

**MARCELO BIANCHI**

**CIRCUITO PARA ENSAIO DE EVAPORADORES UTILIZADOS EM  
CONDICIONADORES DE AR DOMÉSTICOS**

**Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de São  
Paulo para obtenção do título de Mestre  
em Engenharia**

**São Paulo**

**1997**

**MARCELO BIANCHI**

**CIRCUITO PARA ENSAIO DE EVAPORADORES UTILIZADOS EM  
CONDICIONADORES DE AR DOMÉSTICOS**

**ORIENTADOR: PROF. DR. SILVIO DE OLIVEIRA JR**

**Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para  
obtenção do título de Mestre em Engenharia**

**São Paulo**

**1997**

## AGRADECIMENTOS

A realização deste projeto de pesquisa não pode ser atribuído apenas ao seu autor. Durante a execução do trabalho, inúmeras pessoas colaboram nas diversas atividades realizadas, sendo praticamente impossível citá-las nominalmente. Dessa forma, considere melhor agradecer de forma genérica às instituições envolvidas neste projeto.

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP) pelo fornecimento dos recursos financeiros necessários para aquisição de materiais e equipamentos necessários para a construção da unidade experimental.

Ao Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo (IPT) pelo fornecimento dos recursos humanos, técnicos e pesquisadores de várias unidades técnicas, necessários para realização das diversas atividades desse projeto de pesquisa.

Ao professor Silvio de Oliveira Jr pela orientação e amizade.

A todos que participaram desse trabalho, meus sinceros agradecimentos.

## CIRCUITO PARA ENSAIO DE EVAPORADORES UTILIZADOS EM CONDICIONADORES DE AR DOMÉSTICOS

### ERRATA

1. página 2, primeiro parágrafo: onde está escrito "...prevê a substituição dos CFCs (como o R-12 utilizados nas geladeiras) nos países desenvolvidos até o ano de 2010. Está prevista...", leia-se ...previa a substituição dos CFCs (como o R-12 utilizados nas geladeiras) até o ano de 2010. Nos países desenvolvidos a substituição dos CFCs foi antecipada para até 1996 e para os países do artigo 5 do Protocolo de Montreal o prazo foi antecipado para 2006. Está prevista...;
2. página 5, primeiro parágrafo: onde está escrito "...menor que 5%...", leia-se ...maior que 5%...;
3. página 7, primeiro parágrafo: onde está escrito "Quando a temperatura de orvalho do ar a jusante de uma serpentina de resfriamento é menor que a temperatura de orvalho a montante da serpentina,...", leia-se Quando a parede do trocador de calor encontra-se numa temperatura menor ou igual à temperatura de orvalho do ar,...;
4. página 41, entre o 5º e o 6º parágrafos, leia-se Na análise de incertezas não foram levadas em conta as fontes de erro provocadas por instalação de instrumentos, tratamento de dados e transferência de calor através dos dutos, por terem sido avaliadas como tendo influência secundária.
5. página 45, segundo parágrafo: onde está escrito "...tabela 4...", leia-se ...tabela 5...;
6. página 58, primeiro parágrafo: onde está escrito "... condicionadores de ar domésticos, a fim de ilustrar...", leia-se ...condicionadores de ar domésticos, operando com R22 como fluido refrigerante, a fim de ilustrar...;
7. página 60, primeiro parágrafo: onde está escrito "... ver anexo E...", leia-se ...ver anexo F....



## SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO .....	1
1.1. Motivação para realização do trabalho .....	1
1.2. Objetivo do projeto de pesquisa .....	2
2. CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA. ....	3
2.1. Evaporação em tubos horizontais. ....	3
2.2. Processo de transferência de calor e massa em serpentinas de resfriamento de ar. ....	7
2.3. Serpentinas de resfriamento de ar .....	9
2.4. Refrigerantes.....	10
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	13
3.1. Circuitos para ensaio de evaporadores e serpentinas de resfriamento .....	13
3.2 Normas de Ensaio .....	21
3.3. Correlações para determinação do coeficiente de transferência de calor de processos de evaporação de compostos halogenados em tubos horizontais .....	24
3.4. Substituição do HCFC-22 .....	24
3.5. Considerações sobre a revisão bibliográfica .....	27
4. DESCRIÇÃO DO CIRCUITO PARA ENSAIO DE EVAPORADORES.....	29
4.1. Circuito de ar .....	30
4.1.1. Seção de aquecimento e umidificação.....	31
4.1.2. Seção de teste.....	32
4.1.3. Seção de medição de vazão.....	33
4.2. Circuito de refrigerante .....	34
4.2.1. Circuito principal .....	34
4.2.2. Circuito secundário .....	36
4.2.3. Circuito intermediário .....	36
5. MEDIÇÃO DAS VARIÁVEIS.....	37
5.1. Circuito de ar .....	37
5.2. Circuito de refrigerante .....	38
5.3. Sistema de aquisição de dados.....	39

