

2172356

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO

PERFORMANCE DE CALDEIRA A BAGAÇO DE CANA

AUTOR - MARCELO BELLODI

ORIENTADOR - PROF. DR. HILDO PERA

1984

SUMÁRIO

Como se sabe, principalmente após a segunda crise do petróleo ao final da década de 70, a indústria passou a procurar fontes alternativas de energia em substituição aos derivados de petróleo.

Nesta procura, o álcool alcançou no Brasil significativo êxito substituindo a gasolina nos motores à combustão interna em veículos. Isto gerou uma expansão muito grande no setor alcooleiro, com as usinas que já produziam álcool duplicando suas capacidades e com novas destilarias sendo implantadas.

Novas caldeiras a vapor queimando bagaço de cana foram então instaladas para suprir o aumento na demanda de energia. Outras - caldeiras que antes queimavam óleo combustível foram adaptadas para queima do bagaço de cana e muitas indústrias também passam agora a - adaptarem suas caldeiras a esse combustível comprando o excedente de bagaço das usinas mais próximas.

Foi dentro deste contexto, da crescente importância dada à economia e máximo aproveitamento dos combustíveis consumidos na indústria, que tomei a iniciativa de desenvolver este trabalho.

A preocupação com a eficiência não se dá só no projeto da caldeira, mas também durante sua operação, onde um conjunto de parâmetros que podem ser medidos, nos indicam se a caldeira está alcançando em operação, a eficiência para a qual foi projetada.

É na observação e medição destes parâmetros e consequente - determinação da eficiência térmica da caldeira, com conclusões a respeito desta, que se concentram os objetivos deste trabalho.

Para cálculo de performance foi escolhida uma caldeira de 80 tvh de capacidade de uma usina de açúcar da região Norte do Estado de São Paulo (Usina Santa Adélia).

Espero que o trabalho apresentado a seguir alcance os objetivos propostos e que possa servir como roteiro àqueles que pretendem realizar outros da mesma natureza.

ÍNDICE

- 1 - INTRODUÇÃO
- 2 - DESCRIÇÃO DO EQUIPAMENTO EXISTENTE
 - 2.1 - Componentes principais da caldeira
 - 2.2 - Princípio de funcionamento
 - 2.3 - Características funcionais
 - 2.4 - Características construtivas
 - 2.5 - Descrição geral dos principais componentes da caldeira
 - 2.6 - Descrição geral dos equipamentos auxiliares
 - 2.7 - Instrumentação e controle da caldeira
- 3 - CÁLCULOS PARA VERIFICAÇÃO DO EQUIPAMENTO SEGUNDO PROJETO EXISTENTE
 - 3.1 - Consumo de combustível
 - 3.2 - Volume dos fluidos
 - 3.3 - Volume da câmara de combustão
 - 3.4 - Área de suporte do combustível
 - 3.5 - Superfície irradiada
 - 3.6 - Balanço térmico
 - 3.7 - Superfície de troca de calor
- 4 - ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DO EQUIPAMENTO EM OPERAÇÃO
 - 4.1 - Avaliação das perdas
 - 4.2 - Medições
 - 4.3 - Cálculos da eficiência térmica
- 5 - ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DOS COMPONENTES DO SISTEMA
 - 5.1 - Vazões, pressões - depressões e consumo de energia dos ventiladores
 - 5.2 - Vazão, pressão, temperatura e consumo de energia da bomba d'água

5.5 - Natureza das cinzas coletadas nos captadores existentes ao longo do circuito dos gases até a chaminé.

6 - CONCLUSÕES

7 - BIBLIOGRAFIA

ANEXOS

ANEXO I - ÁBACOS E TABELAS

ANEXO II- DESENHOS

1 - INTRODUÇÃO

Como principal fonte de calor para a produção do açúcar e do álcool o bagaço de cana assume em nossos dias uma posição de maior importância. Entre as muitas razões que justificam a otimização, na utilização do bagaço como combustível, destacamos as seguintes:

- redução do consumo de combustíveis adicionais, como lenha e óleo, frequentemente empregados para atender picos de carências de vapor na produção e refinação do açúcar, bem como na destilação do álcool.

- armazenar maiores sobras, de modo a possibilitar, numa perspectiva nova, a destilação do álcool nos períodos de entre-safra, com menores dispêndios de combustíveis adicionais.

- aumentar as sobras para sua comercialização, como matéria-prima para industrialização e como fonte alternativa de combustível.

Nesses últimos vinte anos um grande avanço é constatado - no projeto dos geradores de vapor que utilizam o bagaço. Novos sistemas de queima foram introduzidos, assim como alguns outros recuperadores de calor foram adotados, e no contexto, a conquista de maior flexibilidade, aumento na capacidade, mais alta eficiência e menores interrupções durante a operação.

No Brasil, de alguma forma, esse avanço também se vem observando embora mais lentamente, natural consequência das poucas exigências do próprio mercado, que sempre aceitou os projetos apresentados pelos mais tradicionais fabricantes nacionais.

Na década de 30 à 40 as caldeiras fogotubulares horizontais eram substituídas por caldeiras aquotubulares de câmaras seccionais e tubos retos inclinados. Segue-se a fase das caldeiras aquotubulares de tubos curvos, tipo Stirling. Todas com fornalhas tipo Ferradura, Celta e Ward.

Em 1957 era instalada no Brasil a primeira caldeira de grelha basculante com espargedores para bagaço. Os primeiros distribuidores pneumáticos de bagaço para grelhas basculantes aparecem em

1977.

A queima do bagaço em suspensão, por alimentação pneumática tangencial e turbulência de ar na fornalha são as mais recentes novidades. Caminhamos para outros meios de otimização como por exemplo a pré-secagem do bagaço aproveitando-se os gases efluentes desperdiçados.

Devido a essa grande variedade em aspectos construtivos, achei por bem antes de proceder ao cálculo da eficiência térmica da caldeira escolhida, apresentá-la com suas características principais que certamente são de grande importância nos cálculos de eficiência.

O capítulo 2 dentro deste propósito enumera os principais componentes da caldeira, descreve seu princípio de funcionamento e apresenta suas características funcionais e construtivas. Como a instrumentação e controle da caldeira é também de grande utilidade na sua rotina de operação e contribue efetivamente para detecção de anomalias, este item aparece de forma resumida complementando o capítulo.

Para efeito de comparação do equipamento em operação com os resultados obtidos da teoria segundo dados do projeto existente, o capítulo 3 apresenta os cálculos das principais características que implicam na eficiência e dimensionamento da caldeira como: consumo de combustível, volume dos fluidos, volume da câmara de combustão e áreas de troca de calor. Traz também o balanço térmico da caldeira, que é de suma importância para uma boa visualização quantitativa das trocas térmicas ao longo do circuito dos gases desde a câmara de combustão até a saída pela chaminé.

Para que ficasse bem determinada a natureza das perdas num gerador de vapor, estas foram subdivididas e comentadas em separado, no capítulo 4. Ainda neste capítulo segue-se a listagem de dados das medições feitas no equipamento em operação e posteriormente o cálculo da eficiência térmica propriamente dito.

Tão importante quanto a própria caldeira são alguns de seus

acessórios como ventiladores, exaustores e bombas d'água.

A performance destes está avaliada no capítulo 5 e pode quando comparada com os valores nominais de performance estimados pelo projeto dar uma idéia geral das condições de operação e manutenção da caldeira.

A qualidade das cinzas coletadas em captadores ao longo do circuito dos gases também é um aspecto operacional relacionado a eficiência e está incluído no capítulo 5.

As considerações a respeito dos resultados obtidos no equipamento em operação comparados com os estimados pelo projeto além de aspectos operacionais e de manutenção relacionados à eficiência formam o capítulo 6 e completam o trabalho.

2 - DESCRIÇÃO DO EQUIPAMENTO EXISTENTE

2.1 - COMPONENTES PRINCIPAIS DA CALDEIRA

- Tubulões de vapor e água
- Partes internas dos tubulões
- Tubos geradores interligando os tubulões
- Tubos de circulação d'água
- Pannel de tubos da fornalha
- Estruturas para escadas e plataformas
- Invólucro da caldeira
- Escadas e plataformas de acesso
- Tubulação e válvulas dentro do limite da caldeira
- Grelha com alimentadores de bagaço
- Aparelhos de ramonagem (soprador de fuligem)
- Superaquecedor com coletor
- Dutos de ar
- Isolamento e refratário para a caldeira e dutos
- Chaminé

2.2 - PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

Antes de se detalhar as características funcionais e construtivas da caldeira bem como a descrição de seus principais componentes, faz-se necessário um breve comentário introdutório tratando superficialmente do seu princípio de funcionamento.

A caldeira foi projetada para queimar bagaço de cana.

O ar na temperatura ambiente, é insuflado pelo ventilador de ar forçado no préaquecedor de ar a gás por onde circula e se aquece.

O ar de combustão um vez preaquecido é conduzido por meio de dutos de ar devidamente isolados até a fornalha.

A ignição é dada manualmente. Os gases assim formados circulam entre os tubos da caldeira entrando em contato com a superfície de aquecimento e cedendo a maior parte do conteúdo térmico à água existente na tubulação começando então a formação do vapor, que circula nos tubos da caldeira.

O tubulão inferior está cheio d'água enquanto que o superior contém água e vapor.

O vapor do tubulão superior passa pelos filtros sendo a seguir levado para o coletor de vapor saturado fluindo daí para o superaquecedor de onde vai para a utilização.

Os gases depois de cederem parte do calor para a água e vapor na caldeira, são aproveitados no pré-aquecedor de ar à gás e por fim eliminados para a atmosfera pela chaminé.

O rendimento térmico é condicionado à quantidade de calor recuperado e aproveitado dos gases resultantes da combustão.

A produção de vapor é determinada por instrumentos adequados ou então pelo consumo de água de alimentação.

2.3 - CARACTERÍSTICAS FUNCIONAIS

2.3.1- CONDIÇÕES DE PROJETO DA CALDEIRA

Tipo.....	VU - 80 - c
Capacidade máxima contínua.....	80.000 kg/h
Pressão de projeto.....	28,0 kgf/cm ²
Pressão de vapor na saída do superaquecedor.....	21,0 kgf/cm ²
Temperatura d'água de alimentação.....	90°C
Temperatura do ar (ambiente).....	27 °C
Sistema de tiragem.....	balanceado
Número de distribuidores de bagaço.....	06
Combustível.....	bagaço de cana

2.3.2- CONDIÇÕES DO VAPOR

Capacidade.....	80.000 kg /h
Pressão (projeto).....	28,0 kgf/cm ²
Pressão (MCR).....	21,0 kgf/cm ²
Temperatura.....	300 °C

2.3.3- CONDIÇÕES D'ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO

A água de alimentação da caldeira deve ser fornecida dentro das seguintes especificações:

	Água alimentação	Água caldeira
pH (a 25°C).....	7 ~ 9	10,5 ~ 11
Oxigênio (O ₂) p.p.m.....	0,1	-
Sólidos totais dissolvidos p.p.m...	34	700
Sílica (Si O ₂₋₃) p.p.m.....	2,4	50
Fosfato (PO ₄) p.p.m.....	-	20 ~ 40
Sulfito (SO ₃) p.p.m.....	-	10 ~ 30
Dureza (ã Ca CO ₃).....	1	-
Óleos dissolvidos p.p.m.....	0	-

Nota: Descarga contínua de 5% da vazão de vapor no tubulão superior.

Para efeito de análise de performance será considerada a média das análises que são fornecidas 4 (quatro) vezes ao dia durante toda a safra que é a seguinte:

	Água Alimentação	Água Caldeira
pH.....	8,80	9,70
Sólidos totais dissolvidos p.p.m...	89,95	897,30
Sílica (Si O ₂₋₃) p.p.m.....	3,30	42,40
Fosfato (PO ₄) p.p.m.....	2,68	45,30
Sulfito (SO ₃) p.p.m.....	4,70	70,30
Dureza (ã Ca CO ₃).....	5,20	2,70
Cloretos p.p.m.....	0,69	11,60
Alc. total p.p.m.....	25,0	241,0
Alc. hidroxida p.p.m.....	4,0	47,6

2.3.4- COMBUSTÍVEL

A caldeira deve trabalhar com 100% bagaço de cana e a fim de se estabelecer a performance da unidade, a mesma será baseada no combustível com as seguintes características

Análise básica:	% em peso
- carbono fixo.....	23,8
- H ₂	3,25

- 02.....	22,0
- cinzas e nitrogênio.....	0,95
- umidade.....	48
- poder calorífico superior.....	2.255 kcal/kg
- poder calorífico inferior.....	1.780 kcal/kg

Nota: A umidade foi calculada tomando-se as médias de várias amos-
tras durante toda a safra.

2.3.5- CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO SEGUNDO PROJETO EXISTENTE

Combustível.....	bagaço de cana
Carga.....	100%
Vaporização máxima contínua (MCR).....	80.000 kg/h
Pressão na saída do superaquecedor.....	21,0 kgf/cm ₂
Pressão no corpo.....	22,7 kgf/cm ₂
Pressão de construção.....	28,0 kgf/cm ₂
Temperatura do vapor na saída do superaquecedor..	300 °C
Temperatura da água de alimentação.....	90 °C
Temperatura do ar.....	87 °C
Consumo de combustível.....	35810 kg/h
Poder calorífico superior.....	2255 kcal/kg
Poder calorífico inferior.....	1780 kcal/kg
Umidade do combustível.....	50%
Eficiência ao P.C.S.....	63.18%
Eficiência ao P.C.I.....	80,00%
Temperatura dos gases na saída do preaquecedor de ar	260 °C
Temperatura do ar na saída do preaquecedor de ar.	171 °C
Quantidade de gases na saída do preaquecedor de ar	169.510 kg/h
Quantidade de ar na saída do preaquecedor de ar..	134.068 kg/h
Perda de tiragem na fornalha.....	15,0 mm C.A.
Perda de tiragem na caldeira.....	55,0 mm C.A.
Perda de tiragem do superaquecedor.....	1,0 mm C.A.
Perda de tiragem no preaquecedor de ar.....	19,0 mm C.A.

Perda de tiragem nos dutos de gases.....	30,0 mm C.A.
Perda de pressão no preaquecedor de ar.....	15,0 mm C.A.
Perda de pressão no over-fire (ar-secundário)..	15,0 mm C.A.
Perda de pressão nos dutos de ar.....	40,0 mm C.A.
Excesso de ar.....	30%
CO ₂ na saída da caldeira.....	17,7%

2.4 - CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS

2.4.1- CALDEIRA

2.4.1.1 - Geral

Tipo.....	VU-80-C
Superfície de aquecimento.....	1.741 m ² (for- nalha e Boiler Bank)
Pressão de projeto.....	28,0 kgf/cm ²

2.4.1.2 - Corpo

	Superior	Inferior
Material	A-515-70	A-515-70
Raio interno da parte lisa	695,75mm.	463,45 mm
Raio interno da parte perfurada	686 mm	457,2 mm
Espessura da chapa na parte lisa	25 mm	19 mm
Espessura da chapa na parte perfurada	44,5 mm	31,5 mm
Espessura das calotas	25,0 mm	19 mm
Diâmetro dos manholes	405 mm	405 mm
Quantidade dos manholes	02	02
Comprimento do corpo	9552,8 mm	9224,8 mm
Peso do corpo	11.500 kg	5.205 kg

2.4.1.3.- Tubos do Boiler Bank

a) Especificação

Diâmetro externo	2"
Espessura	2,8 mm
Material	A-178-A
Quantidade	1.106

b) Método de ligação aos corpos

Tubos mandrilhados e soldados para selagem

c) Passo dos tubos

Direção transversal ao fluxo dos gases: 101,6 mm

Direção paralela ao fluxo dos gases: 133,3 mm

2.4.1.4.- Tubos da parede lateral do Bank

a) Especificação

Diâmetro externo.....	3"
Espessura.....	3,3 mm
Material.....	A-178-A
Quantidade.....	38

2.4.2 - FORNALHA

2.4.2.1- Tubos das paredes laterais

Diâmetro.....	3"
Espessura.....	3,3 mm
Material.....	A-178-A
Quantidade.....	108

2.4.2.2.- Tubos da parede frontal, traseira e teto

Diâmetro.....	3"
Espessura.....	3,3 mm
Material.....	A-178-A
Quantidade.....	79

2.4.2.3.- Coletores da fornalha

a) Coletor superior da parede lateral

Diâmetro externo.....	219 mm
Espessura.....	20,6 mm
Material.....	A-106-B
Quantidade.....	02

b) Coletor inferior da parede lateral, frontal e traseira

Diâmetro externo.....	273 mm
-----------------------	--------

Espessura.....	25,4 mm
Material.....	A-106-B
Quantidade.....	01 (02)*

* Coletor inferior da parede lateral

2.4.3 - TUBULAÇÃO DE INTERLIGAÇÃO

2.4.3.1.- Tubulação de circulação de vapor

a) Especificação

Diâmetro externo.....	114,3 mm
Espessura.....	6,0 mm
Material.....	A-106-B
Quantidade.....	16

b) Método de ligação

Os tubos são ligados aos corpos e aos coletores com solda de topo

2.4.4 - SUPERAQUECEDOR

2.4.4.1.- Elementos do superaquecedor

Diâmetro externo.....	47,6 mm
Espessura.....	4,5 mm
Material.....	A-213-T11
Quantidade.....	39 conjuntos

2.4.4.2.- Coletor de saída

Diâmetro externo.....	273 mm
Espessura.....	21,4 mm
Material.....	A-106-B
Comprimento.....	9.320 mm
Quantidade.....	01

2.4.5 - INVÓLUCRO DA CALDEIRA

O invólucro é de tijolo refratário

2.4.6.- CHAMINÉ

Quantidade.....	01
Diâmetro interno da base.....	5.500 mm

Diâmetro interno do topo.....	2.200 mm
Altura.....	25.000 mm

a) Chapas:

Espessura.....	1/4". 3/8"
Material.....	A-283-C

2.4.7.- DUTOS DE AR, GÁS E DISTRIBUIÇÃO DE BAGAÇO

2.4.7.1. - Dutos de ar

Construção: Soldado com reforços internos e externos

Tipo.....	chapa
Material.....	Q. C.
Espessura.....	1/8"

2.4.7.2. - Duto de gás

Tipo.....	chapa
Material.....	Q. C.
Espessura.....	4,7 mm; 6,3mm

2.4.7.3. - Duto de distribuição de bagaço

Tipo.....	chapa
Diâmetro.....	387 mm
Material.....	Q. C.
Espessura.....	3,4 mm

2.4.8.- REFRATÁRIO E ISOLANTES DA CALDEIRA

2.4.8.1. - Tijolo refratário

Material.....	Al ₂ O ₃ , SK-32
Aplicações.....	chicanas do Bank, parede interna do Bank, paredes alvenaria.

