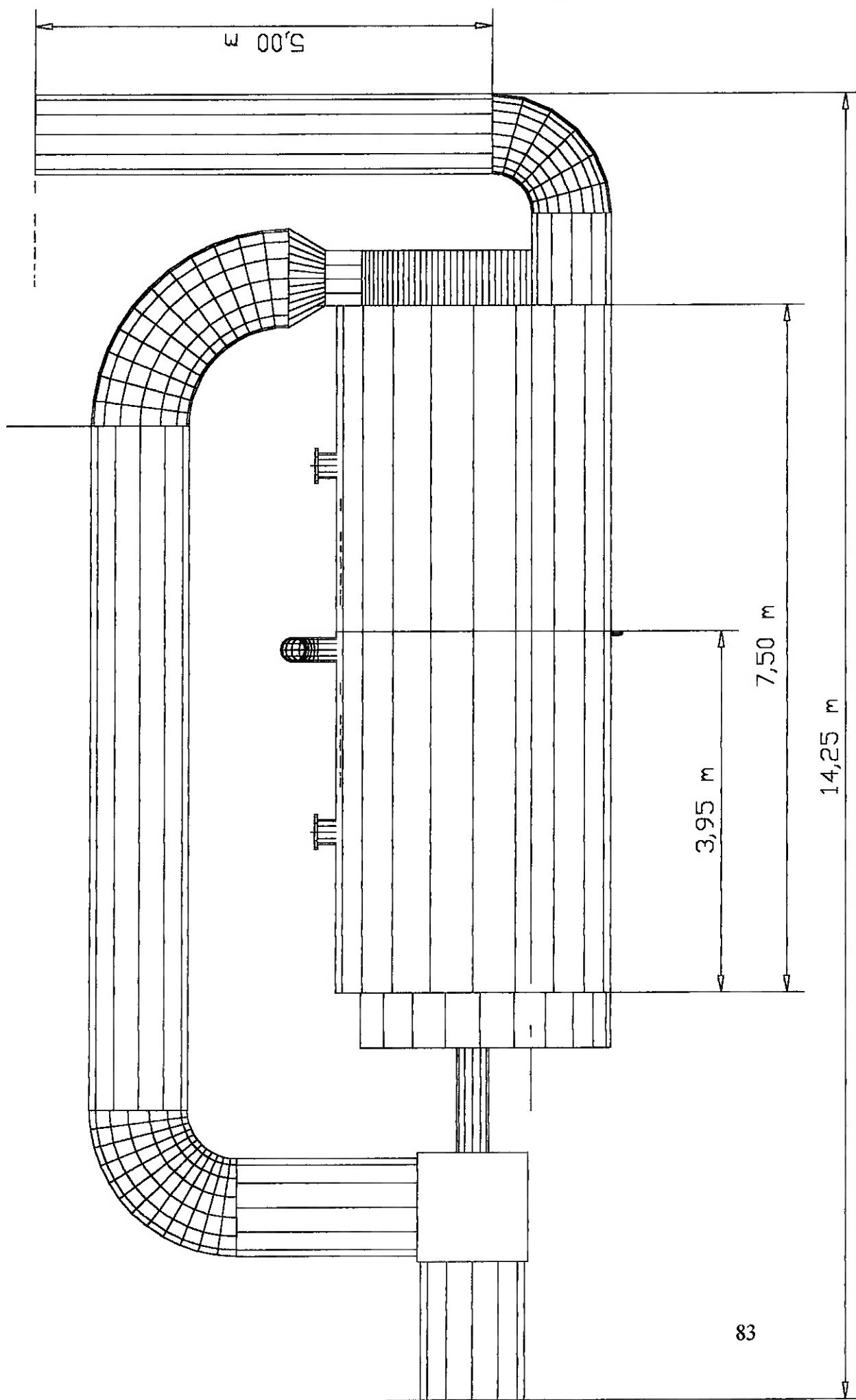
VISTA ISOMÉTRICA (com linhas escondidas).