5.4. Calibração dos instrumentos.....	39
5.5. Análise da incerteza de medição .....	41
5.6. Análise da sensibilidade de alguns parâmetros aos erros de medição .....	43
<b>6. AVALIAÇÃO DO CIRCUITO PARA ENSAIO DE EVAPORADORES.....</b>	<b>48</b>
6.1. Faixa de operação .....	48
6.2. Perfis de velocidade e temperatura na seção de teste.....	49
6.3. Estabilidade operacional.....	53
6.4. Bomba de engrenagens.....	54
6.5. Analisador de energia.....	55
6.6. Capacidade de resfriamento.....	55
<b>7. RESULTADOS .....</b>	<b>58</b>
<b>8. CONSIDERAÇÕES FINAIS.....</b>	<b>62</b>
<b>ANEXO A - FOTOGRAFIAS DO CIRCUITO .....</b>	<b>64</b>
<b>ANEXO B - LISTA DOS INSTRUMENTOS E EQUIPAMENTOS DO CIRCUITO.....</b>	<b>69</b>
<b>ANEXO C - DESENHOS DE FABRICAÇÃO DO CIRCUITO DE AR.....</b>	<b>72</b>
<b>ANEXO D - DESENHOS DE MONTAGEM DO CIRCUITO DE REFRIGERANTE E DE FABRICAÇÃO DOS RESERVATÓRIOS DE ETILENOGLICOL E REFRIGERANTE .....</b>	<b>99</b>
<b>ANEXO E - CÓPIAS DOS CERTIFICADOS DE CALIBRAÇÃO.....</b>	<b>103</b>
<b>ANEXO F - VALORES MEDIDOS DURANTE O ENSAIO REALIZADO.....</b>	<b>111</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>125</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Padrões de escoamento na evaporação de R12 em tubos horizontais .....	4
Figura 2 - Gráfico da variação do coeficiente de transferência de calor ao longo do tubo em um processo de evaporação de R22.....	6
Figura 3 - Representação do processo de resfriamento de ar.....	7
Figura 4 - Representação das propriedades do ar e do fluido refrigerante em uma serpentina de resfriamento de ar.....	8
Figura 5 - Alguns tipos de aletas .....	10
Figura 6 - Circuito de ar do aparato experimental.....	14
Figura 7 - Circuito de metanol do aparato experimental.....	14
Figura 8 - Aparato experimental para ensaiar serpentinas de aquecimento de ar.....	16
Figura 9 - Esquema do aparato experimental.....	17
Figura 10 - Esquema de circuito utilizado para ensaiar evaporadores de refrigerantes halogenados.....	18
Figura 11 - Esquema do circuito de amônia.....	19
Figura 12 - Aparato experimental para ensaio de trocadores de calor ar-ar .....	20
Figura 13 - Aparato experimental para teste de evaporadores .....	21
Figura 14 - Esquema do aparato experimental.....	30
Figura 15 - Esquema da seção de aquecimento e umidificação.....	31
Figura 16 - Sistema de nebulização .....	32
Figura 17 - Seção de testes .....	33
Figura 18 - Câmara de bocais.....	34
Figura 19 - Representação do ciclo de refrigeração .....	35
Figura 20 - Pontos de medição das variáveis no circuito de ar .....	37
Figura 21 - Pontos de medição no circuito de refrigerante.....	38
Figura 22 - Cadeia metrológica utilizada para calibração dos instrumentos .....	40
Figura 23 - Localização dos pontos de medição .....	49
Figura 24a - Perfil de temperaturas na seção de teste.....	51

Figura 24b - Perfil de velocidades na seção de teste.....	52
Figura 25 - Estabilidade operacional de algumas variáveis .....	53
Figura 26 - Gráfico da variação da capacidade de resfriamento em função do título .....	59
Figura 27 - Gráfico da perda de carga no evaporador em função da vazão no lado do ar.....	60

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Comparação entre os substitutos do HCFC-22 (em relação ao HCFC-22).....	12
Tabela 2 - Faixa de operação das principais variáveis.....	22
Tabela 3 - Valores das incertezas dos instrumentos.....	42
Tabela 4 - Valores médios e incertezas das variáveis medidas e dos parâmetros calculados ...	44
Tabela 5 - Sensibilidade de alguns parâmetros calculados .....	45
Tabela 6 - Influência de cada variável medida na incerteza dos parâmetros calculados.....	46
Tabela 7 - Faixa de operação das principais variáveis.....	48
Tabela 8 - Valores médios e variação máxima da temperatura e da velocidade do ar na seção de testes.....	50
Tabela 9 - Valores da capacidade de resfriamento calculados.....	56
Tabela 10 - Valores médios e incertezas das variáveis calculadas .....	59
Tabela 11 - Valores médios e incertezas das variáveis calculadas .....	61

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A_b$ : área da garganta do bocal;

$A_w$ : área exterior do tubo com parede molhada;

$C_d$ : coeficiente de descarga do bocal;

$C_p$ : calor específico médio do ar;

$D$ : diâmetro interno do tubo;

$\rho_a$ : densidade do ar;

$\Delta P_b$ : pressão diferencial nos bocais;

$\Delta P_{ea}$ : perda de pressão do ar no evaporador;

$\Delta P_{ev}$ : perda de pressão do refrigerante no evaporador;

$\Delta T_{BSe}$ : diferença entre os valores máximos e mínimos da temperatura do ar na seção de teste;

$\Delta V_s$ : diferença entre os valores máximo e mínimo da velocidade do ar na seção de teste;

$G$ : fluxo mássico;

$h_a$ : entalpia do ar;

$h_{aq}$ : entalpia do refrigerante na entrada do aquecedor;

$h_{ev}$ : entalpia do refrigerante na entrada do evaporador;

$h_{e,l}$ : entalpia do líquido saturado na pressão de evaporação;

$h_{e,v}$ : entalpia do vapor na saturado na pressão de evaporação;

$h_{ev,s}$ : entalpia do refrigerante na saída do evaporador;

$h_{fg}$ : entalpia de vaporização;

$h_s$ : entalpia do ar saturado à temperatura de parede;

$I_{aq}$ : corrente elétrica que passa pelo aquecedor;

$J$ : equivalente mecânico;

$k_l$ : condutividade térmica do líquido;

$L$ : comprimento.