2.4.8.2. - Concreto refratário

Material.....	Al ₂ O ₃ , casti bar"N" ar e- quivalente
Aplicações.....	fornalha

2.4.8.3. - Cimento refratário

Material.....	Al ₂ O ₃ , placi bar "HD" ar equivalente
Aplicações.....	Assentamento de tijolos - refratários

2.4.8.4. - Placas isolantes

Material.....	vermiculite
Aplicações.....	parede tra - seira da cal deira, teto ^T do pré-aque- cedor, teto dos dutos de gás, teto dos dutos de ar - (entre pré - aquecedor e caldeira)

2.4.8.5. - Lã de rocha

Aplicações.....	Teto do tubu lão, supera- quecedor, co letor inferi or traseiro ^T da fornalha, duto de ar - (entre pré-a quecedor e caldeira), du tos de gás, - pré-aquecedor de ar, cole- tor de fuli- gem e parte ^T superior da caldeira.
-----------------	---

2.4.9.- EQUIPAMENTOS AUXILIARES

2.4.9.1 - Ventilador de ar forçado

Quantidade.....	01
Capacidade volumétrica.....	150.000 m ³ /h
Pressão estática na descarga.....	260 mm C.A.
Rotação.....	1.150 rpm
Motor.....	250 HP

2.4.9.2.- Ventilador de tiragem induzida

Quantidade.....	01
Capacidade volumétrica.....	372.000 m ³ /h
Pressão estática de sucção.....	160 mm C.A.
Pressão estática total.....	252 mm C.A.
Temperatura do gás.....	260 9C
Turbina recomendada.....	600 HP
Rotação.....	650 rpm

2.4.9.3.- Ventilador auxiliar (sopragem de bagaço)

Quantidade.....	01
Capacidade volumétrica.....	7.800 m ³ /h
Pressão estática na descarga.....	800 mm C.A.
Motor recomendado.....	40 HP
Rotação.....	3.480 rpm

2.4.9.4.- Coluna e indicador de nível

Quantidade.....	02 conjuntos
1 conjunto em cada extremidade do tubulão de vapor	
Tipo.....	vertical

2.4.9.5.- Soprador de fuligem

a) Sopradores fixos

Região de sopragem.....	Boiler Bank
Quantidade.....	04
Consumo de vapor.....	1.915 kg/h - (p/cada so- prador)
Pressão.....	10 kgf/cm ²
Temperatura.....	183,20 9C

b) Sopradores fixos

Região de sopragem.....	Pré-aquecedor de ar
Quantidade.....	04
Consumo de vapor.....	1.915 kg/h - (por soprador)

Pressão..... 10 kgf/cm²

Temperatura..... 183,20 °C

c) Sopradores retráteis

Região de sopragem..... Superaquecedor

Quantidade..... 02

Acionamento..... manual

Comprimento de sopragem..... 1.500 mm

Pressão..... 10 kgf/cm²

Consumo..... 21 kg/mm

Temperatura..... saturada

2.4.9.6.- MOTOR - VARIADOR - REDUTOR

a) Motor

Quantidade..... 06

Potência..... 3 HP

Rotação..... 1.730 rpm

b) Variador

Quantidade..... 06

Regime de funcionamento..... contínuo

Faixa de velocidade..... 0-1.620 rpm

c) Redutor

Redução..... 1:36

Potência na saída do redutor..... 2,51 HP

2.4.9.7.- Válvulas e acessórios da caldeira: vide fluxograma geral da caldeira

2.4.9.8.- Válvulas, manômetros, termômetros, filtros e purgadores serão omitidas especificações a menos que necessárias, para cálculos de performances e rendimentos.

2.5 - DESCRIÇÃO GERAL DOS PRINCIPAIS COMPONENTES DA CALDEIRA

2.5.1. - EVAPORADOR

2.5.1.1.- CONSTITUIÇÃO

O evaporador da caldeira propriamente dito, consiste de um tubulão de vapor, um tubulão de água e um feixe tubular de 50,8 mm, seccionado por duas chicanas, por entre as quais flui o gás de combustão.

Quatro assentos para a instalação dos sopradores de fuligem estão colocados nos tubos da caldeira.

A parede lateral do bank da caldeira é construída de painéis de tubos de diâmetro 76,2 mm, vedados por meio de uma parede de tijolos refratários.

2.5.1.2.- CIRCULAÇÃO D'ÁGUA

A circulação no evaporador se realiza através das paredes laterais do bank e uma parcela pelos tubos traseiros que conduzem o fluido do tubulão de vapor ao tubulão de água.

Os tubos dianteiros do "boiler bank" reconduzem a mistura ao tubulão de vapor.

A circulação na fornalha se processa através dos coletores e tubos de fornalha no sentido ascendente, ou seja, do tubulão d'água a mistura água e vapor passa ao coletor inferior por onde ascende através do tubo da fornalha até os coletores superiores da fornalha e daí conduzido ao tubulão de vapor através dos tubos de circulação de vapor.

2.5.2. - INTERNOS DO TUBULÃO SUPERIOR

2.5.2.1.- SEPARADOR DE VAPOR

O tubulão superior da caldeira foi projetado para proporcionar uma adequada capacidade de armazenamento de vapor e minimizar a flutuação do nível d'água em consequência das variações repentinas na demanda de vapor.

A mistura de vapor e água entra no corpo superior pelos tubos de ascensão, tubos de "boiler bank" e é cole-

tada no tubulão superior numa câmara formada pelos painéis de chicana vertical, onde é feita a separação primária de vapor e água. A maioria das gotículas d'água caem após o impacto e passam pelo fundo dos painéis misturando-se com a água de alimentação que entra antes de descer pelos tubos traseiros da caldeira. Uma parte da água é purgada através dos tubos de descarga contínua para diminuir a concentração dos sólidos.

O vapor e uma pequena quantidade de água escapam pela parte superior dos painéis e passam para a parte principal do corpo. Daí o vapor saturado úmido sobe e passa através das telas primárias onde a maioria d'água é eliminada.

A seguir a vapor passa pelos filtros de secagem constituído de diversas camadas de telas, onde a última porção residual d'água é removida. Essa água retorna pelo tubo de drenagem para a parte inferior do corpo.

2.5.2.2.- TUBO DE ALIMENTAÇÃO D'ÁGUA

O tubo de alimentação d'água ocupa toda extensão do tubulão de vapor, por onde passa a água que é injetada através de pequenos furos localizados uniformemente ao longo de todo o tubulão.

Um tubo duplo é adaptado na conexão entre o tubo de alimentação d'água e o tubulão, procurando-se eliminar a tensão térmica ocasionada pela diferença de temperatura entre a água de alimentação e a água da caldeira.

2.5.3. - FORNALHA DE PAREDES D'ÁGUA

2.5.3.1.- CONSTRUÇÃO DAS PAREDES

A fornalha da caldeira é do tipo balanceada e formada de paredes d'água, constituída de painéis de tubos vedados por intermédio de tijolos refratários.

As paredes d'água são compostas das paredes laterais, frontal traseira e teto.

Os tubos das paredes laterais são interligados a coletores dotados de conexões para inspeção.

A ligação dos tubos aos coletores é feita através de soldagem da ponta dos tubos.

Os tubos da parede frontal e teto são mandrilados no tubulão de vapor.

2.5.3.2.- MONTAGEM

O acabamento externo das paredes da fornalha da caldeira consiste de um invólucro de chapa de alumínio com 0,8 mm de espessura tipo trapezoidal.

O espaço entre o invólucro e a parede dos tubos é preenchido com placas de lã mineral, reforçada em ambos os lados com tela de arame, e tijolos refratários para permitir perfeita estanqueidade à fornalha.

As placas são presas às paredes por meio de pinos de fixação.

2.5.4. - SUPERAQUECEDOR

2.5.4.1.- CONSTRUÇÃO

A caldeira contém um superaquecedor tipo Spaced.

O superaquecedor é do tipo não drenável pendente, com respectivo coletor de saída e acessórios.

A superfície total de aquecimento do superaquecedor é de 90 m².

Os tubos do superaquecedor são conectados diretamente ao tubulão de vapor.

O vapor flui através dos tubos do superaquecedor ao coletor de saída, e posteriormente ao processo.

2.5.4.2.- PROTEÇÃO E CONTROLE

Os elementos do superaquecedor devem ser protegidos -

convenientemente contra elevação excessiva da temperatura, principalmente, durante o períodos que não há demanda suficiente de vapor, como na partida ou parada da caldeira.

Durante este período, deve-se regular o fluxo no superaquecedor, controlando-o através de drenos coletores e tubulação principal do vapor.

Uma válvula de segurança no coletor de saída do superaquecedor, regulada para pressão abaixo da abertura da válvula de segurança do corpo, é um outro meio de proteção; assegurando um fluxo ideal através do superaquecedor, caso a demanda de vapor caia repentinamente.

A taxa de combustão deve ser controlada para manter uma temperatura de no máximo 382 °C dos gases que deixam a fornalha.

Isto pode ser feito, utilizando-se um termopar de prova, inserido no topo da fornalha, próximo ao arco defletor da parede traseira, onde os gases alcançam os elementos.

2.5.5.- PREAQUECEDOR DE AR A GÁS TUBULAR

A função do preaquecedor de ar a gás tubular é a recuperação e aproveitamento do calor sensível contido no gás de exaustão na saída da caldeira, mediante a troca térmica entre o gás e o ar de combustão

Composto de uma seção de feixe tubular, a troca térmica se processa entre o gás de exaustão fluindo internamente ao tubo e o ar de combustão que flui na parte externa aos tubos.

2.6 - DESCRIÇÃO GERAL DOS EQUIPAMENTOS AUXILIARES

2.6.1.- VENTILADOR DE AR FORÇADO (FDF)

Ventilador centrífugo de aspiração dupla.

Rotor duplo com pás inclinadas para trás com uma configuração aerodinâmica para permitir altos rendimentos. O ventilador é dotado de registros radiais, adaptados, nas bocas aspirantes para permitir a regulagem da vazão do ar, providos de telas metálicas de proteção. Características técnicas: ver ítem 2.4.9.1.

2.6.2. - VENTILADOR DE TIRAGEM INDUZIDA (IDF)

Ventilador centrífugo de dupla aspiração

Rotor de palhetas curvadas e inclinadas para trás, em perfil radial.

O ventilador é dotado de caixa de aspiração, executada em chapa de aço reforçada com perfilados, bem como de registros veneziana radiais para regulagem do ar sem estrangulamento, permitindo economia no consumo de força no regime, com volume reduzido de ar.

Características técnicas: ver ítem 2.4.9.2.

2.6.3. - VENTILADOR AUXILIAR

Ventilador centrífugo de aspiração simples

Rotor de palhetas curvadas e inclinadas para trás, em perfil radial.

O ventilador é dotado de registro radial adaptado na boca aspirante para permitir a regulagem da vazão de ar.

Características técnicas: ver ítem 2.4.9.3.

2.7 - INSTRUMENTAÇÃO E CONTROLE DA CALDEIRA

2.7.1. - Os sistemas de controle automático para esta caldeira, fornecidos pela CBC consistem apenas do controle de nível realizado a três elementos. No entanto, a caldeira está operando atualmente também com controle automático da combustão.

O controle automático da combustão foi projetado e desenvolvido pela "copersucar" e instalado em conjunto

com a "Usina Santa Adélia".

Para controle e supervisão de operação está montado um quadro com instrumentos indicadores dos principais parâmetros de controle de nível d'água, condições de vapor, etc.

2.7.2. - SISTEMA DE CONTROLE DE VAZÃO DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO

2.7.2.1.- GENERALIDADES

É importante manter constante o nível de água no tubulão sob qualquer carga a fim de assegurar a operação da caldeira.

Um nível excessivamente alto causa o "Priming", enquanto que nível perigosamente baixo afeta a circulação de água e poderá afetar os tubos da caldeira, causando danos térmicos.

O nível de água no tubulão de separação de vapor é decidido pela quantidade de bolhas no tubulão de água.

No aumento súbito de demanda de vapor, a pressão do tubulão diminuirá, causando a auto-evaporação e, como resultado, aumenta a quantidade de bolhas na água do tubulão. Desta forma, a medição de nível d'água no tubulão aumentará transitoriamente para, então diminuir na proporção da diferença entre o fluxo de água e o fluxo de vapor.

Este fenômeno é denominado "Reação Inversa" do nível de água do tubulão.

2.7.2.2.- CONTROLE DE NÍVEL

Para o sistema de controle de nível de água da caldeira foi adotado o sistema denominado de "três elementos" isto é, com informações de vazão de vapor, água e o nível da água ao tubulão.

O sinal de saída do transmissor de vazão de vapor, o si-

nal de saída do transmissor de vazão de água e o sinal de saída da estação manual são computados e o sinal resultante será o "set-point" para o controlador de nível que irá receber o sinal do transmissor de nível - comparando-o com o set-point e irá enviar o sinal para a válvula de controle de vazão de água.

A vantagem do sistema de "três elementos" é a seguinte: quando ocorrer variação da carga (mudança no fluxo de vapor), o reajustamento no controle de nível é realizado pela diferença entre o fluxo do vapor e o fluxo de água de alimentação, ainda antes mesmo de ser detectado a mudança de nível de água no tubulão. Desta forma compensa-se a característica de resposta inversa ao nível do corpo.

2.7.2.3.- MALHA DO NÍVEL DO CORPO

Antes que o sistema possa ser colocado em automático - são exigidas as seguintes condições.

- Pressão do corpo da caldeira na pressão de operação.
- Nível do corpo ajustado próximo do "N.W.L." ("Nível normal da água").
- Fluxo de água ajustado ao fluxo de vapor

Quando estas condições estiverem satisfeitas, o sistema pode ser colocado em automático.

- Fazer coincidir set-point para a indicação do nível do corpo, movendo o controle manual. Feito isto, colocar o controle de nível do corpo em automático.

É desejável que estas operações de transferência sejam feitas sob um fluxo de vapor estável.

2.7.2.4.- ALARMES

Para indicação de situação anormal, está sendo utilizado uma unidade de alarmes visual com sirene instalada,

no frontal do painel de controle.

Para ocorrência de alarmes é necessário que existam as seguintes anormalidades

- Nível de água no tubulão baixo (-100 mm)
- Nível de água no tubulão alto. (+100 mm)
- Nível de água no tubulão perigoso (-150 mm)
- Pressão do vapor alta (27 kgf/cm^2)
- Pressão do vapor baixo (25 kgf/cm^2)

2.7.3. - SISTEMA DE CONTROLE DA COMBUSTÃO

Neste ítem será apresentado de maneira resumida, o controle da combustão da caldeira.

Esse sistema de controle não foi fornecido juntamente com a caldeira pela C.B.C., mas foi instalado por iniciativa do cliente e da Copersucar, com o objetivo de melhorar o rendimento da mesma.

Esquemas mais detalhados deste controle, para melhor, visualização e entendimento são apresentados no ítem "desenhos".

O sistema é composto de duas malhas de controle independentes. A primeira controla a pressão do vapor atuando na injeção de ar e de bagaço na fornalha. A segunda controla a pressão da fornalha atuando no registro do exaustor. Desta forma é possível proporcionar, o ar de combustão com a quantidade de combustível e ainda equilibrar a retirada dos gases.

Da linha de saída do vapor, através de um transmissor de pressão que está calibrado para a faixa de 15-30 kgf/cm^2 , envia-se um sinal pneumático (3-15 psi) a um transdutor P/I que transforma o valor de pressão em corrente de 4 a 20 mA. Esta corrente segue até um controlador e indicador eletrônico pressão (PIC) que en-

via um sinal de pulso a um moto-redutor para acionamento do registro do ventilador de ar para combustão.

Ao registro do ventilador está acoplado um transdutor, de posição que fornece sinal de realimentação para o controlador e para um circuito eletrônico de controle dos variadores eletro-magnéticos dos dosadores de bagaço. Este circuito permite ainda o ajuste da proporção, ar-combustível.

Um transmissor de pressão instalado na fornalha em conjunto com outro PIC que aciona por comando pneumático, o registro do exaustor de tiragem forçada, completa o controle da combustão de modo a termos sempre equilibrada a tiragem de gases com a variação das quantidades - queimadas.

Da maneira como foi demonstrado, fica claro que a qualquer flutuação de pressão do vapor na saída da caldeira, seja por variação de demanda ou por qualidade do combustível de entrada, corresponderá a um ajustamento por maior ou menor quantidade de ar combustível injetado e também maior ou menor tiragem de gases, sempre se mantendo a relação ótima para a combustão.