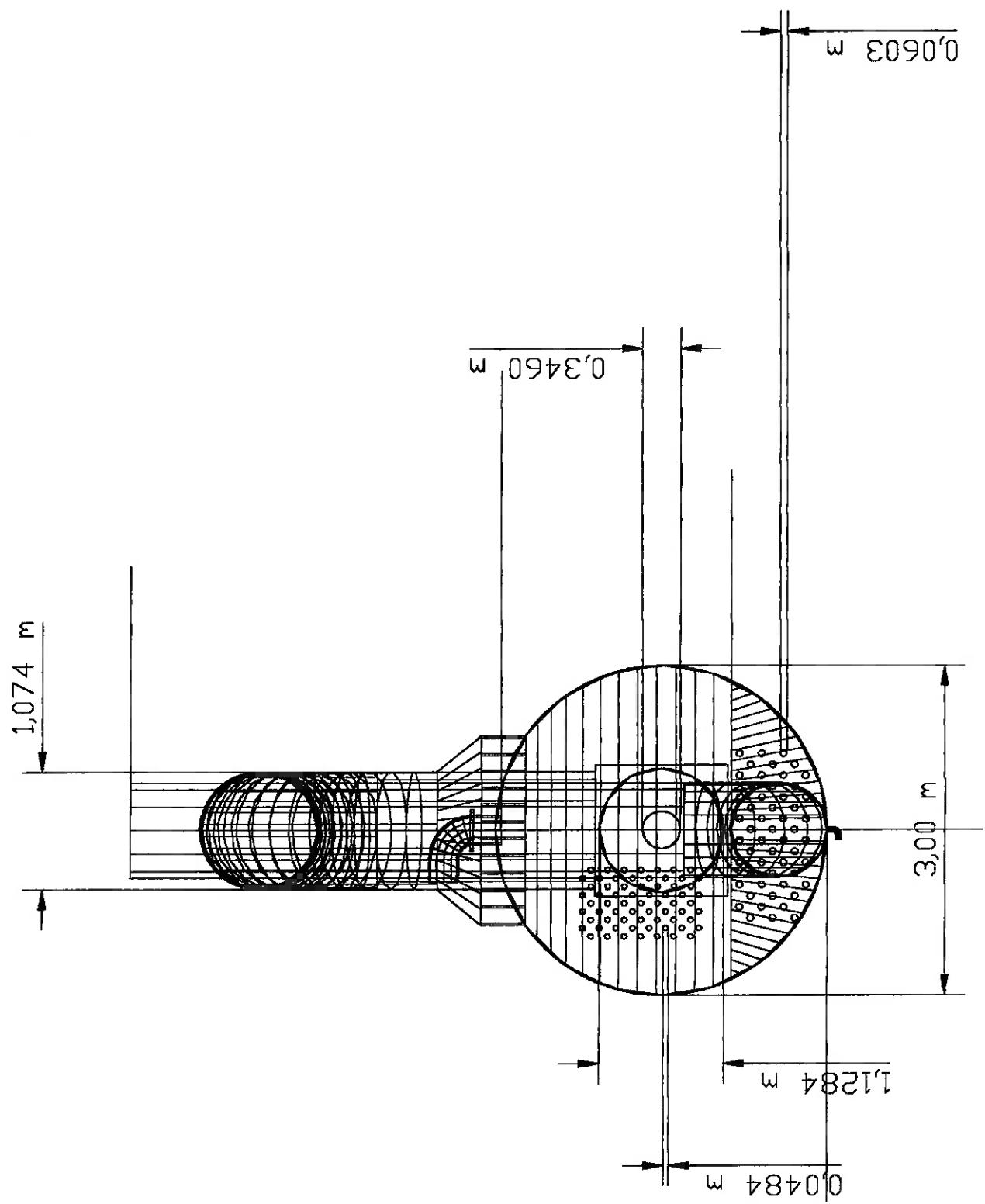
VISTA FRONTAL.