$\dot{m}_a$ : vazão mássica de ar;

$\dot{m}_r$ : vazão mássica de refrigerante;

$P_{aq}$ : pressão efetiva do refrigerante na entrada do aquecedor;

$P_b$ : pressão efetiva do ar a montante dos bocais;

$P_{eve}$ : pressão efetiva do refrigerante na entrada do evaporador;

$P_t$ : pressão efetiva do refrigerante no reservatório;

$Q_{ar}$ : capacidade de resfriamento do evaporador calculada a partir das variáveis medidas no lado do ar;

$Q_r$ : capacidade de resfriamento do evaporador calculada a partir das variáveis medidas no lado do refrigerante;

$R_{aw}$ : resistência térmica no lado do ar com parede do tubo molhada;

$SQ_{ar}$ : incerteza da capacidade de resfriamento do evaporador calculada a partir das variáveis medidas no lado do ar;

$SQ_r$ : incerteza da capacidade de resfriamento do evaporador calculada a partir das variáveis medidas no lado refrigerante;

$T_{aq}$ : temperatura do refrigerante na entrada do aquecedor;

$T_{BSe}$ : temperatura de bulbo seco do ar na entrada do evaporador;

$T_{BSs}$ : temperatura de bulbo seco do ar na saída do evaporador;

$T_{BUe}$ : temperatura de bulbo úmido do ar na entrada do evaporador;

$T_{BU_s}$ : temperatura de bulbo úmido do ar na saída do evaporador;

$T_{eve}$ : temperatura do refrigerante na entrada do evaporador;

$T_{evs}$ : temperatura do refrigerante na saída do evaporador;

$T_t$ : temperatura do refrigerante no reservatório;

$U_{aq}$ : tensão de alimentação do aquecedor;

$V_s$ : velocidade do ar na seção de teste;

$W_e$ : potência elétrica dissipada no aquecedor;

$X_e$ : título do refrigerante na entrada do evaporador;

$\mu$ : viscosidade dinâmica;

$\Delta X$ : diferença entre o título na entrada e na saída do evaporador.



## RESUMO

Este trabalho de pesquisa objetiva projetar, implantar e testar um circuito para análise da transferência de calor e perda de carga em evaporadores de fluidos refrigerantes para condicionamento de ar constituídos por tubos aletados. Com este circuito poderão ser estudados os efeitos, sobre o processo de transferência de calor e massa e a perda de carga que ocorrem no lado do ar, originados pelo emprego de novas geometrias de aletas, ranhuras e seção transversal. Possibilitará também a realização de estudos sobre o processo de transferência de calor que ocorre no lado do refrigerante envolvendo diferentes condições operacionais (vazão mássica, título e temperatura de evaporação) e utilizando diferentes tipos de fluidos refrigerantes.

## ABSTRACT

In this research project an experimental apparatus for testing evaporators of residential air conditioning systems was designed, built and tested. In this test rig it is possible to determine the overall heat transfer coefficient, pressure loss (of air and refrigerant sides) and refrigerating capacity as function of different operating conditions (air flow rate, refrigerant flow rate, evaporating temperature, quality at the evaporator inlet). This test rig can be utilized to characterize the performance of evaporators of room conditioners employing different types of refrigerant fluids and heat enhancement surfaces.

# 1. INTRODUÇÃO

## **1.1. *Motivação para realização do trabalho***

Atualmente no Brasil, a exemplo de outros países, os sistemas de condicionamento do ar são responsáveis por uma grande parte do consumo de energia elétrica nos setores comercial e de serviços. Estima-se que nos edifícios que possuem sistemas centrais de ar condicionado estes são responsáveis por 40 a 60% do consumo total de energia elétrica.

O condicionamento do ar como requisito técnico de processos industriais tem se expandido e aumentado em importância, particularmente nas indústrias farmacêuticas, eletrônica, óptica, de alimentos, materiais e de biotecnologia.

A expansão na produção e consumo de alimentos que necessitam refrigeração aumentou a demanda de equipamentos conservadores e refrigeradores, não apenas nos consumidores finais como também nos setores industriais de processamento, transporte e comercialização.

No setor residencial, os refrigeradores, congeladores e equipamentos compactos de ar condicionado respondem, atualmente, por parcela significativa do consumo domiciliar de energia, tornando-se imperativa a otimização do desempenho energético destes equipamentos devido ao crescente risco de restrição de oferta de energia elétrica no Brasil.

Adiciona-se a este cenário a questão da substituição dos refrigerantes halocarbônicos, CFCs e HCFCs, utilizados como fluidos de trabalho em sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Os CFCs e os HCFCs contribuíram decisivamente para que, entre outros benefícios, os refrigeradores domésticos se transformassem num produto confiável, eficiente e popular. No entanto, em função do seu impacto ambiental estas substâncias terão que ser eliminadas. O protocolo de Montreal (acordo entre nações firmado em 1987 e do qual o Brasil

é signatário) prevê a substituição dos CFCs (como o R-12 utilizado nas geladeiras) nos países desenvolvidos até o ano 2010. Está prevista a eliminação do HCFCs (como o R-22 utilizado nos aparelhos compactos de ar condicionado) até o ano 2030 mas esta data está sendo revista e deverá ser antecipada (Peixoto et al, 1993).