Para maior garantia de que o sistema manterá a caldeira trabalhando em torno do "set-point" desejado, os sistemas de resposta e controle são do tipo proporcional e integral.

3 - CÁLCULOS PARA VERIFICAÇÃO DO EQUIPAMENTO SEGUNDO PROJETO EXISTENTE

3.1 - CONSUMO DE COMBUSTÍVEL

Para cálculo do consumo de combustível serão considerados os seguintes dados de projeto:

Capacidade máxima contínua de geração de vapor

$$D' = 80.000 \text{ kg/h}$$

Pressão de vapor na saída do superaquecedor

$$P_v = 21,0 \text{ kgf/cm}^2$$

Temperatura do vapor superaquecido

$$T_v = 300^\circ \text{ C}$$

Temperatura da água de alimentação

$$T_h = 90^\circ \text{ C}$$

Poder calorífico inferior do combustível e sua respectiva eficiência

$$P.C.I. = 1.780 \text{ Kcal/kg}$$

$$Np.c.i. = 80,0\%$$

Seja "B", o consumo de combustível em kg/h e "Qut", o calor realmente aproveitado na geração de vapor, ou seja, aquele transmitido à água para transformá-la em vapor superaquecido vem:

$$B = \frac{Qut}{P.C.I. \cdot Np.c.i.}$$

mas, $Qut = D (h_v - h_a)$ onde:

h_v = entalpia do vapor superaquecido e

h_a = entalpia da água pré aquecida; ambas determinadas com suas respectivas temperaturas e pressões das tabelas de vapor d'água (ver tabelas vapor d'água)

$$h_v = 721,1 \text{ kcal/kg} \quad (P_v = 21,0 \text{ kgf/cm}^2 \text{ e } T_v = 300^\circ \text{ C})$$

$$h_a = 90,0 \text{ kcal/kg} \quad (T_h = 90^\circ \text{ C})$$

$$\text{então: } Qut = 80.000 (721,1 - 90,0)$$

$$Qut = 50.488.000 \text{ kcal/h} \quad e,$$

$$B = \frac{50.488.000}{1780 (0.80)}$$

$$B = \underline{35.455 \text{ kg/h}}$$

3.2 - VOLUME DOS FLUIDOS

O volume dos fluidos corresponde ao volume de ar consumido para queima do combustível.

Pode também ser incluído neste item, o volume dos gases gerados na queima do combustível.

Iniciamos calculando o volume de ar teórico necessário, que é:
$$var^t = 8,876 C + 26,443h - 3,332 o$$
, onde c, h e o são respectivamente a porcentagem em peso do carbono, hidrogênio e oxigênio do combustível em questão na base úmida.

Do item 2. 3. 4 temos : c = 23,8%

$$h = 3,25\%$$

$$o = 22,0\% \text{ então:}$$

$$Var^t = 8,876 (0.238) + 26,443 (0.0325) - 3,332 (0.22)$$

$$Var^t = 2,24 \text{ Nm}^3 / \text{kg de combustível}$$

Com isto podemos calcular o volume de ar térmico consumido por hora de operação:

$$Var^t = B \bar{var}^t$$

$$Var^t = 35.455 (2.24)$$

$$\underline{Var^t = 79.419 \text{ Nm}^3 / \text{h}}$$

De acordo com as mesmas reações que resultarem na equação para cálculo do volume de ar teórico, o volume dos gases teóricos - para cada quilograma de combustível se estabelece pela fórmula:

$$vg^t = 1.8535 C + 0,79 Var^t + (9h + w) 1,24$$

onde "w" é o teor de umidade do bagaço, expresso por sua porcentagem em peso

$$w = 48,0\% \text{ (do item 23,4)}$$

$$vg^t = 1.8535 (0.238) + 0.79 (2.24) + (9 \cdot 0.0325) + 0.48) 1.24$$

$$\underline{vg^t = 3,168 \text{ Nm}^3 / \text{kg de combustível}}$$

Da mesma forma que para o volume de ar teórico vem:

$$Vg^t = B vg^t$$

$$Vg^t = 35.455 (3,168)$$

$$\underline{Vg^t = 112.344 \text{ Nm}^3 / \text{h}}$$

Como sabemos que a caldeira trabalha com 30% de excesso de ar podemos calcular então os volumes reais de ar e de gás necessários.

Sendo "m", o excesso de ar vem:

$$\dot{m} = \text{Var}^r / \text{Var}^t \quad (m = 1,3)$$

$$\text{Var}^r = 1,3 (79.419)$$

$$\underline{\text{Var}^r = 103.245 \text{ Nm}^3/\text{h}}$$

Do mesmo modo, usando o excesso de ar "m" vem:

$$\text{Vg}^r = \text{Vg}^t + (m-1) \text{Var}^t$$

$$\text{Vg}^r = 112.344 + (1,3 - 1) (79.419)$$

$$\underline{\text{Vg}^r = 136.170 \text{ Nm}^3/\text{h}}$$

Obs:- Rosin e Fehling, mediante determinações estatisticamente registradas, estabeleceram fórmulas empíricas que fornecem valores muito aproximados para os volumes de ar e gases da combustão, em função do P.C.I. do combustível.

$$\text{Var}^t = \frac{1,01 \text{ P.C.I.} + 0,5}{1.000}$$

$$\text{Var}^t = \frac{1,01 (1780) + 0,5}{1.000}$$

$$\underline{\text{Var}^t = 2,29 \text{ Nm}^3/\text{kg}}$$

$$\text{Vg}^t = \frac{0,89 \text{ P.C.I.} + 1,65}{1.000}$$

$$\text{Vg}^t = \frac{0,89 (1780) + 1,65}{1.000}$$

$$\underline{\text{Vg}^t = 3,23 \text{ Nm}^3/\text{kg}}$$

Os valores encontrados confirmam a validade das fórmulas e nos permite recomendá-las quando um cálculo mais rápido for necessário

3.3 - VOLUME DA CÂMARA DE COMBUSTÃO

Seja "QT" o calor total desenvolvido na câmara de combustão e "Qesp" a carga específica da fornalha em kcal/m³h então podemos definir o volume da câmara de combustão "Vc", como sendo:

$$V_c = QT/Q_{esp}$$

Mas $QT = \text{calor gerado pelo combustível } (q_c) + \text{calor do ar } (q_a)$

$$q_c = B. P.C.I.$$

$$q_c = 35.455 (1780)$$

$$q_c = 63.109.900 \text{ kcal/h}$$

$$q_a = \text{Var}^r C_{par} T_{ar}$$

onde: $\text{Var}^r = \text{volume do ar injetado na câmara de combustão}$ -
(calculado no ítem 3.2)

$C_{par} = \text{calor específico do ar à pressão constante.}$

Obs:- Neste caso o ar foi considerado um gás perfeito de modo que não varie seu C_p com a temperatura.

$T_{ar} = \text{temperatura do ar injetado na câmara de combustão (saída do preaquecedor)}$

$$\text{Var}^r = 103.245 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$C_{par} = 0,31 \text{ kcal/m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{ar} = 171 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Então : } q_a = 103245 \times 0,31 \times 171$$

$$q_a = 5.473.017 \text{ kcal/h}$$

$$QT = 63.109.900 + 5.473.017$$

$$QT = 68.582.917 \text{ kcal/h}$$

A carga específica é um dado de projeto

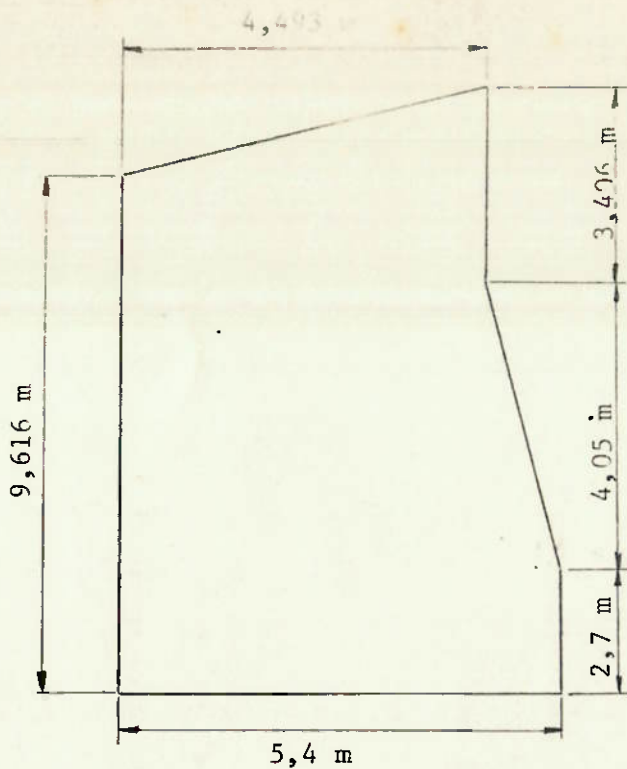
$$Q_{esp} = 248.957 \text{ kcal/m}^3\text{h}$$

$$\text{Daí vem: } V_c = \frac{68.582.917}{248.957}$$

$$V_c = 275,5 \text{ m}^3$$

Podemos através dos desenhos "Arranjo geral da caldeira (elevação e planta) determinamos o volume real da câmara de combustão e comparamos com o valor obtido a partir dos dados de projeto existente.

Esquemáticamente, a câmara de combustão pode ser representada' como abaixo:



Largura =
7,9248 m

$$V_{cr} = (9,616 \times 4,493 + \frac{4,493 \times 0,540}{2} + 0,907 \times 2,700 + \frac{0,907 \times 4,050}{2}) \times 7,9248$$

$$V_{cr} = 386 \text{ m}^3$$

3.4 - ÁREA DE SUPORTE DO COMBUSTÍVEL

A área de suporte do combustível é expressa por:

$$S_G = \frac{QT}{K}$$

Onde: QT = calor total desenvolvido na câmara de combustão
(calculado no ítem 3.3)

K = coeficiente empírico para grelha basculante = -
1.800.000 kcal/h m²

$$\text{Então: } S_g = \frac{68.582.917}{1.800.000}$$

$$S_g = 38,1 \text{ m}^2$$

Podemos comparar este valor com o valor real fornecido pelo fabricante que é 37,78 m².

3.5 - SUPERFÍCIE IRRADIADA

A superfície irradiada das fornalhas irradiadas se determina estabelecendo a área plana de todas as faces (5 proj.) e multiplicando-a pelo fator de distribuição dos tubos "ψ" dado

em ábaco anexo. O ábaco prevê todas as possíveis distribuições dos tubos.

No nosso caso teremos apenas um fator de distribuição, pois o passo " t " e o diâmetro " d " dos tubos é constante para todas as faces.

Então: $S_{irr} = \psi \text{ Sproj.}$

Onde: $S_{proj} = 2 \times \text{Área da parede lateral} + \text{Área da parede - frontal} + \text{Área da parede traseira} + \text{Área do teto.}$

$$\begin{aligned} \text{Área da parede lateral} &= (9,616 \times 4,498 + \frac{4,493 \times 0,540}{2} + \\ &0,907 \times 2,700 + \frac{0,907 \times 4,050}{2}) = 48,70 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\text{Área da parede frontal} = 7,9248 \times 9,616 = 76,20 \text{ m}^2$$

$$\text{Área da parede traseira} = 7,9248 \times 10,16 = 80,48 \text{ m}^2$$

$$\text{Área do teto} = (7,9248 \times 4,493) + (4,04 \times 0,4513) = 37,43 \text{ m}^2$$

$$\text{Sproj} = 2 \times (48,70) + 76,20 + 80,48 + 37,43 = 291,5 \text{ m}^2$$

Temos para essa caldeira: $t = 4' = 101,6 \text{ mm}$ e

$$d = 3'' = 76,2 \text{ mm}$$

$$\text{então: } - \quad \frac{t}{d} = 1,33$$

Com esse valor e sabendo que a distribuição dos tubos está' de acôrdo com a curva " C " do ábaco em anexo vem:

$$= 0,92$$

Portanto: $S_{irr} = 0,92 (291,5)$

$$\underline{S_{irr} = 268,2 \text{ m}^2}$$

3.6 - BALANÇO TÉRMICO

Para proceder o cálculo do balanço térmico da unidade geradora, vamos calcular os parâmetros necessários como temperatura, conteúdo térmico específico, superfície reduzida, etc desde a saída da fornalha até a saída do preaquecedor de ar a gás.

Iniciamos calculando a superfície reduzida

$$S_{red} = \frac{C_{irr} \times 1.000 \times S_{irr}}{4 \times V_{gF}} \quad \text{onde:}$$

C_{irr} = coeficiente de irradiação que é função do P.C.I. do

combustível e carga específica da fornalha = 2,6 (do ábaco de "constante c para combustíveis sólidos" em anexo.

$$\text{Então: } S_{\text{red}} = \frac{2,6 \times 1.000 \times 268,2}{4 \times 136.170}$$

$$S_{\text{red}} = 1,28 \text{ m}^2 \text{ h/ Nm}^3$$

O conteúdo térmico específico dos gases resulta da expressão:

$$h_o = \frac{B \times \text{P.C.I.} + \text{Var}^r \times C_{\text{par}} \times (\text{Tar} - \text{Taramb})}{V_g^r}$$

$$h_o = \frac{35.455 \times 1780 + 103.245 \times 0,31 (171 - 27)}{136.170}$$

$$h_o = 497,3 \text{ kcal/Nm}^3$$

Com os valores calculados de superfície reduzida e conteúdo térmico específico, e sabendo o excesso de ar (30%) e o P.C.I. do bagaço de cana (1780 kcal/kg), utilizamos o ábaco WD-11 em anexo e determinamos a temperatura de equilíbrio (temperatura dos gases ao saírem da fornalha para as partes posteriores do gerador = t_1)

Do ábaco WD-11 vem:

$$t_1 = 975^\circ \text{ C}$$

Para cálculo do conteúdo térmico dos gases usamos o diagrama $i - t$ para combustíveis sólidos em anexo juntamente com t_1 e o P.C.I. do combustível.

$$h_{r1} = 364 \text{ kcal/Nm}^3$$

Portanto, o calor residual se obtém pelo produto.

$$Q_{r1} = h_r \times V_g^r$$

$$Q_{r1} = 364 \times 136.170$$

$$Q_{r1} = 49.565.880 \text{ kcal/h}$$

Assim temos que o calor absorvido na câmara para gerar vapor é:

$$Q_{\text{absc}} = Q_T - Q_{r1}$$

$$Q_{\text{absc}} = 68.582.917 - 49.565.880$$

$$\underline{Q_{absc} = 19.017.037 \text{ kcal/h}}$$

O calor do vapor saturado, obtemos a parte da descarga de vapor (D) e das entalpias do vapor saturado (hvs) e da água de alimentação (ha)

$$h_a = 90 \text{ kcal/kg} \quad (T_h = 90^\circ\text{C})$$

$$h_{vs} = 669,4 \text{ kcal/kg} \quad (T_{vs} = 219,59 \text{ C}, P_{vs} = 22,7 \text{ kgf/cm}^2)$$

$$Q_{vs} = D (h_{vs} - h_a)$$

$$Q_{vs} = 80.000 (669,4 - 90)$$

$$\underline{Q_{vs} = 46.352.000 \text{ kcal/h}}$$

Com este valor e o valor do calor absorvido na câmara, podemos definir o rendimento da câmara de combustão como - sendo:

$$N \text{ c.c.} = \frac{Q_{absc}}{Q_{vs}}$$

$$N \text{ c.c.} = \frac{19.017.037}{46.352.000}$$

$$\underline{N \text{ c.c.} = 0,4103 = 41,03\%}$$

Podemos também determinar o calor a ser absorvido na passagem de saída dos gases da câmara e nos feixes do bank.

$$Q_{sv} = Q_{vs} - Q_{absc}$$

$$Q_{sv} = 46.352.000 - 19.017.037$$

$$\underline{Q_{sv} = 27.334.963 \text{ kcal/h}}$$

Para determinarmos a temperatura dos gases após a seção' de passagem em direção ao superaquecedor e consequentemente o calor retido na passagem, temos:

$$t_2 = T_{vs} + (t_1 - T_{vs}) e^{-\left(\alpha \frac{S_{pass}}{C_{pg} 4vg''}\right)}$$

Onde: t_2 = temperatura dos gases após a passagem

= coeficiente de transmissão de calor

S_{pass} = área de convecção da passagem

mas: $S_{pass} = n^\circ$ de tubos x área superficial de cada tubo

$$S_{pass} = N_t \times d_t \times h$$

onde: d_t = diâmetro externo do tubo = 3"

h = comprimento do tubo = 2,86 m

$$S_{pass} = 79 \times (3 \times 0,0254) \times 2,86$$

$$S_{pass} = 54,2 \text{ m}^2$$

$$\alpha = \frac{V_o^{0.654}}{d_t^{0.364}} \left(4,3 + \frac{2,51 t_m}{1.000} \right)$$

Onde: V_o = velocidade dos gases nas condições normais de p e t em m/s

t_m = temperatura média do gás antes e depois da passagem.

$$\text{mas: } V_o = \frac{V_g^t}{S_{esc}}$$

Onde: S_{esc} = seção de escoamento dos gases = $(7,9248 \times 2.86)$

$$- (78 \times 0,0762 \times 2,86) = 5,67 \text{ m}^2$$

$$\text{então: } V_o = \frac{112.344}{5,67 (3600)}$$

$$V_o = 5,5 \text{ m/s}$$

e $t_m = \frac{t_{sf} + t_{ef}}{2}$, onde : t_{sf} = temperatura de saída do feixe
= 960° C (adotada) t_2

t_{ef} = temperatura de entrada do feixe
= $t_1 = 975° \text{ C}$

$$t_m = \frac{960 + 975}{2}$$

$$t_m = 967,5° \text{ C}$$

$$\text{Portanto: } \alpha = \frac{(5,5)^{0,654}}{(0,762)^{0,364}} \left(4,3 + \frac{2,51 \times 967,5}{1.000} \right)$$
$$= 52,4 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{ C}$$

$$C_{pg} = 0,33 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ }^\circ \text{ C}$$

$$t_2 = 219,5 + (975 - 219,5) e^{\frac{-52,4 \times 54,2}{0,33 \times 4 \times 136.170}}$$

$$t_2 = 963,29° \text{ C}$$

Como t_2 calculado está próximo do valor adotado, podemos -
continuar o cálculo.