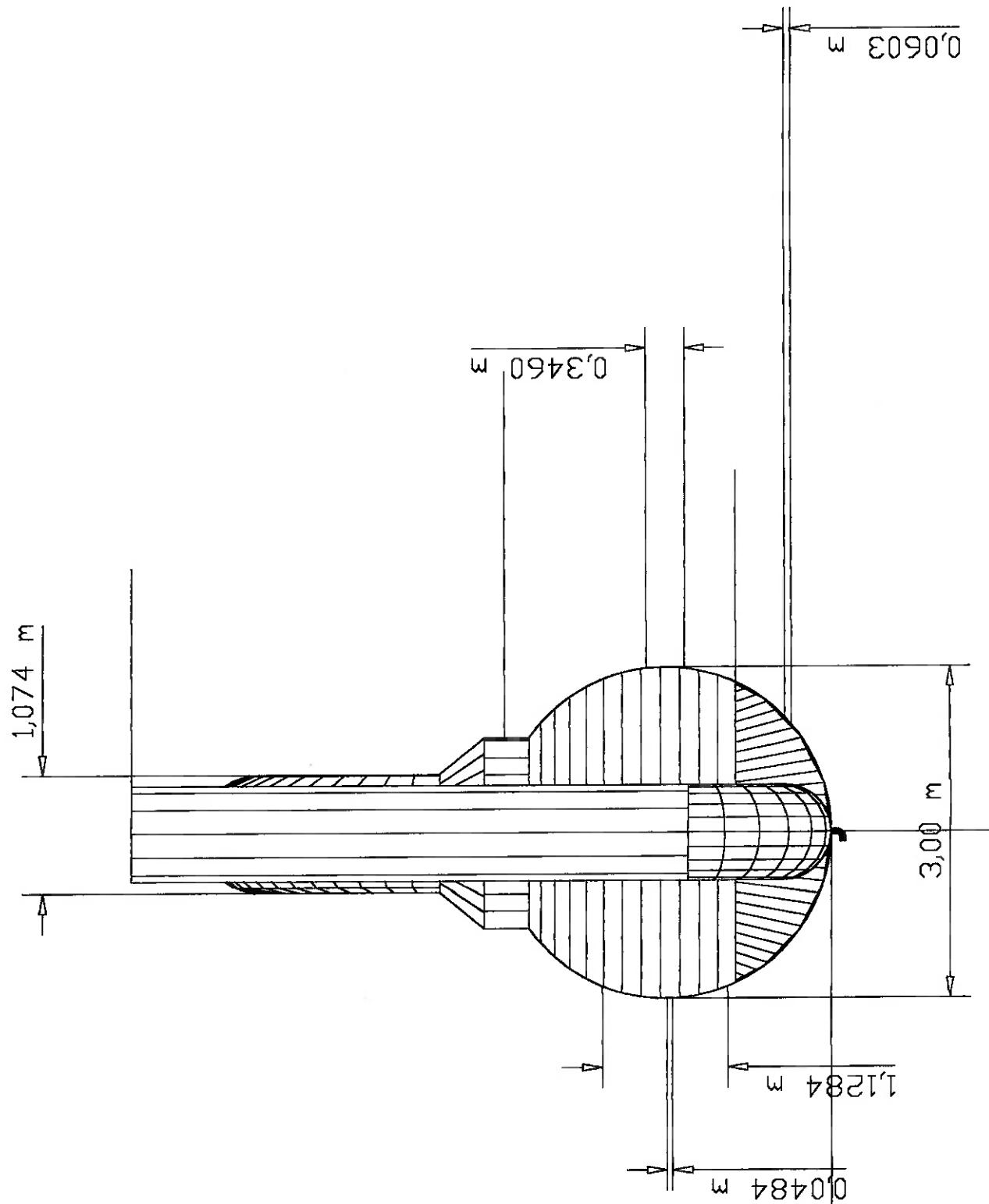
VISTA FRONTAL (com linhas escondidas).