Assim, a implantação de um circuito para realização de testes e desenvolvimento de evaporadores e serpentinas de resfriamento e aquecimento de ar contribuirá decisivamente para:

- levantamento de parâmetros de operação destes trocadores de calor (coeficientes de transferência de calor, perda de carga e capacidade de resfriamento).
- desenvolvimento de novos trocadores de calor adaptados ao uso de refrigerantes alternativos aos CFCs e HCFCs;
- desenvolvimento e caracterização do desempenho de novos tipos de geometrias de aletas e promotores de turbulência, para intensificação de transferência de calor.

### **1.2. Objetivo do projeto de pesquisa**

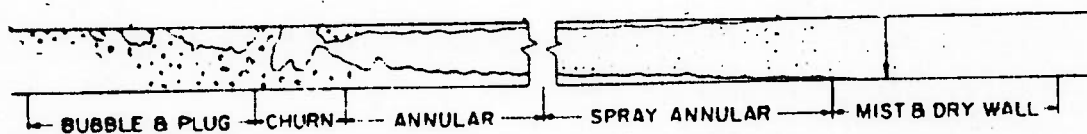
Este projeto de pesquisa tem o objetivo de projetar, construir e testar um circuito para ensaiar serpentinas de resfriamento de que utilizam compostos halogenados como refrigerante (evaporador) utilizadas em condicionadores de ar domésticos;

## 2. CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA.

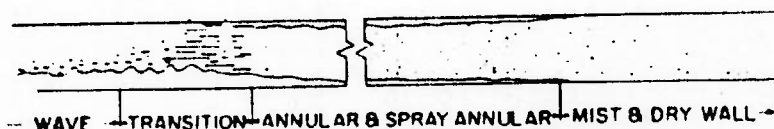
A seguir é apresentada uma descrição sucinta dos mecanismos de transferência de calor e massa que ocorrem em evaporadores , tanto do lado do ar quanto do lado do refrigerante. Além disso, é feita uma descrição dos principais tipos de serpentinas de resfriamento de ar utilizadas em equipamentos de ar condicionado e são apresentadas algumas informações sobre alguns refrigerantes empregados neste tipo de equipamento.

### **2.1. Evaporação em tubos horizontais.**

Quando uma mistura de líquido e vapor escoar no interior de um tubo, vários padrões de escoamento podem ocorrer, dependendo do título, das propriedades do fluido em cada uma das fases e da vazão mássica de fluido. Ao longo do evaporador, o título aumenta provocando mudanças no regime do escoamento. Na figura 1 podem ser vistos os regimes de escoamento do fluido refrigerante evaporando em um tubo horizontal em duas condições diferentes: uma com alto fluxo mássico ( $407 \text{ kg/m}^2.\text{s}$ ) e com fluido refrigerante entrando como líquido subresfriado; outra com baixo fluxo mássico (de  $203 \text{ kg/m}^2.\text{s}$ ) e com título de 20% na entrada.



(a) Alto fluxo mássico  $407 \text{ kg/m}^2.\text{s}$  ( $300.000 \text{ lbm/h.ft}^2$ )  
Líquido subresfriado na entrada



(b) Baixo fluxo mássico  $203 \text{ kg/m}^2.\text{s}$  ( $150.000 \text{ lbm/h.ft}^2$ )  
Título de 20% na entrada