Usando novamente o diagrama $i-t$, com t_2 e o P.C.I. do com-
bustível temos o conteúdo térmico dos gases após a passagem.

$$hr2 = 360 \text{ kcal/Nm}^3$$

O calor absorvido na passagem é

$$Q_{absp} = Vg^r (hr - hri)$$

$$Q_{absp} = 136.170 (364 - 360)$$

$$Q_{absp} = 544.680 \text{ kcal/h}$$

O calor residual após a passagem é:

$$Qr2 = Qr1 - Q_{absp}$$

$$Qr2 = 49.565.880 - 544.680$$

$$Qr2 = 49.021.200 \text{ kcal/h}$$

Passando para o superaquecedor temos:

$$Q_{sup} = Q_{ut} - Q_{vs}$$

$$Q_{sup} = 50.488.000 - 46.352.000$$

$$Q_{sup} = 4.136.000 \text{ kcal/h}$$

O calor residual dos gases após a passagem pelo superaquecedor é:

$$Qr3 = Qr2 - Q_{sup}$$

$$Qr3 = 49.021.200 - 4.136.000$$

$$Qr3 = 44.885.200 \text{ kcal/h}$$

O conteúdo térmico após o superaquecedor pode ser dado por:

$$hr3 = \frac{Qr3}{Vg^r}$$

$$hr3 = \frac{44.885.200}{136.170}$$

$$hr3 = 329,6 \text{ kcal/Nm}^3$$

Com o valor de $hr2$, podemos novamente utilizar o diagrama $i - t$ e achar a temperatura dos gases após o superaquecedor (t_2).

$$t_3 = 894,9 \text{ C}$$

Passando para o feixe temos:

$$Q_f = Q_{vs} - (Q_{absc} + Q_{absp})$$

Onde: Q_f = calor a ser absorvido no feixe

$$Q_f = 46.352.000 - (19.017.037 + 544.680)$$

$$Q_f = 26.790.283 \text{ kcal/h}$$

O calor residual dos gases após o feixe pode então ser determinado por:

$$Q_{r4} = Q_{r3} - Q_f$$

$$Q_{r4} = 44.885.200 - 26.790.283$$

$$\underline{Q_{r4} = 18.094.917 \text{ kcal/h}}$$

O conteúdo térmico após o feixe é:

$$hr_4 = \frac{Q_{r4}}{V_g^r}$$

$$hr_4 = \frac{18.094.917}{136.170}$$

$$\underline{hr_4 = 132,9 \text{ kcal/Nm}^3}$$

Utilizando o diagrama $i - t$ temos então a temperatura após o feixe:

$$\underline{t_4 = 382^\circ \text{ C}}$$

Para o preaquecedor de ar a gás, sabemos que o calor cedido - pelo gás ao ar pode ser dado por:

$$Q_{pre} = Var^r \times C_{par} \times (T_{ar} - T_{ar,amb})$$

$$Q_{pre} = 103.245 \times 0,31 \times (171 - 27)$$

$$\underline{Q_{pre} = 4.608.857 \text{ kcal/h}}$$

O calor residual após o preaquecedor, ou seja, o calor residual dos gases que escapam pela chaminé é:

$$Q_{r5} = Q_{r4} - Q_{pre}$$

$$Q_{r5} = 18.094.917 - 4.608.857$$

$$\underline{Q_{r5} = 13.486.060}$$

Conteúdo térmico dos gases escapando pela chaminé:

$$hr_5 = \frac{Q_{r5}}{V_g^r}$$

$$hr_5 = \frac{13.486.060}{136.170}$$

$$\underline{hr_5 = 99 \text{ kcal/Nm}^3}$$

Utilizando novamente o diagrama $i - t$ obtemos a temperatura dos gases de saída do preaquecedor de ar: $t_5 = 290^\circ \text{ C}$

Para maior facilidade na interpretação e análise do balanço térmico do gerador, apresentamos na página a seguir uma tabela com os valores calculados de calor, conteúdo térmico e temperatura ao longo do circuito dos gases da fornalha até a saída para a chaminé.

3.7 - SUPERFÍCIE DE TROCA DE CALOR

Para cálculo da superfície de troca, será tomada a área da superfície irradiada multiplicada por um fator que considere a área total dos tubos em cada metro quadrado.

Sendo "t" o passo dos tubos das paredes da fornalha ($t = 4'' = 101,6 \text{ mm}$), teremos em metro quadrado de superfície irradiada $1.000/t$ tubos.

$$C = \frac{1000}{t} = \frac{1000}{101,6} = 9,84 \text{ tubos / metro}$$

$$S_{\text{troca}} = S_{\text{irr}} \times c \times d$$

onde: $d = \text{diâmetro dos tubos} = 3'' = 0,0762 \text{ m}$

então: $S_{\text{troca}} = 268,2 \times 9,84 \times 0,0762$

$$\underline{S_{\text{troca}} = 631,9 \text{ m}^2}$$

TABELA DE BALANÇO TÉRMICO

	Calor Fornecido (kcal/h)	Calor Absorvido (kcal/h)	Calor Residual (kcal/h)	Conteúdo Térmico Específico (kcal/Nm ³)	Temperatura (° C)
Calor Total (QT)	68.582.917				
Calor para gerar vapor (Q _{absc})		19.017.037			
Calor após forna_ lha			49.565.880	364	975
Calor absorvido na passagem		544.680			
Calor após a pas_sagem			49.021.200	360	963,2
Calor para super_aquecimento		4.136.000			
Calor após super_aquecedor			44.885.200	329,6	894
Calor absorvido no feixe		26.790.283			
Calor após feixe			18.094.917	132,9	382
Calor absorvido no pré-ar		4.608.857			
Calor após pré-ar			13.486.060	99	290

4 - ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DO EQUIPAMENTO EM OPERAÇÃO

4.1 - AVALIAÇÃO DAS PERDAS

As perdas de calor num gerador de vapor são as parcelas de calor do combustível alimentado na fornalha, não aproveitadas na produção de vapor:

As perdas podem ser de duas origens:

- a) perdas ocasionais; decorrentes de má operação ou deficiências de projeto ou de equipamento.
- b) perdas normais, constante de cada gerador, pré fixada pelo projeto, fazendo parte da operação do equipamento.

Na maioria dos casos, as perdas ocasionais procedem na fornalha seja por má combustão ou por queda de combustível no cinzeiro, etc.

Dada a importância da fornalha no aproveitamento do combustível dividiremos as perdas em duas partes:

- a) perdas na fornalha
- b) perda nas outras partes do gerador de vapor

As perdas na fornalha podem ocorrer:

- a.1) nas cinzas
 - a.1.1.) com o calor do próprio combustível caído no cinzeiro.
 - a.1.2.) com o calor sensível da própria cinza.
- a.2) na combustão incompleta
 - a.2.1.) representada pela fuligem arrastada através de toda a caldeira até a chaminé. São tipicamente ocasionais e próprias de fornalhas mal dimensionadas.
 - a.2.2.) representada pelos gases CO e H₂ que se desprendem na chaminé.
- a.3) perdas por irradiação. Corresponde ao calor do combustível dissipado pelas paredes do gerador de vapor. Variam de acordo com o tipo de revestimento do gerador variando desde aproximadamente 1% para caldeiras integralmente irradiadas até 0,5% em unidades fechadas com tijolos refratários e alve

naria comum ou parede d'água.

Obs:- A perda por irradiação foi incluída como perda na for
nalha pois é aí que se dá grande parte dela.

Nas outras partes do gerador temos:

b.1) perdas de calor sensível dos gases de combustão ao sai
rem para a atmosfera. São conhecidas como perdas da cha
miné. É a mais significativa e dado obrigatório de pro
jeto. Quanto maior for a temperatura de saída dos ga-
ses, tanto maior será esta perda.

A diminuição desta perda é objeto constante dos proje-
tistas de geradores de vapor. A queda da temperatura de
saída dos gases se consegue com a inclusão de apare -
lhos do tipo economizador ou pré-aquecedores de ar e
também de secadores de bagaço.

A perda de calor sensível pode ainda ser subdividida -
em:

b.1.1.) perda nos gases secos

b.1.2.) perda por umidade do bagaço.

b.1.3.) perda por umidade do ar.

b.1.4.) perda por água de formação.

b.2) completando este ítem aparecem as perdas por purgas
em alguns pontos do gerador como tubulão, válvulas, -
etc.

A perda total, que determina a eficiência do gerador'
é a somatória de todas as perdas enumeradas.

4.2 - MEDIÇÕES

Para cálculo da eficiência térmica da caldeira foram feitas me-
dições nos dias 28/08/84 e 06/09/84. As medições foram feitas
por engenheiros responsáveis pelo departamento de caldeiras da
Copersucar. Cada ítem abaixo relacionado foi obtido através de
medições em 3 horas subseqüentes.

	Unidades	Média das Me- dições em:- 28.08.84	Média das Me- dições em:- 06.09.84
Umidade do bagaço.....	%	48,85	48,00
Pol do bagaço.....	%	2,30	2,52
P.C.I. do bagaço.....	kcal/kg	1.850,8	1.889,24
P.C.S. do bagaço.....	kcal/kg	2.323,0	2.359,24
CO ₂ saída da caldeira....	%	12,8	15,0
O ₂ saída da caldeira....	%	8,10	3,76
CO saída da caldeira....	%	0,1	0,6
CO ₂ saída do pré-ar.....	%	12,8	15,0
O ₂ saída do pré-ar.....	%	8,10	5,13
CO saída do pré-ar.....	%	0,05	0,27
Pressão de operação.....	kgf/cm ²	21,0	20,1
Temperatura do vapor.....	°C	312,3	301,0
Temperatura da água de a- limentação.....	°C	116	113
Vazão de vapor.....	tvh	74,90	78,63
Temperatura dos gases na entrada direita do pré-ar	°C	340	350
Temperatura dos gases na entrada esquerda do pré-ar	°C	338	369
Temperatura dos gases na saída direita do pré-ar..	°C	298,0	292,3
Temperatura dos gases na saída esquerda do pré-ar.	°C	302,0	306,6
Temperatura do ar ambien- te.....	°C	21,0	27,3
Temperatura do ar na saí- da direita do pré-ar.....	°C	198	152
Temperatura do ar na saí- da esquerda do pré-ar....	°C	193,0	199,6
Pressão do gás na entrada do pré-ar.....	mm c.a.	-77,5	-59,3
Pressão do gás na saída - do pré-ar.....	mm c.a.	-112,5	-85,0
Pressão do ar na entrada do pré-ar.....	mm c.a.	+100	+80

Unidades	Média das Me	Média das Me	
	dições em:- 28.08.84	dições em:- 06.09.84	
Pressão do ar na saída direita do pré-ar.....	mm c.a.	+50	+45
Pressão do ar na saída esquerda do pré-ar.....	mm c.a.	+55	+30
Pressão da fornalha.....	mm c.a.	-10	- 4

Para efeito de avaliação das perdas e cálculos da eficiência térmica serão considerados os resultados obtidos em 06/09/84, pois a caldeira durante essas medições estava trabalhando em condições de demanda de vapor relativamente constante, o que facilitou a coleta de dados e os tornou mais precisos e significativos.

4.3 - CÁLCULOS DA EFICIÊNCIA TÉRMICA

Identificaremos para o gerador em questão as seguintes perdas relacionadas com aquelas mencionadas no item 4.1:

- perda por não combustão(a.2.1.)
- perda por formação de CO (a.2.2.)
- perda por radiação (a.3.)
- perda de calor sensível dos gases de combustão que será calculada subdividindo-se em quatro parcelas (b.1.)
- perda por purga (b.2.)

As perdas nas cinzas (perda a.1) não serão calculadas pois para o gerador em questão elas são consideradas desprezíveis.

- Perda por não combusto (Pnc)

Esta perda foi estimada em 50 kcal/kg de bagaço

- Perda por formação de CO (Pco)

$$P_{co} = \frac{\% CO}{\% CO_2 + \% CO} \times \frac{\% C \text{ (no bagaço)}}{100} \times 5644$$

$$\text{mas, } \% C \text{ (no bagaço)} = (1 - \frac{\% W}{100}) \times 46,4$$

onde: % W = porcentagem de umidade do bagaço = 48%

$$\% C \text{ (no bagaço)} = (1 - \frac{48}{100}) \times 46,4 = 24,128 \%$$

$$\text{então: } P_{co} = \frac{0,27}{15,0 + 0,27} \times \frac{24,128}{100} \times 5644$$

$$P_{co} = 24,08 \text{ kcal/kg de bagaço}$$

- Perda por radiação (Pr)

A perda por radiação será determinada a partir da "ABMA STANDARD RADIATION LOSS CHART" entrando-se com a vazão real de vapor, a máxima vazão contínua de projeto e o número de paredes d'água da fornalha.

$$\begin{aligned} \text{Vazão real de vapor} &= 78,63 \text{ t.v.h.} = 78.630 \times \text{hvs} = 78.630 \times 669,5 = \\ &= 52.642.785 \text{ kcal/h} = 208.912.892 \text{ Btn/h} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Máxima vazão contínua} &= 80 \text{ t.v.h.} = 80.000 \times 669,5 = \\ &= 53.560.000 \text{ kcal/h} = 212.552.860 \text{ Btn/h} \end{aligned}$$

Número de paredes d'água = 4

Com esses valores, entrando na carta em anexo vem:

$$Pr = 0,467\%$$

- Perda de calor sensível dos gases de combustão

- Perda nos gases secos (Pgs)

$$P_{gs} = W_{gs} \times C_{pg} \times (T_{sg} - T_{amb})$$

onde: W_{gs} = peso dos gases secos em kg/kg de bagaço

$$C_{pg} = \text{calor específico dos gases} = 0,24 \frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$$

$$T_{sg} = \text{temperatura de saída dos gases} = 299,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Obs:- A T_{sg} foi tomada como a média das temperaturas nas saídas esquerda e direita do pré-ar: $T_{sg} = \frac{306,6 + 292,3}{2} = 299,5 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$T_{amb} = 27,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo de W_{gs} :

$$W_{gs} = \frac{11 \times \% \text{CO}_2 + 8 \times \% \text{O}_2 + 7 \times (\% \text{CO} + \% \text{N}_2)}{3 \times (\% \text{CO}_2 + \% \text{CO})} \times \frac{\% \text{C}(\text{no bagaço})}{100}$$

$$W_{gs} = \frac{11 \times 15,0 + 8 \times 5,13 + 7 \times (0,27 + 79,0)}{3 \times (15,0 + 0,27)} \times \frac{24,128}{100}$$

$$W_{gs} = 4,01 \text{ kg/kg de bagaço}$$

então: $P_{gs} = 4,01 \times 0,24 \times (299,5 - 27,3)$

$$P_{gs} = 267,77 \text{ kcal/kg de bagaço}$$

- Perda por umidade do bagaço (Pwb)

$$P_{wb} = \frac{\% W}{100} \times (\text{hvl} - \text{hwamb})$$

onde: h_{vl} = entalpia do vapor a $0,07 \text{ kgf/cm}^2$ e à temperatura de saída dos gases ($T_{sg} = 299,5 \text{ }^\circ\text{C}$)

h_{wamb} = entalpia da água à temperatura e pressão ambiente

$$h_{vl} = 730,16 \text{ kcal/kg}$$

$$h_{wamb} = 27,3 \text{ kcal/kg}$$

$$P_{wb} = \frac{48}{100} \times (730,16 - 27,3)$$

$$\underline{P_{ws} = 337,37 \text{ kcal/kg de bagaço}}$$

- Perda por umidade do ar (P_{wa})

$$P_{wa} = (W_{wa} - W_{da}) \times (h_{vl} - h_{wamb})$$

onde: W_{wa} = peso de ar úmido

W_{da} = peso de ar seco fornecido

h_{wamb} = entalpia do vapor saturado à temperatura ambiente

mas, $W_{wa} = 1,013 W_{da}$

então: $P_{wa} = W_{da} \times (1,013 - 1) \times (h_{vl} - h_{wamb})$

$$W_{da} = 3,0358 \times \frac{\% N_2}{\% CO_2 + \% CO} \times \frac{\% C \text{ (no bagaço)}}{100}$$

$$W_{da} = 3,0358 \times \frac{79}{15,0 + 0,27} \times \frac{24,128}{100}$$

$$W_{da} = 3,7895 \text{ kg/kg de bagaço}$$

$h_{wamb} = 609,0 \text{ kcal/kg}$ (da tabela de vapor d'água em anexo para $T_{amb} = 27,3 \text{ }^\circ\text{C}$)

então: $P_{wa} = 3,7895 \times (1,013 - 1) \times (730,16 - 609,0)$

$$\underline{P_{wa} = 5,97 \text{ kcal/kg de bagaço}}$$

- Perda por água de formação (P_{wf})

$$P_{wf} = 8,936 \times \frac{\% H \text{ (no bagaço)}}{100} \times (h_{vl} - h_{wamb})$$

mas: $\% H \text{ (no bagaço)} = (1 - \frac{\% W}{100}) \times 46,4$

$$\% H \text{ (no bagaço)} = 3,328 \%$$

então: $P_{wf} = 8,936 \times \frac{3,328}{100} \times (730,16 - 27,3)$

$$\underline{P_{wf} = 209,02 \text{ kcal/kg de bagaço}}$$

- Perdas por purgas (P_p)