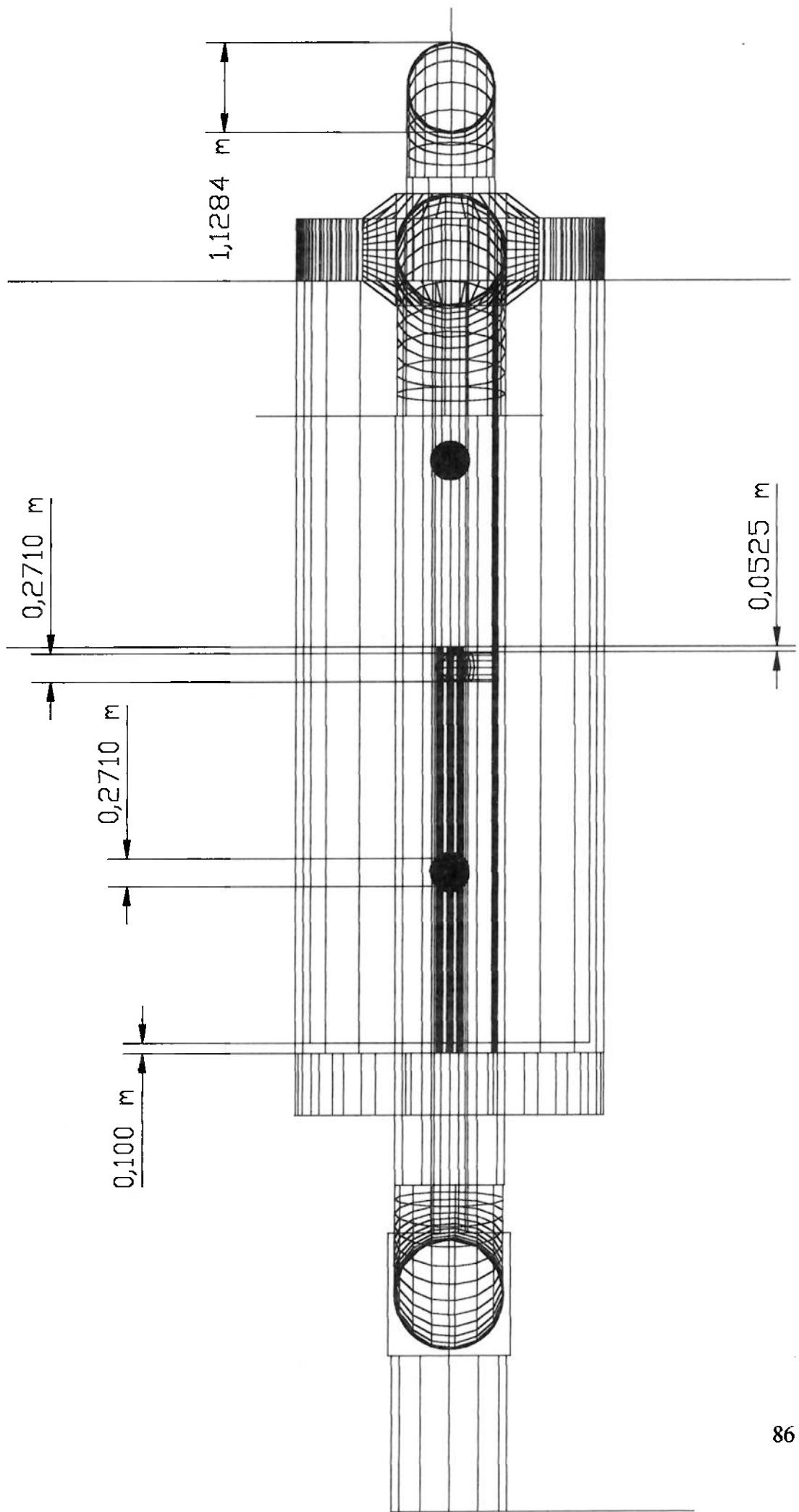
VISTA LATERAL DIREITA.



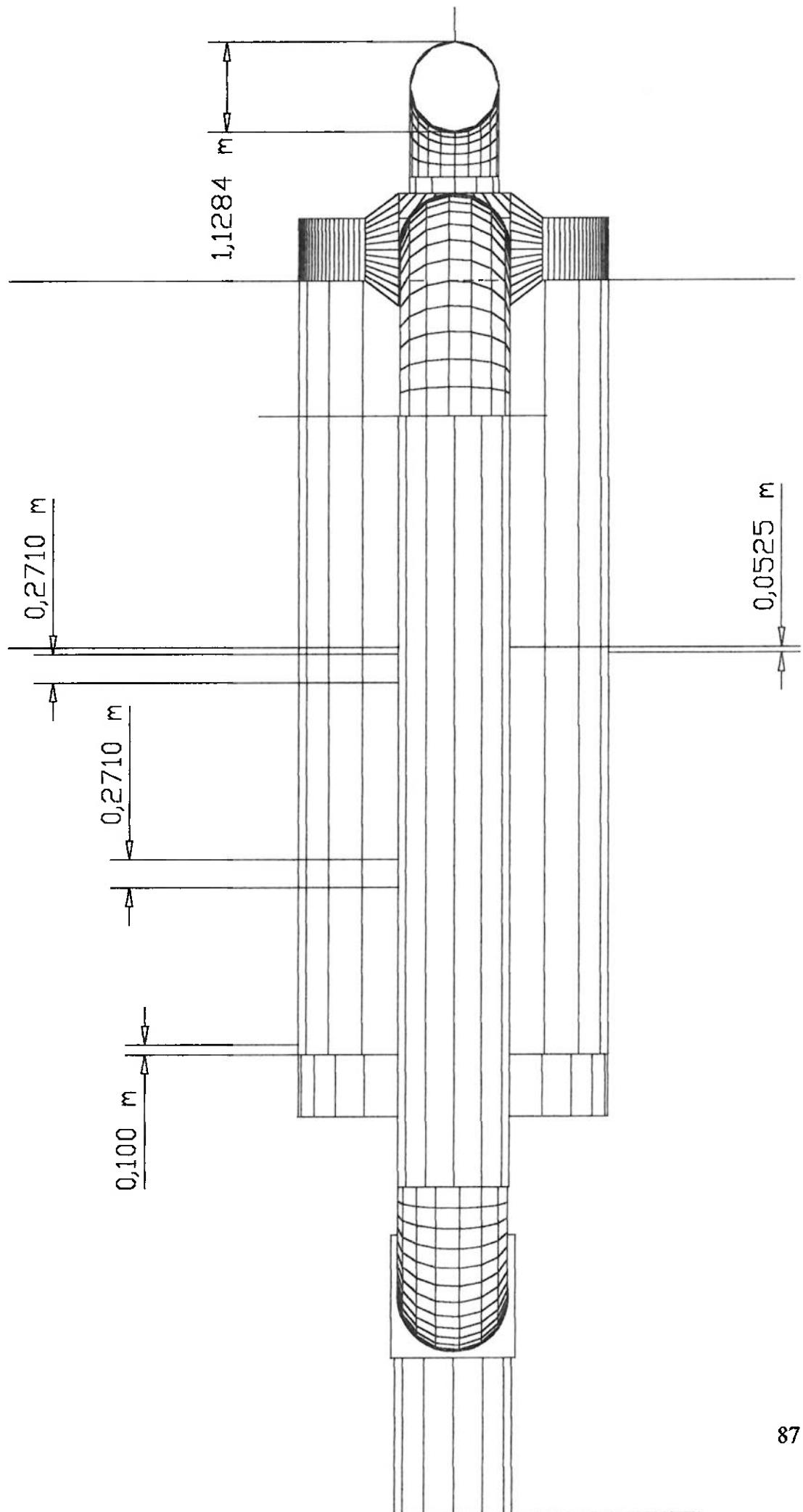
VISTA LATERAL DIREITA (com linhas escondidas).



VISTA SUPERIOR.



VISTA SUPERIOR (com linhas escondidas).



XIII - Bibliografia.

- GANAPATHY, V.; Waste Heat Boiler - Desk Book; Editora The Fairmont Press; 1991.
- PERA, Hildo; Geradores de Vapor; 2º Ed.; Editora Fama; 1990.
- GRIFFITHS, J. F. & BARNARD, J. A.; Flame and Combustion; 3º Ed.; Editora Blackie Academic & Professional; 1992.
- SILVA, Prof. Dr. Remi B.; Manual de Termodinâmica e Transmissão de Calor; 2º Ed.; Editora de Livros e Publicações do Grêmio Politécnico; 1968.
- IDEL'CIK, I. E., Memento des Pertes de Charge; 1º Ed.; Editeur Paris; 1960.
- INCROPERA, Frank P. & WITT, David P.; Fundamentals of Heat and Mass Transfer; 3º Ed.; Editora John Wiley & Sons; 1990.
- VAN WYLEN, Gordon J. & SONNTAG, Richard E., Fundamentos da Termodinâmica Clássica; 3º Ed.; Editora Edgard Blücher; 1993.
- STOECKER, Wilbert F. & JONES, Jerold W.; Refrigeração e Ar Condicionado; Editora McGraw-Hil do Brasil; 1985.
- OLIVEIRA, Carlos Alberto de; Caldeira de Recuperação de Fluxo de entalpia; Universidade de São Paulo; Trabalho de Formatura; 1982.
- GLASSMAN, Irvin, Combustion.