**Figura 1 - Padrões de escoamento na evaporação de R12 em tubos horizontais (ASHRAE Handbook of Fundamentals, 1987).**

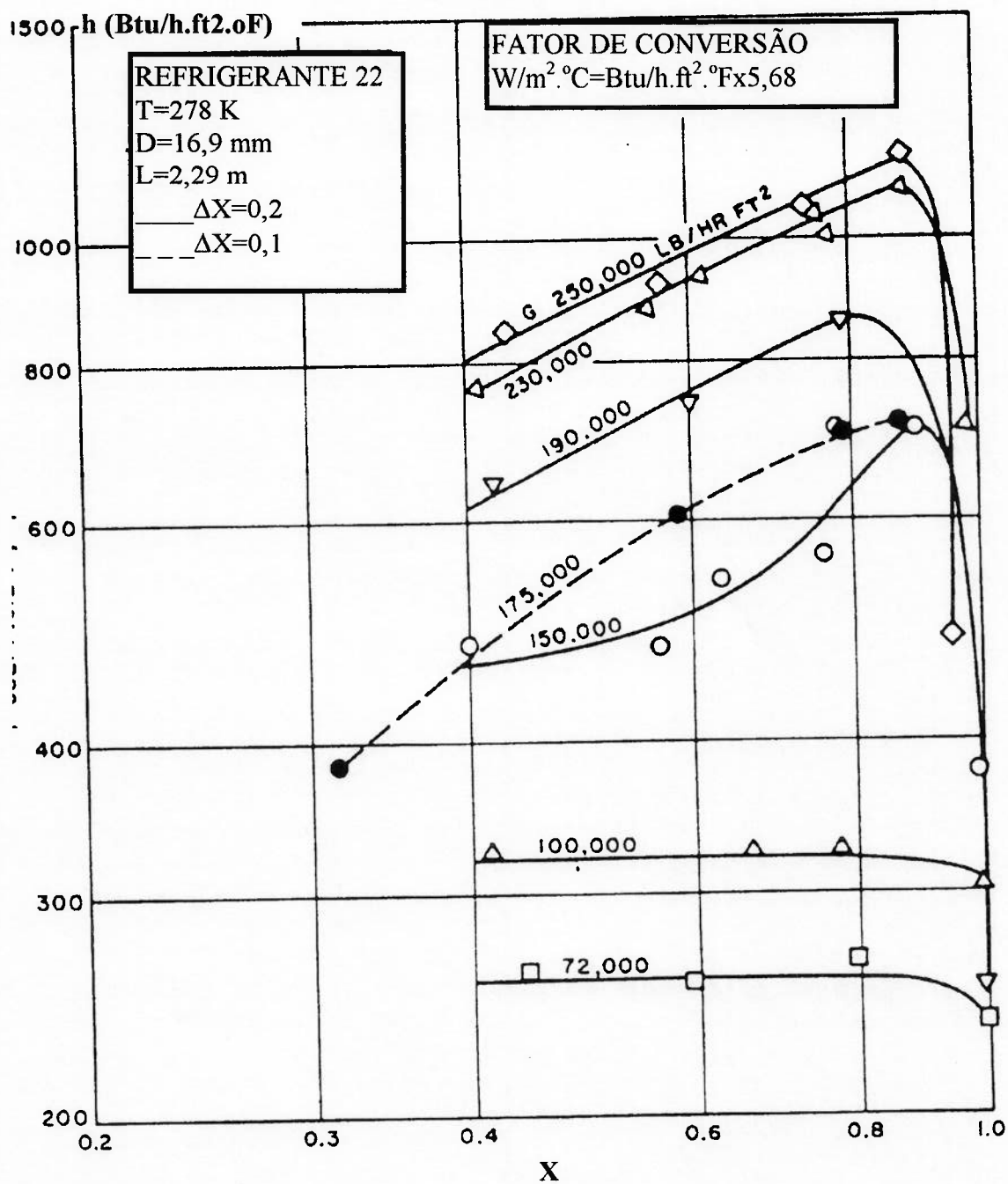
Quando o fluido refrigerante entra no tubo como líquido subresfriado (figura 1a.), inicialmente forma-se bolhas (“bubbles”) junto à parede do tubo (nucleação). Uma vez que a nucleação ocorra, uma película de vapor superaquecido se forma junto à parede. Em seguida, as bolhas rapidamente se aglomeram formando bolsas de vapor (“slugs”) na superfície superior do tubo. A coalescência das bolhas e das bolsas de vapor resulta em um escoamento altamente agitado (“churn” ou “semiannular flow”). Em seguida, um anel de líquido forma-se junto à parede, caso a velocidade do fluido seja suficientemente alta (“annular flow”). O estabelecimento do escoamento anular ocorre quando a relação entre a área ocupada pelo vapor e a área total da seção transversal do tubo é de cerca de 85%. Isto corresponde a um título de 3 a 5% para a maioria dos fluidos refrigerantes.

Em circuitos de refrigeração convencionais, normalmente o título na entrada é de aproximadamente 20%. Dessa forma, o escoamento anular predomina ao longo de todo o

tubo. Quando o fluxo mássico é baixo (menor que  $203 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$  para um tubo de 12,7mm de diâmetro), inicialmente o líquido ocupa apenas a parte inferior do tubo. Isto provoca um escoamento do tipo onda (“wavy-type flow”) quando o título é menor que 5%. Em seguida, o escoamento anular é estabelecido (figura 1b.).

A transferência de calor em tubos nos quais ocorre evaporação é um fenômeno bastante complexo. Dessa forma, o desenvolvimento de uma relação para determinar os parâmetros de transferência de calor é uma tarefa muito difícil. Entretanto, para evaporadores com o fluido refrigerante entrando com valores de título elevados (maiores que 20%), o problema se torna mais fácil, já que o escoamento anular deve ocorrer na maior parte do tubo.

A figura 2 apresenta os dados obtidos para o R22 evaporando em um tubo de cobre de 16,9 mm de diâmetro e 2,29 m de comprimento. Para fluxos mássicos menores que  $203 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$  ( $150\,000 \text{ lbm/h} \cdot \text{ft}^2$ ) o regime de ondas deve ter ocorrido (“wavy flow regime”) e o coeficiente de transferência de calor é aproximadamente constante ao longo do tubo, diminuindo abruptamente quando termina o processo de evaporação. Para fluxos mássicos maiores que  $203 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$  o escoamento anular é predominante e o coeficiente de transferência de calor aumenta ao longo do tubo, diminuindo abruptamente quando o título se torna maior que 90 %.