Esta perda foi estimada em 20 kcal/kg de bagaço ~ 2% purga contínua

Para transformarmos as perdas que foram calculadas em kcal/kg de bagaço para porcentagem em relação ao P.C.S. basta dividirmos pelo valor do P.C.S. calculado.

$$\text{Assim temos: } P_{nc} = \frac{50}{2.359,24} \times 100 = \underline{2,12 \% \text{ P.C.S.}}$$

$$P_{co} = \frac{24,08}{2.359,24} \times 100 = \underline{1,02 \% \text{ P.C.S.}}$$

$$P_{gs} = \frac{267,77}{2.359,24} \times 100 = \underline{11,35 \% \text{ P.C.S.}}$$

$$P_{wb} = \frac{337,37}{2.359,24} \times 100 = \underline{14,30 \% \text{ P.C.S.}}$$

$$P_{wa} = \frac{5,97}{2.359,24} \times 100 = \underline{0,25 \% \text{ P.C.S.}}$$

$$P_{wf} = \frac{209,02}{2.359,24} \times 100 = \underline{8,86 \% \text{ P.C.S.}}$$

$$P_p = \frac{20}{2.359,24} \times 100 = \underline{0,85 \% \text{ P.C.S.}}$$

$$P_r = \underline{0,47 \% \text{ P.C.S.}}$$

A perda total é a somatória de todas as perdas calculadas

$$P_t = \sum P_i$$

$$P_t = P_{nc} + P_{co} + P_{gs} + P_{ws} + P_{wf} + P_p + P_r$$

$$P_t = 2,12 + 1,02 + 11,35 + 14,30 + 0,25 + 8,86 + 0,85 \\ + 0,47$$

$$P_t = \underline{39,22 \% \text{ P.C.S.}}$$

Para estabelecermos a eficiência térmica (E) da caldeira basta fazermos:

$$E_{p.c.s.} = 100 - P_t$$

$$E_{p.c.s.} = 100 - 39,22$$

$$\underline{E_{p.c.s.} = 60,78\%} \text{ (referida ao PCS)}$$

Se quisermos a eficiência referida ao P.C.I. fazemos:

$$E_{p.c.i.} = E_{p.c.s.} \times \frac{P.C.S.}{P.C.I.}$$

$$E_{p.c.i.} = 60,78 \times \frac{2.359,24}{1.889,24}$$

$$\underline{E_{p.c.i.} = 75,9\%}$$

5 - ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DOS COMPONENTES DO SISTEMA

5.1 - VAZÕES, PRESSÕES - DEPRESSÕES E CONSUMO DE ENERGIA DOS VENTILADORES

Iniciamos pelo ventilador de ar forçado (FDF).

O valor da pressão foi obtido com auxílio de um tubo em "U", gradeado e com o registro radial do ventilador todo aberto e esteve em torno de 250 mm c a.

Esta pressão se refere a uma rotação de 1120 rpm registrada - por um tacômetro no eixo do ventilador. Portanto para conseguirmos a vazão correta, devemos corrigir a pressão para rotação de trabalho e depois utilizarmos a curva característica. Considerando o ar como um fluido incompressível nas condições de passagem do ventilador vem:

$$\frac{P_t}{P_c} = \left(\frac{n_t}{n}\right)^2 \quad \text{onde,}$$

P_t = pressão de trabalho = 250 mm c a;

P_c = pressão corrigida para rotação nominal;

n_t = rotação de trabalho = 1120 rpm;

n = rotação nominal = 1120 rpm;

então:

$$\frac{250}{P_c} = \frac{(1120)^2}{1200^2}$$

$P_c = 287 \text{ mm c a}$

Com este valor, temos na curva característica em anexo, uma vazão de 156.000 m³/h (Note que o ventilador é de dupla sucção).

Obs:- Foram omitidas aproximações que consideram a variação da densidade e temperatura do ar com a altitude pois para 600 m (altitude local), temos a densidade de 1,198 kg/m³ e a temperatura no momento da medição era de 22°C.

O consumo de energia foi medido com aparelho especial para este fim. Este aparelho mede a voltagem e amperagem na entrada trifásica do motor elétrico e com estes dados nos fornece a potência consumida.

A potência medida foi de 110 KW ou 147,5 HP.

Para o ventilador de tiragem induzida (IDF) foi, utilizado o mesmo procedimento de medição da pressão.

A pressão obtida foi de 435 mm c a.

Repetindo o procedimento de correção da pressão com a rotação vem:

$$\frac{P_t}{P_c} = \left(\frac{\dot{n}_t}{\dot{n}}\right)^2$$

$$\dot{n}_t = 620 \text{ rpm}$$

$$\dot{n} = 650 \text{ rpm}$$

$$P_t = 435 \text{ mm c a}$$

$$\frac{435}{P_c} = \left(\frac{620}{650}\right)^2$$

$$P_c = 478 \text{ mm c a}$$

A esta pressão, na curva característica, corresponde uma vazão de 374.400 m³/h.

A unidade que move este exaustor é uma turbina a gás e a potência consumida foi calculada tomando-se a pressão no anel externo da mesma e a área do local de entrada.

O valor obtido foi de 470 HP.

Obs:- Os cálculos para obtenção da potência não foram detalhados pois são de aspecto irrelevante em relação aos objetivos do trabalho.

Finalmente para o ventilador auxiliar (soprador de bagaço) temos: pressão medida de 785 mm c a

Com a correção vem:

$$\frac{P_t}{P_c} = \left(\frac{\dot{n}_t}{\dot{n}}\right)^2 ;$$

$$\dot{n}_t = 3400 \text{ rpm}$$

$$\dot{n} = 3480 \text{ rpm}$$

$$P_t = 785 \text{ mm c a}$$

$$\frac{785}{P_c} = \left(\frac{3400}{3480}\right)^2$$

$$P_c = 822,3 \text{ mm c a}$$

A esta pressão, na curva característica, corresponde uma vazão de 10320 m³/h.

O consumo de energia foi medido de modo análogo ao FDF e é

de 41 HP.

Obs:- As mesmas considerações a respeito das correções de densidade e temperatura feitas para o FDF valem para o IDF e ventilador auxiliar.

5.2 - VAZÕES, PRESSÕES, TEMPERATURA E CONSUMO DE ENERGIA DAS BOMBAS

Para bombeamento da água da caldeira existem duas bombas, sendo que uma delas permanece parada (stand-by) e só entra em serviço em caso de quebra ou necessidade de manutenção da outra.

São duas bombas de igual capacidade. Suas características técnicas são as listadas abaixo:

Marca.....	KSB
Modelo.....	RPKS 150 -35/2
Nº de estágios.....	2
Temperatura de operação.....	120º C
Vazão nominal.....	300 m ³ /h
Elevação nominal.....	380 m CA
NPSH requerido/disponível.....	7,5 /10m
Velocidade nominal.....	3500 rpm
Rendimento nominal.....	70%
Consumo nominal no eixo.....	567 CV
Motor recomendado.....	650 CV
Boca de entrada: diâmetro e posição.....	8"/TOP
Boca de saída: diâmetro e posição.....	6"/TOP
Diâmetro do rotor.....	320 mm
Mancais / Lubrificação.....	Rolos-esferas/óleo

Para o cálculo da vazão, usamos o dado obtido do medidor de rotações instalado no eixo da bomba e o valor da pressão medida por um manômetro instalado na linha de recalque.

Fazemos então a correção da pressão para a rotação de trabalho para podermos usar a curva característica da bomba, que foi

construída para a rotação nominal.

Sabendo que:

$$\frac{H_t}{H} = \left(\frac{nt}{n}\right)^2 \quad \text{onde,}$$

H_t = pressão de trabalho = 350 m.c.a.

H = pressão corrigida para rotação nominal;

nt = rotação de trabalho = 3250 rpm

n = rotação nominal = 3500 rpm

$$\text{vem :-} \quad \frac{350}{H} = \frac{(3250)^2}{3500}$$

$$H = 405,9$$

Com este valor, entramos na curva característica e para diâmetro de rotor de 320 mm temos a vazão de 230 m³/h.

A pressão como já foi mencionada, é de 350 m.c.c.

A temperatura também pode ser medida diretamente através de um manômetro instalado na linha de sucção próximo à bomba.

Durante a observação a temperatura esteve entre 115° C e 120° C.

Para cálculo da potência consumida, devemos novamente fazer correção para rotação de trabalho. Primeiramente entramos na curva característica de potência x rotação com a vazão de 230 m³/h calculada anteriormente. Com essa vazão, para rotor de 320 mm temos a potência consumida de 507 CV.

$$\text{Sabendo que:} \quad \frac{N_t}{N} = \left(\frac{nt}{n}\right)^3 \quad \text{onde,}$$

N_t = potência de trabalho para 3250 rpm

N = potência para 3500 rpm com vazão corrigida

$$\text{Vem:-} \quad N_t = 507 \frac{(3250)^3}{3500}$$

$$\underline{N_t = 406 \text{ CV}}$$

Devemos observar que todos os cálculos feitos até agora, consideram mínima a variação do rendimento com a rotação, o que é razoável para pequenas variações desta.

Obs:- É importante ressaltar que a bomba tratada anteriormente, cujas curvas características segue em anexo, serve às quatro (4) caldeiras em funcionamento na usina. Sendo que das outras três (3), duas produzem 50 t.v.h. e a outra 25 t.v.h.

5.3 - NATUREZA DAS CINZAS COLETADAS NOS CAPTADORES EXISTENTES AO LONGO DO CIRCUITO DOS GASES ATÉ A CHAMINÉ

Durante a safra, é feito periodicamente o controle da fuligem contida nos gases que escapam pela chaminé.

A coleta de fuligem para controle é feita em dois pontos distintos: no "cush-cush" instalado no circuito e na caixa de decantação de fuligem.

Uma amostragem de dados obtidos está listada abaixo.

Data	cush-cush			caixa decantador		
	Peso úmido (kg)	Peso seco (kg)	%w	Peso úmido (kg)	Peso seco (kg)	%w
25/08/84	232,0	15,50	93,32	146,3	24,50	83,25
26/08/84	225,8	30,66	86,42	149,1	33,32	77,65
27/08/84	221,4	16,70	92,46	143,3	23,79	83,40
29/08/84	130,0	13,18	89,86	180,9	26,49	85,34
30/08/84	180,2	24,15	86,60	156,1	23,35	85,04
01/09/84	255,3	38,73	84,83	128,7	18,41	85,70
02/09/84	211,9	27,19	87,17	106,7	15,37	85,60
03/09/84	407,8	40,09	90,17	135,5	21,01	84,49

%W média no cush-cush = 88,85%

%W média na caixa de decantação = 83,80%

Obs:- % W = (peso úmido - Peso seco) / Peso úmido

6 - CONCLUSÕES

Calculadas as perdas do equipamento em operação, podemos agora compará-las com os dados de performance antecipada oferecido pelo fabricante, juntamente com outros parâmetros da caldeira.

	Performance antecipada	Performance real
Temperatura do gás na saída da caldeira (9C).....	350	359,5
Temperatura do gás na saída do pré-ar - (9C).....	260	299,5
Perda por umidade do combustível (%PCS)	24,341	23,160
Perda por umidade do ar (% PCS).....	0,233	0,250
Perda no gás seco (% PCS).....	9,654	11,350
Perda por radiação (% PCS).....	0,400	0,470
Perda por incombustão (% PCS).....	1,000	2.120
Perda por formação de CO (% PCS).....	-	1,020
Perdas diversas (% PCS).....	1,187	0,85
Perda total (% PCS).....	36,815	39,22
Eficiência base P.C.S.....	63,18	60,78
Eficiência base P.C.I.....	80,00	75,90

Analisando-se as perdas em separado observamos que estas não diferem significativamente dos valores esperados, no entanto alguns valores como perda por incombustão, perda nos gases secos e perda por formação de CO estão ligeiramente acima do esperado contribuindo para uma eficiência mais baixa que a de projeto. Isto pode ser confirmado também através dos valores de temperatura dos gases que deixam a caldeira, que estão um pouco acima do esperado apesar de a caldeira estar trabalhando com demanda pouco inferior à de projeto nos instantes de medição.

Durante os testes, o máximo CO₂ atingido foi de 15,4 % uma vez que a caldeira não possibilitou a operação com excesso de ar menor. Entretanto caso se atingisse CO₂ de 17,7%, a eficiência correspondente seria de 78% ao P.C.I., supondo-se a não alteração do CO e temperatura dos gases em torno de 300 9C.

Conclui-se então que alguma anormalidade deve estar ocor-

rendo na câmara de combustão e portanto o fabricante deverá se pronun-
ciar a respeito das condições de combustão da caldeira, devendo esta
passar por uma inspeção geral no período de entresafra.

Sugerimos ainda que o proprietário estude a viabilidade econô-
mica e possibilidade de instalação de um secador de bagaço aproveitan-
do os gases de combustão antes de serem liberados para a atmosfera.
Isto aumentaria ligeiramente a eficiência da caldeira e consequente-
mente representaria uma economia de bagaço.

A tendência do aumento na comercialização desse combustível,
justificaria essa inovação.

7 - BIBLIOGRAFIA

- 1 - C.B.C. - Indústrias Pesadas S.A.
Manual de Instrução e Operação - Caldeira VU-80-C-1982
- 2 - Kreith, Frank
Princípios da Transmissão de Calor
Editora Edgard Blucher LTDA - 1977
- 3 - Lorenzi, Otto de
Combustion Engineering
Combustion Engineering, Inc. - USA - 1955
- 4 - Pera, Hildo
Geradores de vapor de Água (Caldeiras)
EPUSP - 1966
- 5 - The Babcock & Wilcox Company
Steam: Its Generation and Use - USA - 1955
- 6 - Van Wylen, Gordon John
Fundamentos da Termodinâmica Clássica
Editora Edgard Blucher LTDA - 1976

ANEXO I - ÁBACOS E TABELAS

A.1.2(a) Vapor de água saturado

Pressão (absoluta)	Tempe- ratura de va- poriza- ção	Volume específico		Entalpia específica			Entropia específica	
		do líquido saturado	do vapor saturado	do líquido saturado	acréscimo na vapori- zação	do vapor saturado	do líquido saturado	do vapor saturado
P	t _v	v _l	v _v	h _l	h _{l v}	h _v	s _l	s _v
kgf/cm ²	°C	m ³ /kg	m ³ /kg	kcal/kg	kcal/kg	kcal/kg	kcal/ kg°K	kcal/ kg°K
0,01	6,7	0,0010	131,6	6,7	593,3	600,2	0,0243	2,1450
0,02	17,2	0,0010	68,27	17,2	587,6	604,8	0,0612	2,0848
0,03	23,8	0,0010	46,53	23,8	583,9	607,7	0,0835	2,0499
0,04	28,6	0,0010	35,46	28,7	581,1	609,8	0,0998	2,0253
0,05	32,6	0,0010	28,73	32,5	579,0	611,5	0,1126	2,0063
0,06	35,8	0,0010	24,19	35,8	577,1	612,9	0,1232	1,9908
0,07	38,7	0,0010	20,92	38,6	575,5	614,1	0,1323	1,9778
0,08	41,2	0,0010	18,45	41,1	574,1	615,2	0,1403	1,9665
0,09	43,4	0,0010	16,51	43,4	572,7	616,1	0,1474	1,9566
0,10	45,5	0,0010	14,95	45,4	571,6	617,0	0,1538	1,9478
0,15	53,6	0,0010	10,21	53,5	566,9	620,4	0,1790	1,9139
0,20	59,7	0,0010	7,794	59,6	563,4	623,0	0,1974	1,8899
0,25	64,6	0,0010	6,321	64,5	560,5	625,0	0,2119	1,8715
0,30	68,7	0,0010	5,328	68,6	558,0	626,6	0,2241	1,8564
0,40	75,4	0,0010	4,068	75,4	553,9	629,3	0,2436	1,8328
0,50	80,9	0,0010	3,301	80,8	550,7	631,5	0,2591	1,8145
0,60	85,5	0,0010	2,782	85,4	547,9	633,3	0,2720	1,7996
0,70	89,5	0,0010	2,408	89,4	545,4	634,8	0,2832	1,7871
0,80	93,0	0,0010	2,125	93,0	543,2	636,2	0,2929	1,7762
0,90	96,2	0,0010	1,904	96,2	541,2	637,4	0,3017	1,7667
0,95	97,7	0,0010	1,810	97,7	540,2	637,9	0,3057	1,7623
1,0	99,1	0,0010	1,725	99,1	539,3	638,4	0,3095	1,7582
1,1	101,8	0,0010	1,578	101,8	537,6	639,4	0,3167	1,7504
1,2	104,3	0,0010	1,454	104,3	530,0	640,3	0,3234	1,7434
1,3	106,6	0,0010	1,349	106,7	534,5	641,2	0,3296	1,7370
1,4	108,7	0,0011	1,259	108,9	533,0	641,9	0,3353	1,7310
1,5	110,8	0,0011	1,180	110,9	531,8	642,7	0,3407	1,7255
1,6	112,7	0,0011	1,111	112,9	530,5	643,4	0,3458	1,7203
1,7	114,6	0,0011	1,050	114,8	529,2	644,0	0,3506	1,7154
1,8	116,3	0,0011	0,9950	116,6	528,0	644,6	0,3552	1,7109
1,9	118,0	0,0011	0,9459	118,3	526,9	645,2	0,3596	1,7065
2,0	119,6	0,0011	0,9015	119,9	525,9	645,8	0,3637	1,7024
2,1	121,2	0,0011	0,8612	121,4	524,9	646,3	0,3677	1,6985
2,2	122,6	0,0011	0,8245	122,9	523,9	646,8	0,3715	1,6948
2,3	124,1	0,0011	0,7909	124,4	522,9	647,3	0,3752	1,6913
2,4	125,5	0,0011	0,7600	125,8	522,0	647,8	0,3787	1,6879
2,5	126,8	0,0011	0,7315	127,2	521,0	648,2	0,3821	1,6846
2,6	128,1	0,0011	0,7051	128,5	520,1	648,6	0,3854	1,6815
2,7	129,3	0,0011	0,6805	129,8	519,2	649,0	0,3885	1,6785
2,8	130,6	0,0011	0,6577	131,0	518,4	649,4	0,3916	1,6756
2,9	131,7	0,0011	0,6365	132,2	517,6	649,8	0,3946	1,6728
3,0	132,9	0,0011	0,6165	133,4	516,8	650,2	0,3975	1,6701
3,1	134,0	0,0011	0,5979	134,5	516,1	650,6	0,4002	1,6675
3,2	135,1	0,0011	0,5803	135,6	515,3	650,9	0,4030	1,6650
3,3	136,1	0,0011	0,5638	136,7	514,6	651,3	0,4056	1,6625
3,4	137,2	0,0011	0,5482	137,8	513,8	651,6	0,4082	1,6601