**Figura 2 - Gráfico da variação do coeficiente de transferência de calor ao longo do tubo em um processo de evaporação de R22 (ASHRAE Handbook of Fundamentals, 1987)**

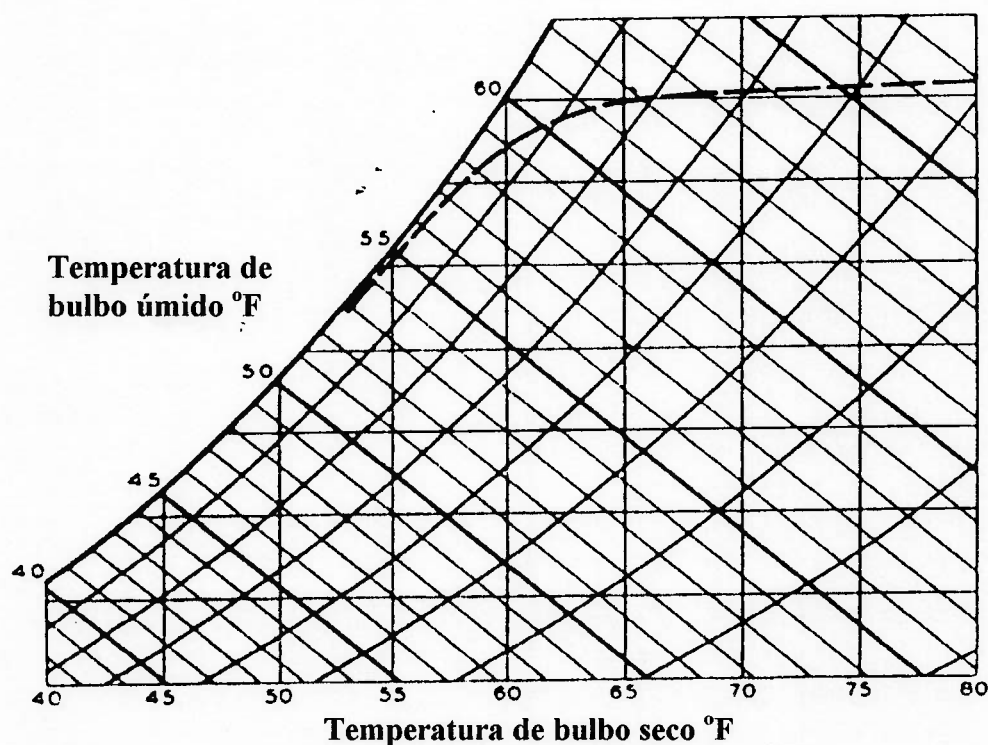
No capítulo 3 são apresentadas relações para determinação do coeficiente médio de transferência de calor para fluidos refrigerantes evaporando em tubos horizontais.



## 2.2. Processo de transferência de calor e massa em serpentinas de resfriamento de ar.

Quando a temperatura de orvalho do ar a jusante de uma serpentina de resfriamento é menor que a temperatura de orvalho a montante da serpentina, parte do vapor de água contido no ar (umidade) é condensado na serpentina.

Na figura 3 pode ser vista a representação do processo de desumidificação do ar entrando a 27 °C (80,6 °F) com uma temperatura de orvalho de 17 °C (62,6 °F) e saindo a 12 °C (53,6 °F) saturado. No primeiro trecho da serpentina (na direção do escoamento de ar) não há condensação e dessa forma há apenas o processo de transferência de calor. Quando a temperatura do ar atinge a temperatura de orvalho começa a haver condensação e se inicia um processo combinado de transferência de calor e massa.



**Figura 3 - Representação do processo de resfriamento de ar  
(fonte: ASHRAE Handbook of Equipment, 1979).**

Quando há condensação, o desempenho de serpentinas de resfriamento pode ser determinado com exatidão somente a partir de dados experimentais. A norma 33-78 da ASHRAE apresenta um método para avaliar o desempenho de serpentinas de resfriamento.

No processo de resfriamento e de desumidificação do ar há dois potenciais que atuam na transferência de calor e massa: a diferença de entalpia entre o ar ao longe e o ar junto à parede do tubo (saturado na temperatura de parede), e a diferença de temperatura entre o fluido refrigerante e a parede do tubo. Na figura 4 pode ser visto a representação gráfica das propriedades do ar e do fluido refrigerante em uma serpentina de resfriamento de ar.