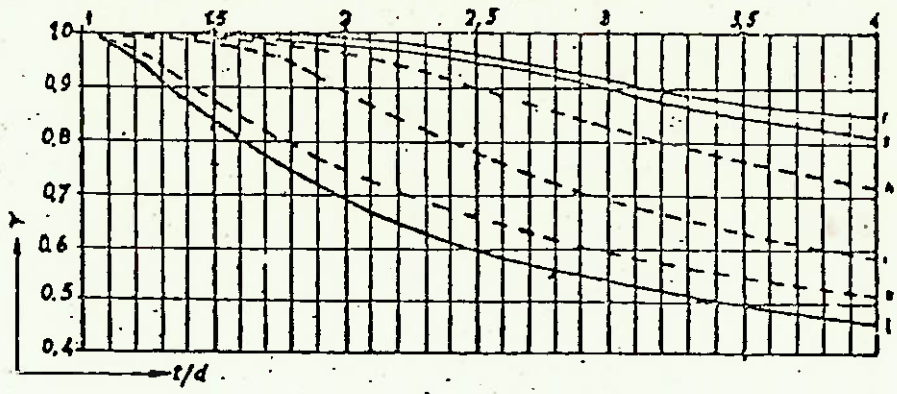
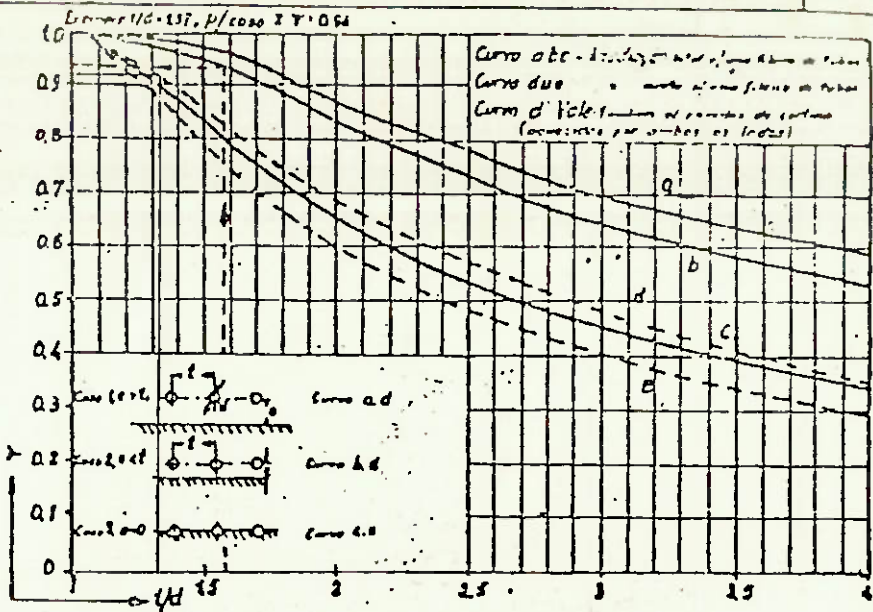
A.1.3(a) (Continuação)

Pres. Temp.	p = 10 kgf/cm ²			p = 15 kgf/cm ²			p = 20 kgf/cm ²		
	t	v	h	s	v	h	s	v	h
°C	m ³ /kg	kcal/kg	kcal/ kg°K	m ³ /kg	kcal/kg	kcal/ kg°K	m ³ /kg	kcal/kg	kcal/ kg°K
180	0,1986	663,9	1,5757	-	-	-	-	-	-
190	0,2047	670,5	1,5901	-	-	-	-	-	-
200	0,2105	676,4	1,6028	0,1355	668,8	1,5451	-	-	-
210	0,2161	682,0	1,6145	0,1397	675,6	1,5593	-	-	-
220	0,2215	687,4	1,6256	0,1438	681,8	1,5721	0,1046	675,2	1,5297
230	0,2269	692,7	1,6362	0,1477	687,7	1,5839	0,1078	682,0	1,5432
240	0,2322	698,0	1,6465	0,1515	693,4	1,5951	0,1109	688,3	1,5557
250	0,2374	703,1	1,6565	0,1552	698,9	1,6057	0,1139	694,3	1,5673
260	0,2426	708,3	1,6663	0,1588	704,4	1,6161	0,1169	700,2	1,5783
270	0,2477	713,4	1,6758	0,1624	709,7	1,6260	0,1197	705,9	1,5889
280	0,2528	718,5	1,6851	0,1660	715,1	1,6358	0,1225	711,5	1,5991
290	0,2579	723,6	1,6942	0,1695	720,3	1,6452	0,1253	717,0	1,6090
300	0,2630	728,7	1,7032	0,1730	725,6	1,6545	0,1280	722,4	1,6186
310	0,2680	733,8	1,7119	0,1765	730,8	1,6635	0,1307	727,8	1,6280
320	0,2730	738,8	1,7206	0,1800	736,0	1,6724	0,1334	733,2	1,6371
330	0,2780	743,9	1,7290	0,1834	741,2	1,6811	0,1360	738,6	1,6461
340	0,2830	748,9	1,7373	0,1868	746,4	1,6896	0,1387	743,9	1,6548
350	0,2879	754,0	1,7455	0,1902	751,6	1,6980	0,1413	749,2	1,6634
360	0,2929	759,1	1,7536	0,1936	756,8	1,7062	0,1439	754,5	1,6718
370	0,2978	764,1	1,7615	0,1969	761,9	1,7143	0,1465	759,7	1,6801
380	0,3027	769,2	1,7693	0,2003	767,1	1,7223	0,1490	765,0	1,6882
390	0,3076	774,3	1,7770	0,2036	772,3	1,7301	0,1516	770,2	1,6962
400	0,3125	779,3	1,7846	0,2069	777,4	1,7378	0,1541	775,5	1,7040
410	0,3174	784,4	1,7921	0,2102	782,6	1,7455	0,1566	780,7	1,7117
420	0,3223	789,5	1,7995	0,2135	787,7	1,7530	0,1592	786,0	1,7194
430	0,3271	794,6	1,8068	0,2168	792,9	1,7604	0,1617	791,2	1,7269
440	0,3320	799,7	1,8140	0,2201	798,1	1,7677	0,1642	796,5	1,7343
450	0,3368	804,8	1,8212	0,2234	803,3	1,7749	0,1667	801,7	1,7416
460	0,3417	810,0	1,8282	0,2267	808,5	1,7820	0,1692	806,9	1,7488
470	0,3465	815,1	1,8352	0,2299	813,6	1,7890	0,1716	812,2	1,7559
480	0,3513	820,2	1,8420	0,2332	818,8	1,7960	0,1741	817,4	1,7629
490	0,3561	825,4	1,8489	0,2364	824,1	1,8029	0,1766	822,7	1,7698
500	0,3610	830,6	1,8556	0,2397	829,3	1,8096	0,1790	828,0	1,7767
510	0,3658	835,8	1,8622	0,2429	834,5	1,8164	0,1815	833,2	1,7835
520	0,3706	840,9	1,8688	0,2462	839,7	1,8230	0,1839	838,5	1,7902
530	0,3754	846,2	1,8754	0,2494	845,0	1,8296	0,1864	843,8	1,7968
540	0,3802	851,4	1,8818	0,2528	850,2	1,8361	0,1888	849,1	1,8033
550	0,3850	856,6	1,8882	0,2558	855,5	1,8425	0,1914	854,4	1,8098
560	0,3897	861,9	1,8945	0,2591	860,8	1,8489	0,1937	859,7	1,8162
570	0,3945	867,1	1,9008	0,2623	866,1	1,8552	0,1961	865,1	1,8226
580	0,3993	872,4	1,9070	0,2655	871,4	1,8615	0,1986	870,4	1,8289
590	0,4041	877,7	1,9132	0,2687	876,7	1,8677	0,2010	875,7	1,8351
600	0,4089	883,0	1,9193	0,2719	882,0	1,8738	0,2034	881,1	1,8413
650	0,4327	909,7	1,9491	0,2879	908,9	1,9037	0,2155	908,1	1,8713
700	0,4565	936,8	1,9776	0,3038	938,1	1,9324	0,2275	935,4	1,9001
750	0,4802	964,3	2,0052	0,3197	963,6	1,9600	0,2395	963,0	1,9278
800	0,5039	992,1	2,0317	0,3356	991,6	1,9867	0,2514	991,0	1,9546

A.1.3(a) (Continuação)

Pres. Temp.	p = 25 kgf/cm ²			p = 30 kgf/cm ²			p = 40 kgf/cm ²		
	t	v	h	s	v	h	s	v	h
°C	m ³ /kg	kcal/kg	kcal/ kg°K	m ³ /kg	kcal/kg	kcal/ kg°K	m ³ /kg	kcal/kg	kcal/ kg°K
230	0,0836	675,4	1,5080	-	-	-	-	-	-
240	0,0864	682,6	1,5222	0,0699	676,1	1,4918	-	-	-
250	0,0891	689,3	1,5352	0,723	683,7	1,5065	0,0509	670,2	1,4536
260	0,0916	695,6	1,5472	0,0746	690,7	1,5197	0,0530	679,1	1,4704
270	0,0940	701,7	1,5585	0,0768	697,3	1,5320	0,0550	687,2	1,4854
280	0,0964	707,7	1,5693	0,0789	703,6	1,5435	0,0568	694,6	1,4990
290	0,0987	713,7	1,5797	0,0809	709,7	1,5545	0,0586	701,6	1,5115
300	0,1010	719,2	1,5897	0,0829	715,7	1,5650	0,0602	708,3	1,5233
310	0,1032	724,8	1,5994	0,0849	721,6	1,5752	0,0618	714,8	1,5345
320	0,1054	730,3	1,6089	0,0868	727,3	1,5850	0,0634	721,0	1,5451
330	0,1076	735,8	1,6181	0,0887	733,0	1,5945	0,0649	727,2	1,5554
340	0,1098	741,3	1,6271	0,0905	738,7	1,6037	0,0664	733,2	1,5652
350	0,1119	746,7	1,6358	0,0924	744,2	1,6128	0,0679	739,1	1,5748
360	0,1141	752,1	1,6445	0,0942	749,8	1,6216	0,0693	744,9	1,5841
370	0,1162	757,5	1,6529	0,0960	755,3	1,6302	0,0707	750,7	1,5931
380	0,1183	762,9	1,6612	0,0978	760,7	1,6386	0,0721	756,4	1,6019
390	0,1204	768,2	1,6693	0,0995	766,2	1,6469	0,0735	762,0	1,6105
400	0,1224	773,6	1,6773	0,1013	771,6	1,6550	0,0749	767,6	1,6189
410	0,1245	778,9	1,6851	0,1031	777,0	1,6630	0,0762	773,2	1,6272
420	0,1265	784,2	1,6929	0,1048	782,4	1,6709	0,0776	778,8	1,6353
430	0,1286	789,5	1,7005	0,1065	787,8	1,6786	0,0789	784,3	1,6432
440	0,1306	794,8	1,7080	0,1082	793,2	1,6862	0,0803	789,9	1,6510
450	0,1326	800,1	1,7154	0,1099	798,5	1,6936	0,0816	795,4	1,6587
460	0,1347	805,4	1,7226	0,1117	803,9	1,7010	0,0829	800,9	1,6662
470	0,1367	810,7	1,7298	0,1133	809,3	1,7083	0,0842	806,3	1,6736
480	0,1387	816,0	1,7369	0,1150	814,6	1,7154	0,0855	811,8	1,6809
490	0,1407	821,4	1,7439	0,11671	820,2	1,7225	0,0868	817,3	1,6882
500	0,1427	826,7	1,7508	0,1184	825,4	1,7295	0,0881	822,7	1,6953
510	0,1446	832,0	1,7577	0,1201	830,7	1,7364	0,0894	828,2	1,7023
520	0,1466	837,3	1,7644	0,1217	836,1	1,7432	0,0906	833,7	1,7092
530	0,1486	842,6	1,7711	0,1234	841,5	1,7499	0,0919	839,1	1,7160
540	0,1506	848,0	1,7777	0,1251	846,8	1,7566	0,0932	844,6	1,7228
550	0,1525	853,3	1,7842	0,1267	852,2	1,7632	0,0944	850,0	1,7295
560	0,1545	858,7	1,7907	0,1284	857,6	1,7697	0,0957	855,5	1,7361
570	0,1565	864,0	1,7971	0,1300	863,0	1,7761	0,0970	860,9	1,7426
580	0,1584	869,4	1,8034	0,1317	868,4	1,7825	0,0982	866,4	1,7490
590	0,1604	874,8	1,8097	0,1333	873,8	1,7888	0,0995	871,9	1,7554
600	0,1623	880,2	1,8159	0,1349	879,2	1,7950	0,1007	877,4	1,7617
610	0,1643	885,6	1,8221	0,1366	884,7	1,8012	0,1019	882,8	1,7679
620	0,1662	891,0	1,8281	0,1382	890,1	1,8073	0,1032	888,3	1,7741
630	0,1682	896,4	1,8342	0,1398	895,5	1,8134	0,1044	893,8	1,7803
640	0,1701	901,8	1,8402	0,1415	901,0	1,8194	0,1057	899,3	1,7863
650	0,1721	907,3	1,8461	0,1431	906,5	1,8253	0,1069	904,9	1,7923
700	0,1817	934,7	1,8750	0,1512	934,0	1,8544	0,1130	932,6	1,8216
750	0,1913	962,4	1,9028	0,1593	961,8	1,8822	0,1191	960,5	1,8496
800	0,2009	990,5	1,9296	0,1673	989,9	1,9091	0,1252	988,8	1,8766

VALOR ψ DAS SUPERFÍCIES IRRADIANAS

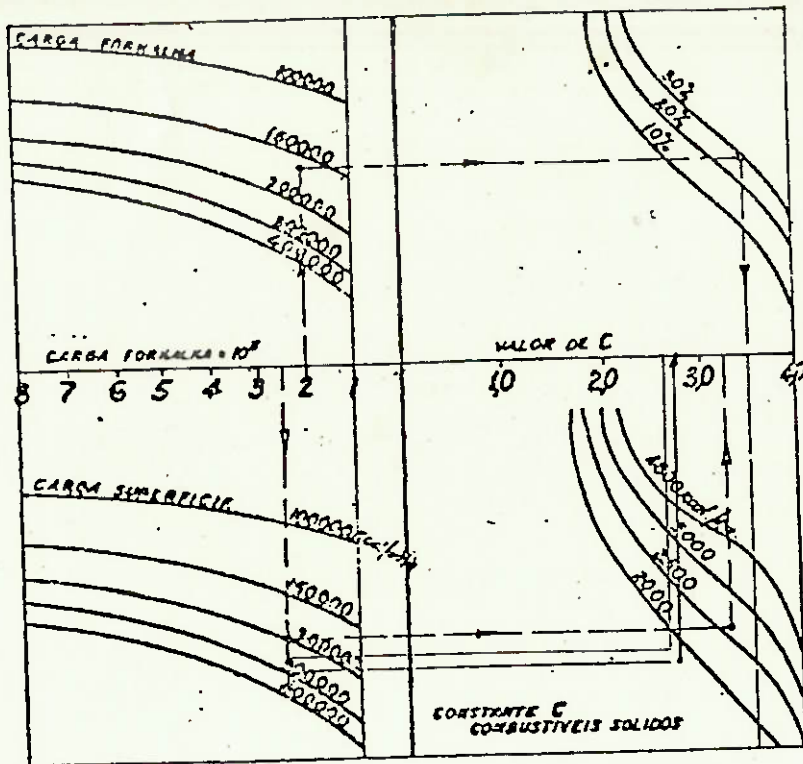


f, g, h irradição total em ambas as superfícies de tubos
i irradição direta em ambas as superfícies de tubos
k, e irradição direta em somente uma das superfícies de tubos

Para paredes em cortina t/d

Curva a, d
Curva h, d
Curva k, e
Curva h, k

ABACO 3.1

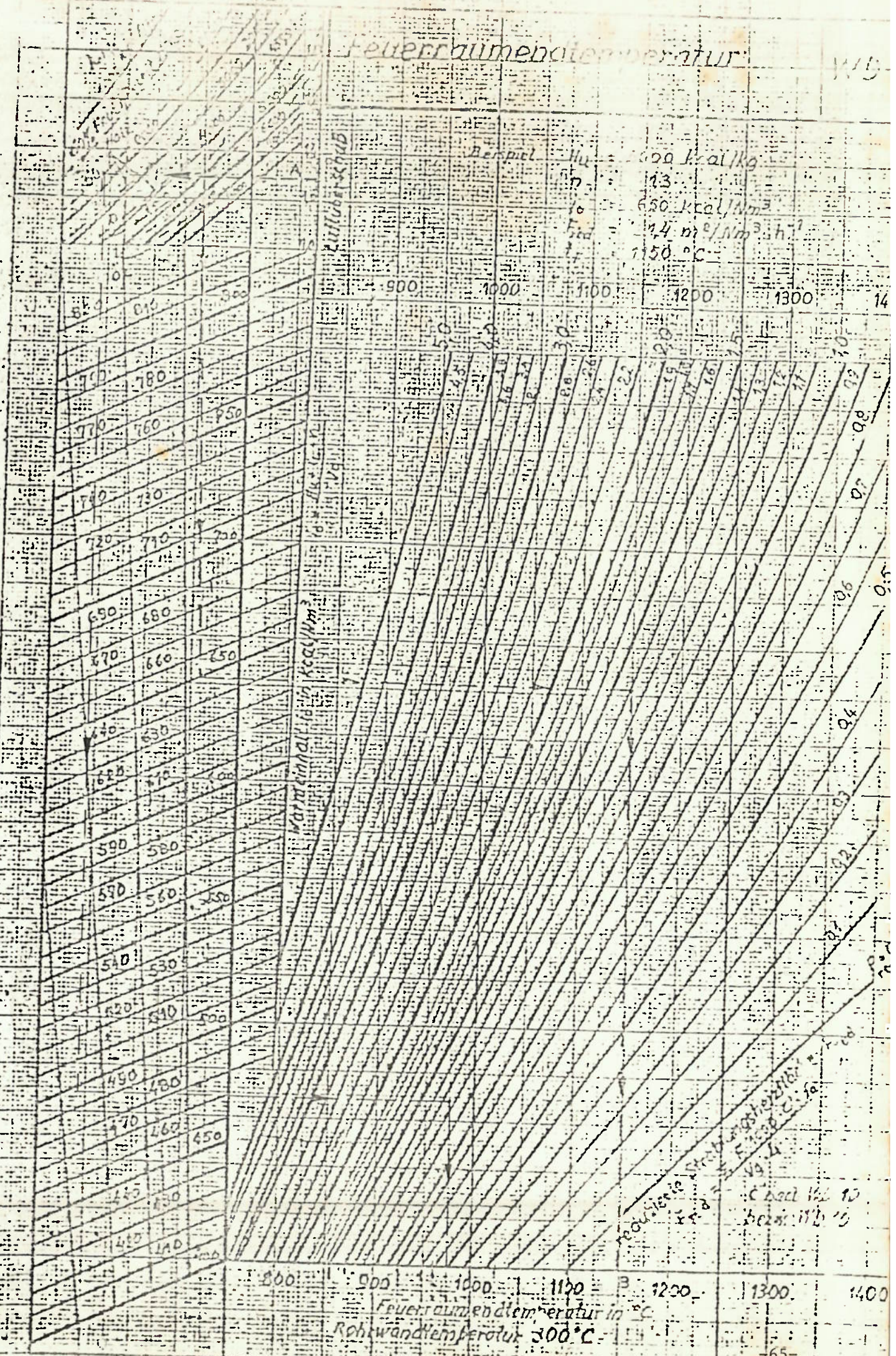


PCI

Feuerraumtemperatur

WB

Beispiel
 $H_u = 200 \text{ kcal/kg}$
 $\rho = 13$
 $\sigma = 650 \text{ kcal/m}^2$
 $\gamma = 24 \text{ m}^3/\text{m}^2 \cdot \text{h}$
 $T_{\text{ad}} = 1150^\circ\text{C}$



Rohwände Stahlbeton
 $d = 10 \text{ cm}$
 $\rho = 2400 \text{ kg/m}^3$
 $\sigma = 1000 \text{ kcal/m}^2$

Feuerraumtemperatur in °C
 Rohwandtemperatur 300°C

1-1 - DIAGRAMA PARA COMBUSTÍVEIS SÓLIDOS
 $t_g: 0^\circ \quad 950^\circ$

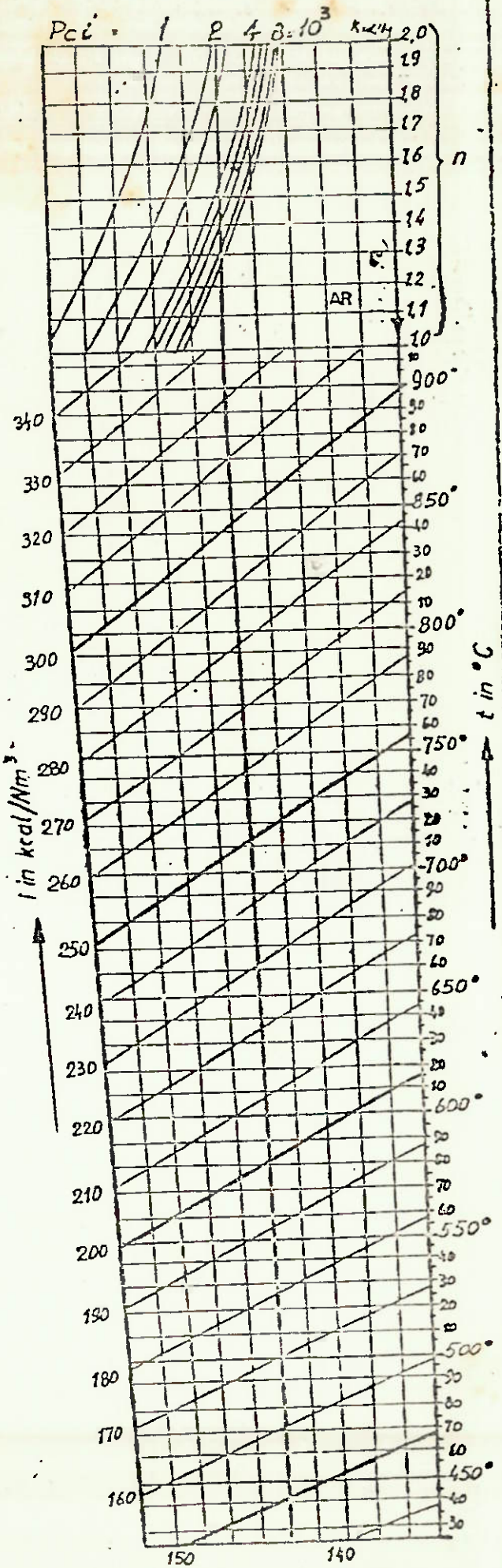
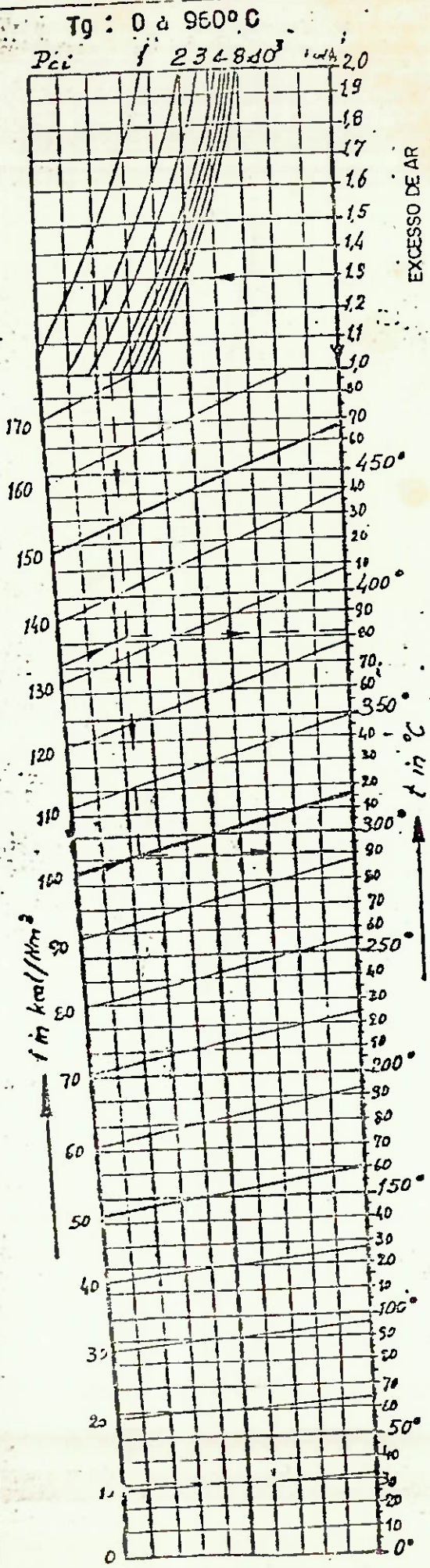
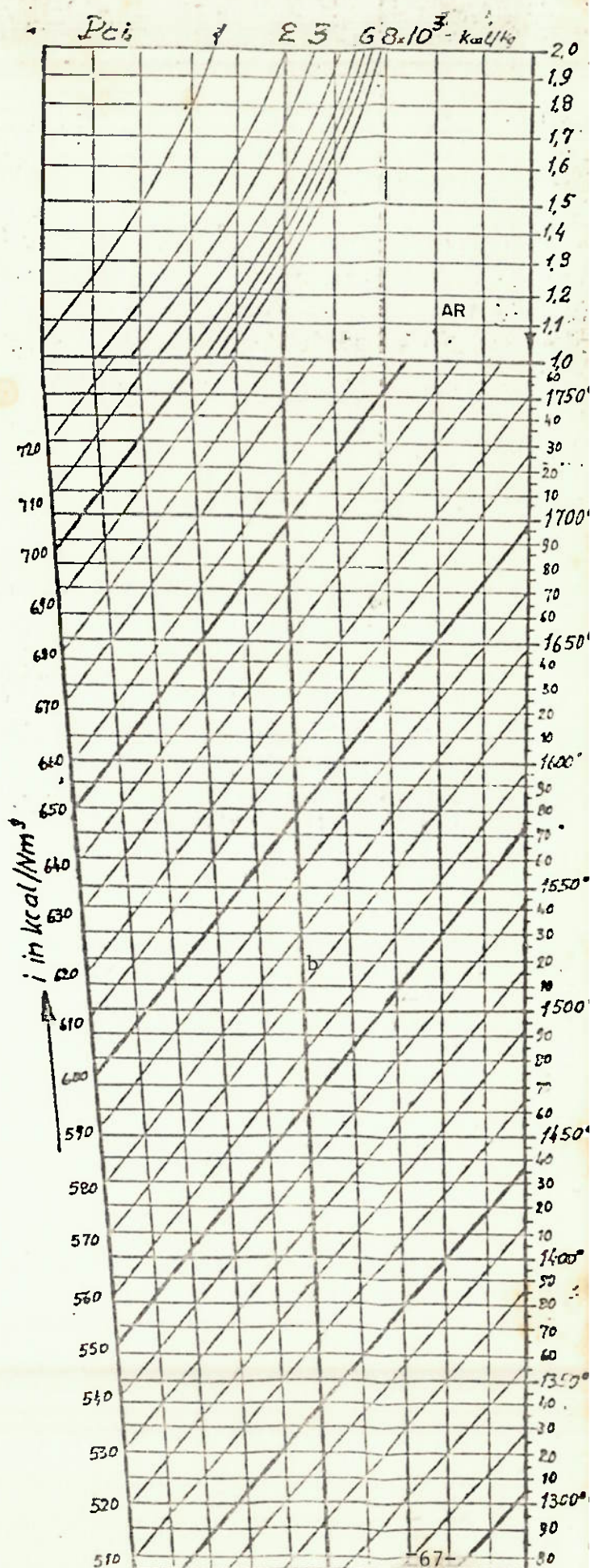
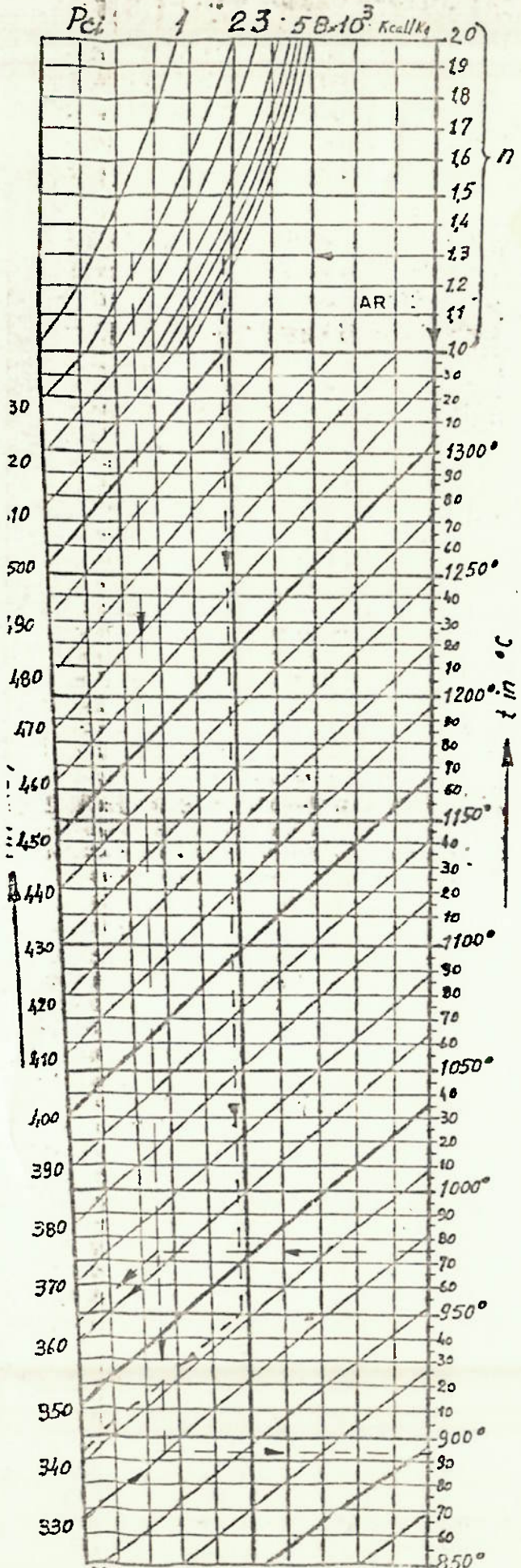


DIAGRAMA $i-t$ PARA COMBUSTÍVEIS SÓLIDOS

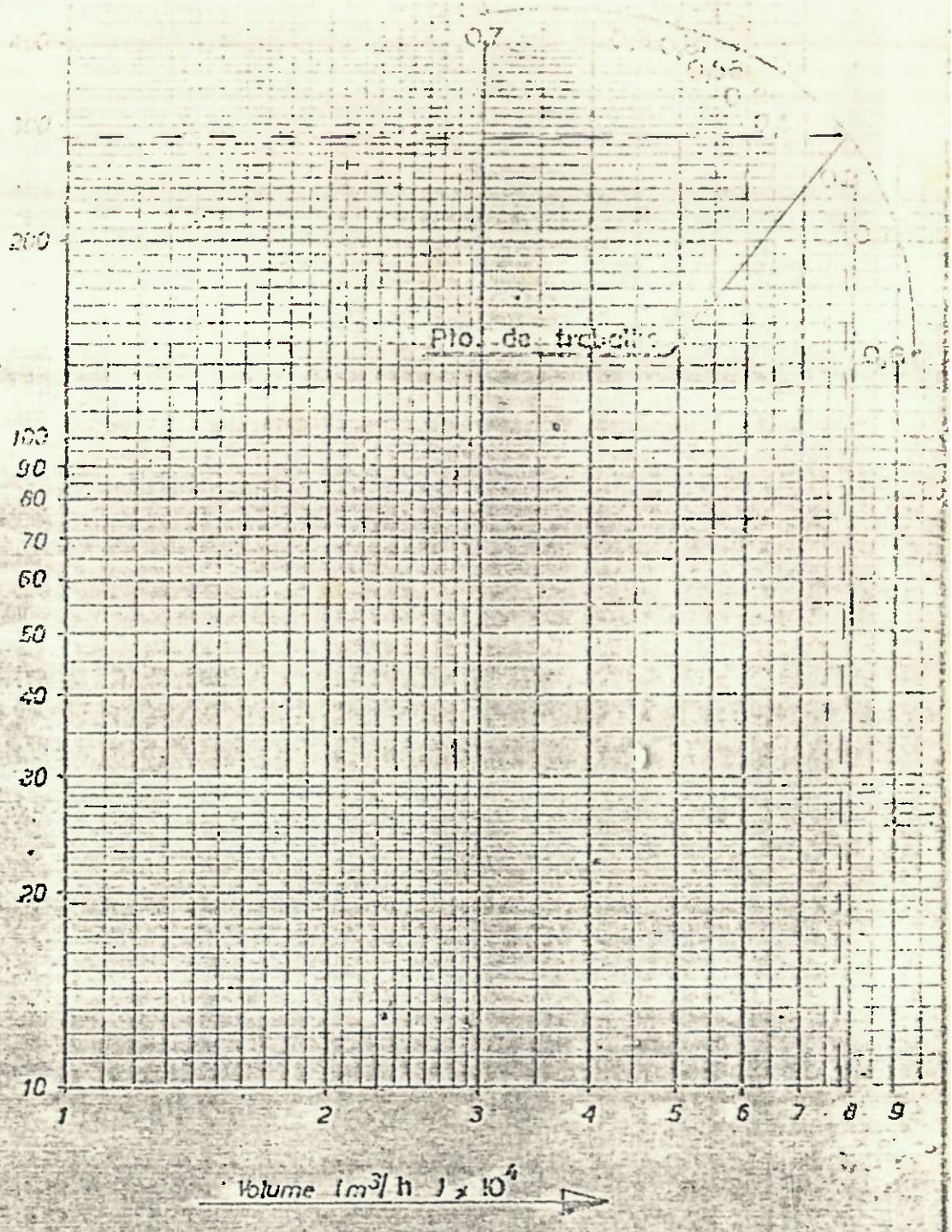
$t_f: 850^\circ\text{C}$ a 1760°C

EMPLO: PCI 7000 Kcal/Kg. $N=13$ - $t_f: 950^\circ\text{C}$; $i_f: 341 \text{ Kcal/Nm}^3$