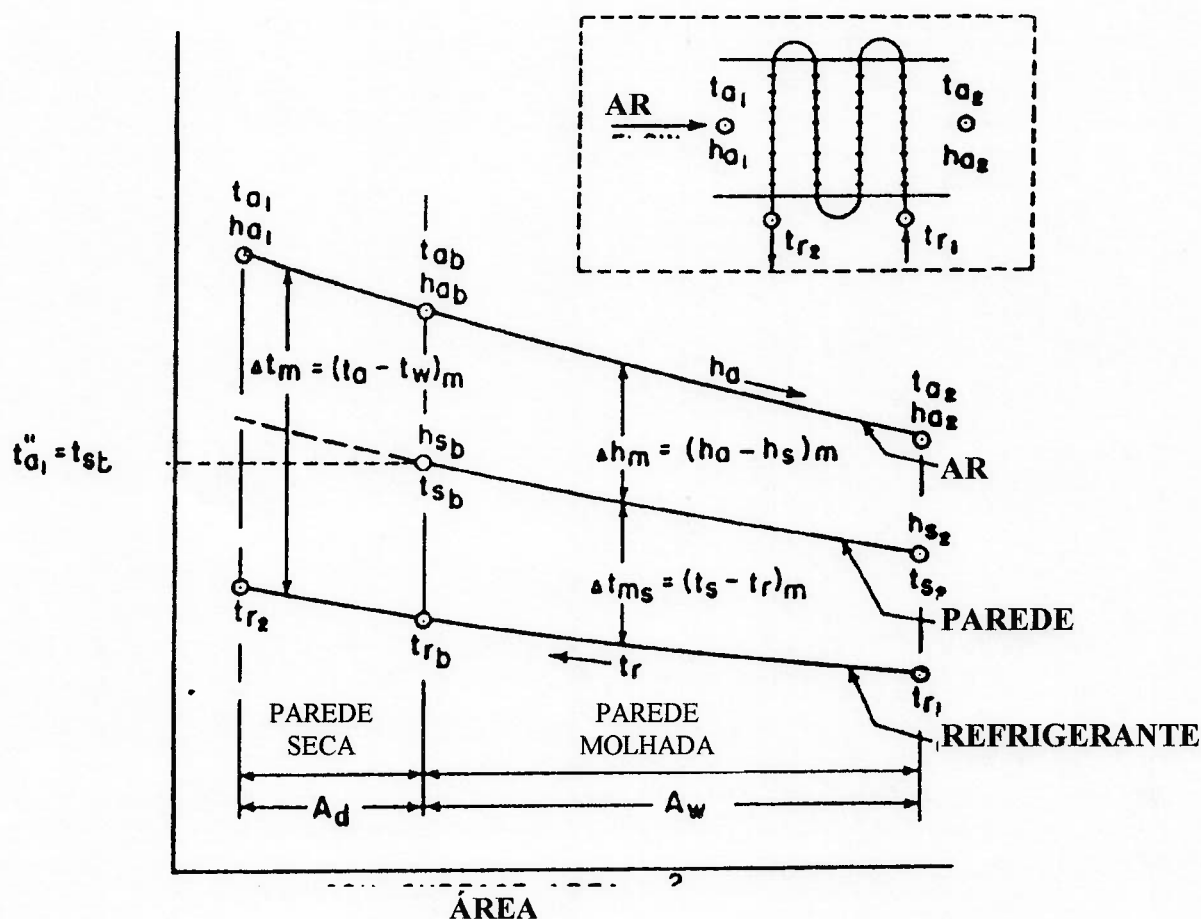


Figura 4 - Representação das propriedades do ar e do fluido refrigerante em uma serpentina de resfriamento de ar

(fonte: ASHRAE Handbook of Equipment, 1979).

O fluxo de calor transferido do ar, desprezando-se a entalpia do vapor de água condensado e as perdas por radiação e convecção, pode ser determinado através da aplicação da 1ª Lei de Termodinâmica:

$$dQ_{ar} = - m_a \cdot (dh_a) \quad (1)$$

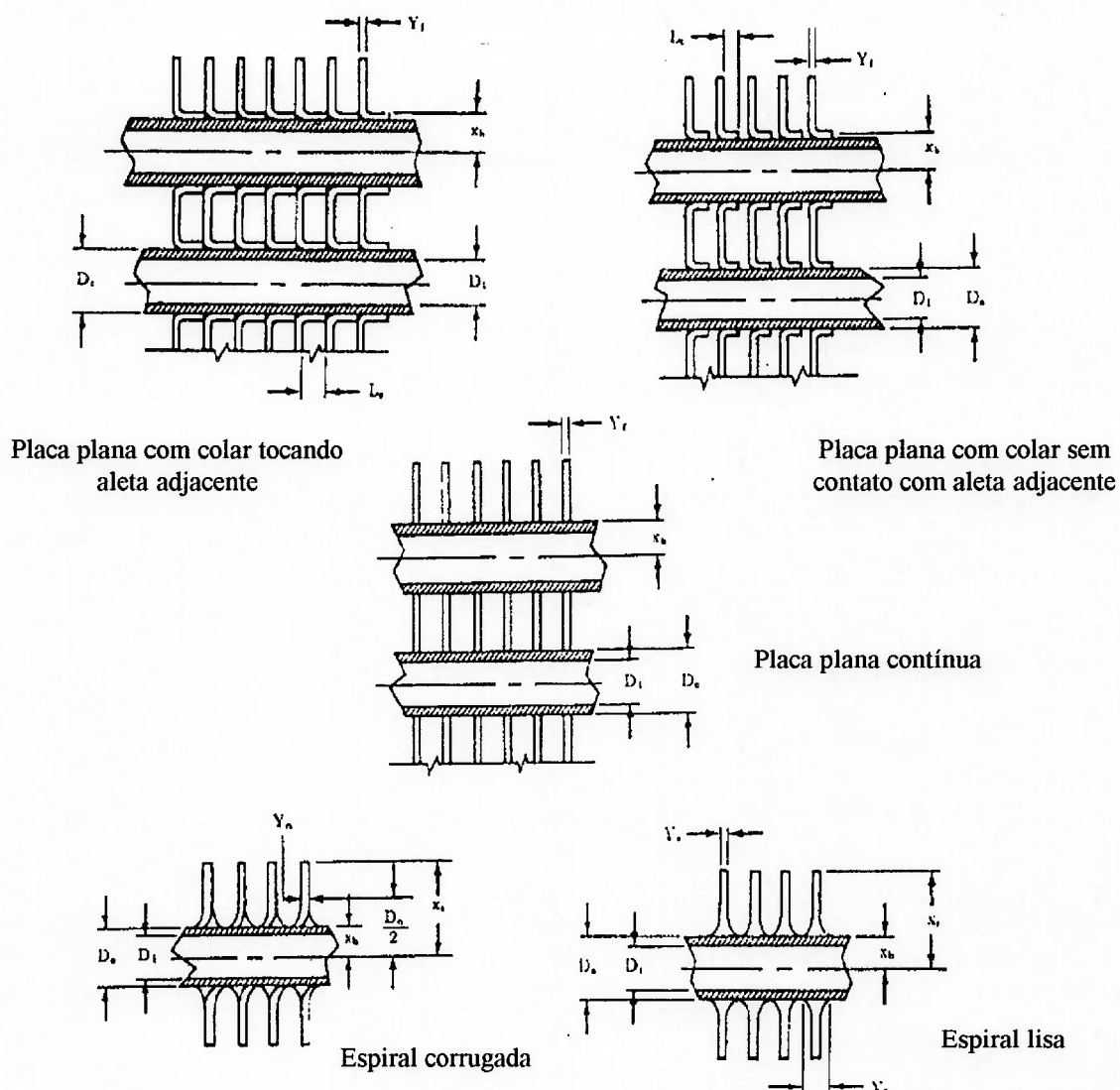
O fluxo de calor transferido do ar para a superfície do tubo pode ser determinado pela relação de McElgin e Wiley (ASHRAE Handbook of Fundamentals, 1987):