(1)



Pressão total (mmca) ↑



n = 1200 RPM
 temp = 20 °C
 alt = NDM
 γ = 1,2 kg/m³

(OBS: Para dupla sucção considerar o volume necessário dividido por dois)

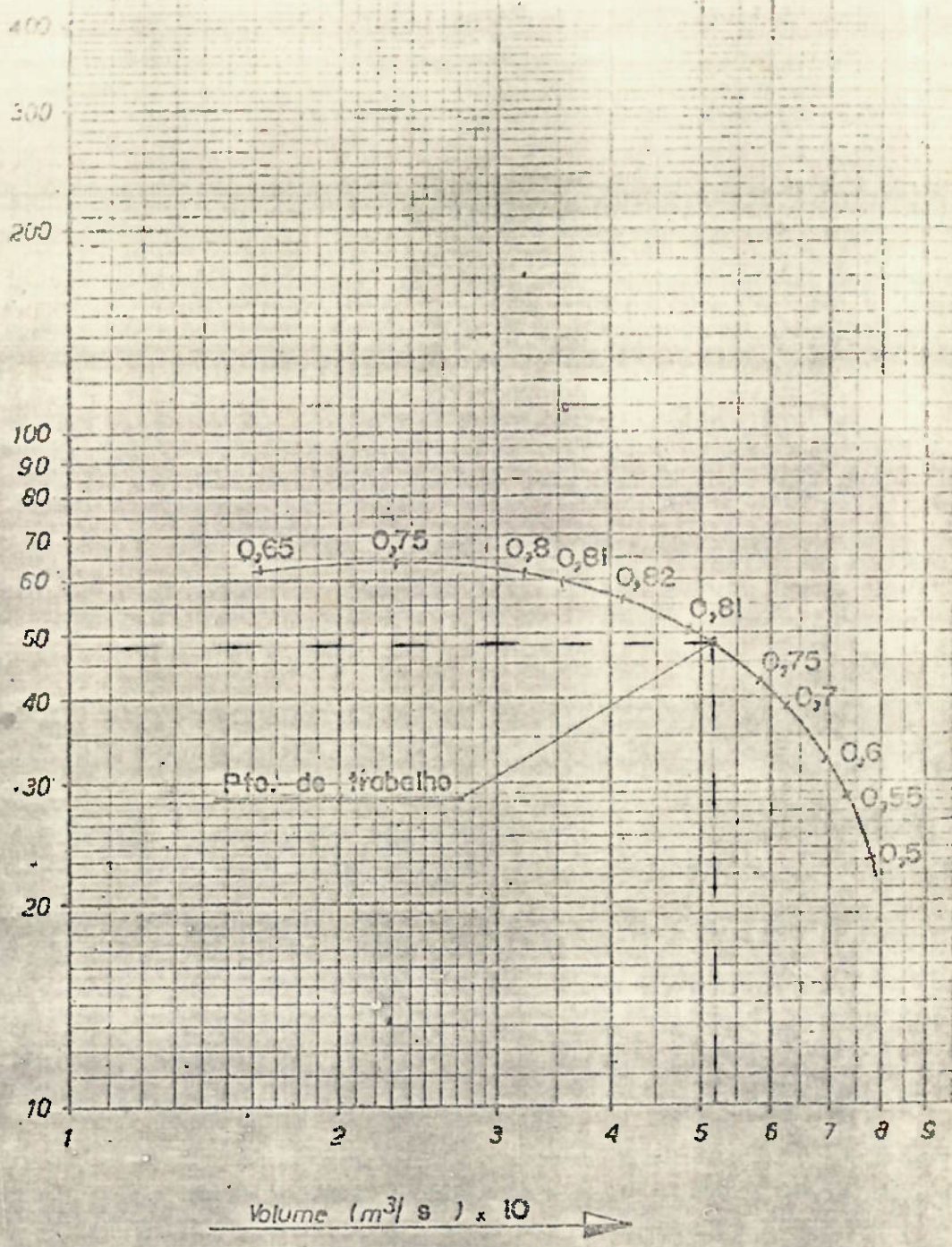


TITULO: Ventilador tipo VBR-220/1400 DSSC

curva característica s registro radial
 FDE - Caldeira 5

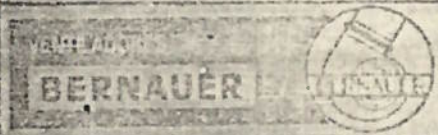
1982	VOLUME	DATA	ORD. FABR.	ESCALA
DES.	GH	21/06	OST-16497 / 393	FOLHA N.º
VISTO			SUBSTITUI	DES. N.º 68

Pressão total (mmca) x 10



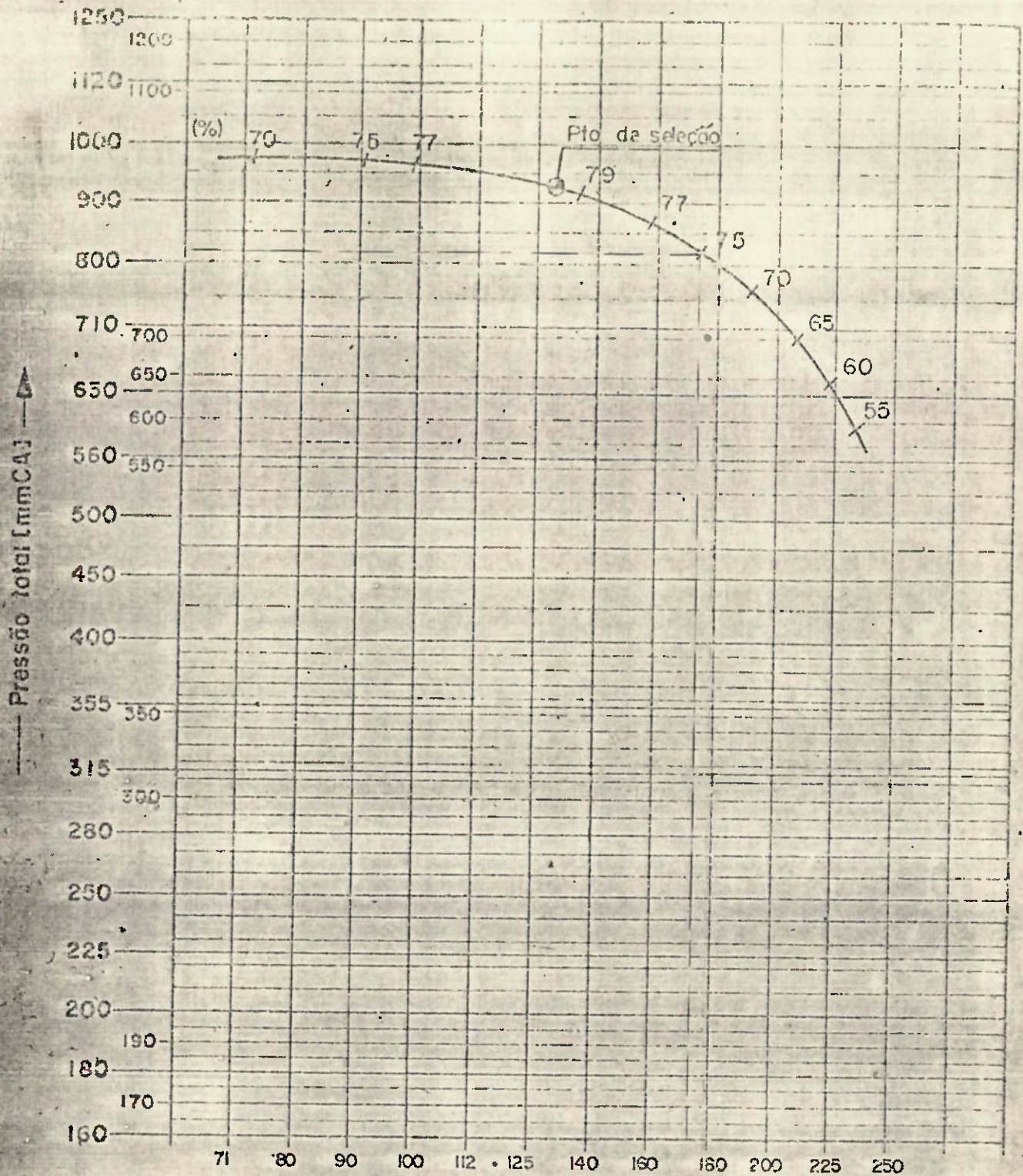
n = 650 RPM
 temp = 20 °C
 alt = NDM
 γ = 1,2 kg/m³

OBS: Para dupla sucção considerar o volume necessaria dividido por dois



TITULO: Ventilador tipo VBR-311 2500 3% DSS
 curva característica a registro radial
 IDF Caldeira 5

1982	PODE	DATA	ORD. FABR.	ESCALA
DES.	<i>SP</i>	21/06	OST-18708 / 393	FOLHA N.º 1/2
VISTO			SUBSTITUI	DES. 169-
APROV.				



Rotação = 3480 R.P.M

Temperatura = 15 °C

Altitude = N.D.M

γ = 1,23 Kg/m³

Obs: Para duplo sucção considerar o volume necessário dividido por dois

CURVA CARACTERISTICA

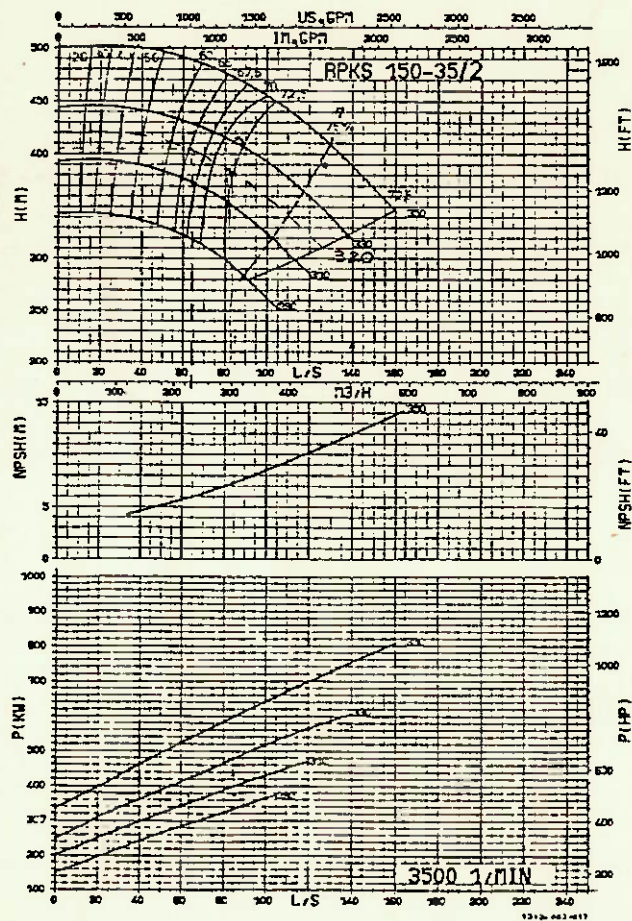
B-1

VENTILADOR CENTRIFUGO

VBR = 522 / 630 - 6% Vent. Aux. Caldeira 1 e 5



84	NOME	DATA	Nº OST	ESCALA
DES	Adilson	15-08	22181	FOLHA Nº DE
V670			SUBSTITUE	PES 170-

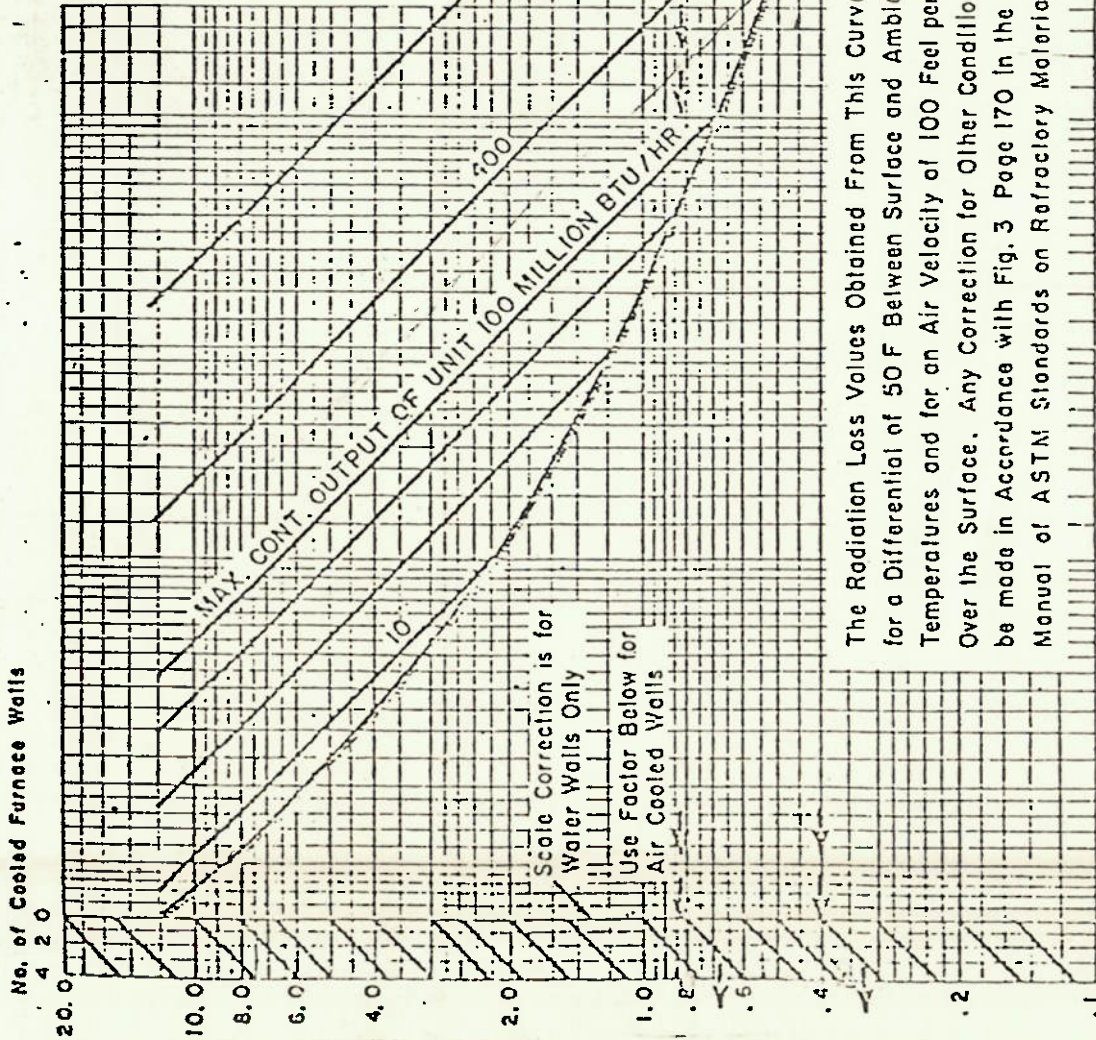


16 **3500** 1/min Laufrad Impeller Roue Rodete \varnothing mm 290-350
 Breite Width Largeur Anchura mm 20

Curva característica da bombas d'água

No. of Cooled Furnace Walls

20.0
10.0
8.0
6.0
4.0
2.0
1.0
.8
.6
.4
.2
.1



A FURNACE WALL MUST HAVE AT LEAST ONE THIRD ITS PROJECTED SURFACE COVERED BY WATER COOLED SURFACE BEFORE REDUCTION IN RADIATION LOSS IS PERMITTED AIR THRU COOLED WALLS MUST BE USED FOR COMBUSTION IF REDUCTION IN RADIATION LOSS IS TO BE MADE

EXAMPLE: UNIT GUAR. FOR MAX. CONT. OUTPUT OF 400 MILLION BTU/HR WITH THREE WATER COOLED WALLS.

LOSS AT 400 = 0.33% LOSS AT 200 = 0.68%

The Radiation Loss Values Obtained From This Curve are for a Differential of 50 F Between Surface and Ambient Temperatures and for an Air Velocity of 100 Feet per Minute Over the Surface. Any Correction for Other Conditions should be made in Accordance with Fig. 3 Page 170 in the 1957 Manual of ASTM Standards on Refractory Materials

.75 .81 .88 .94 1.0 Water Wall Factor
.07 .90 .93 .97 1.0 Air Cooled Wall Factor

ACTUAL OUTPUT, MILLION BTU PER HOUR

$Kcal \times 3.9685 = BTU$

FIG. 8 ABMA STANDARD RADIATION LOSS CHART

To facilitate the use of the major correction which is for air velocity, this correction is included in the Code on Fig. 9, the lower curve of which is the basis of the ABMA curve.

(Published through the courtesy of the American Boiler Manufacturers Association.)