$$dQ_{ar} = (h_a - h_s) \cdot dA_w / C_p \cdot R_{aw} \quad (2)$$

### **2.3. Serpentinhas de resfriamento de ar**

Normalmente em equipamentos de condicionamento de ar são utilizadas serpentinhas aletadas de circulação forçada para o resfriamento do ar.

Os tubos das serpentinhas podem ser arranjados em paralelo ou em quiquôncio. As aletas podem apresentar várias configurações, como por exemplo: placa plana contínua (“continuous flat plate fins”), placa conformada contínua (“continuous configured plate fins”), espiral corrugada (“crimped spiral fins”), placa plana fixada individualmente no tubo (“flat plate fins on individually-finned tube”) e placa conformada fixada individualmente no tubo (“configured plate fins on individually-finned tube”). Na figura 5 podem ser vistos alguns tipos de aletas.



**Figura 5 - Alguns tipos de aletas  
(norma ARI 410, 1981)**

## 2.4. Refrigerantes

Freqüentemente a escolha de um refrigerante para uma determinada aplicação depende de propriedades não relacionadas diretamente com o processo de transferência de calor. Flamabilidade, toxicidade, densidade e viscosidade em muitos casos são fatores decisivos na escolha.

Normalmente a seleção de um refrigerante é um compromisso entre propriedades conflitantes. Por exemplo, baixa viscosidade e baixa tensão superficial são desejáveis, mas isto irá dificultar a formação de gotas durante a condensação e conseqüentemente diminuirá o coeficiente de transferência de calor.

O HCFC-22 é largamente empregado em sistemas de condicionamento de ar. Devido ao seu impacto sobre a camada de ozônio substitutos sem cloro estão sendo desenvolvidos. Desde 1992, fabricantes de refrigerantes, instituições de pesquisa e fabricantes de equipamentos têm desenvolvido e testados substitutos para o HCFC-22. A empresa DuPont tem participado destas pesquisas e a partir dos resultados que foram encontrados definiu três candidatos para substituir o HCFC-22 em várias aplicações:

- Suva 134a - menor capacidade, substância pura (HCF-134a);
- Suva 9000 - capacidade similar, mistura (HCF-32/HCF-125/HCF-134a);
- Suva 9100 - maior capacidade, mistura (HFC-32/HFC-125).

Na tabela 1 pode ser vista uma comparação entre os três potenciais substitutos ao HCFC-22.

Atributos	Suva 134a	Suva 9000	Suva 9100
Utilização em equipamentos que operam com HCFC-22	não	sim	não
Capacidade (HCFC-22=1)	0,65	1,00	1,60
Tamanho do equipamento	maior	igual	menor
Substância pura ou mistura azeotrópica	sim	não	não
Necessidade de novos lubrificantes	sim	sim	sim

(\*) Calculadas teoricamente

**Tabela 1 - Comparação entre os substitutos do HCFC-22 (em relação ao HCFC-22)**

Suva 134a possui pressão de vapor e capacidade menores que o HCFC-22 para os projetos de equipamentos existentes. Dessa forma, seria necessário aumentar o tamanho dos trocadores de calor e do compressor para manter a mesma capacidade de resfriamento dos equipamentos que operam com HCFC-22.

Suva 9000 é uma mistura de HCF-32/HCF-125/HCF-134a, com a composição mássica 23/25/52%. Este fluido apresenta capacidade e eficiência energética (EER=capacidade de resfriamento/potência elétrica consumida) similares aos apresentados pelo HCFC-22. Assim, o Suva 9000 pode ser usado em equipamentos novos especialmente projetados para operar com ele ou em equipamentos projetados para operar com o HCFC-22.

Suva 9100 é uma mistura de HFC-32/HFC-125, com a composição mássica 45/55%. Este refrigerante proporciona aumento significativo da capacidade, aumento pequeno da eficiência energética e aumento das pressões de operação em equipamentos projetados para operar com HCFC-22. Dessa forma, novos equipamentos devem ser projetados para operar com Suva 9100, possibilitando uma redução do tamanho dos trocadores de calor.

### 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

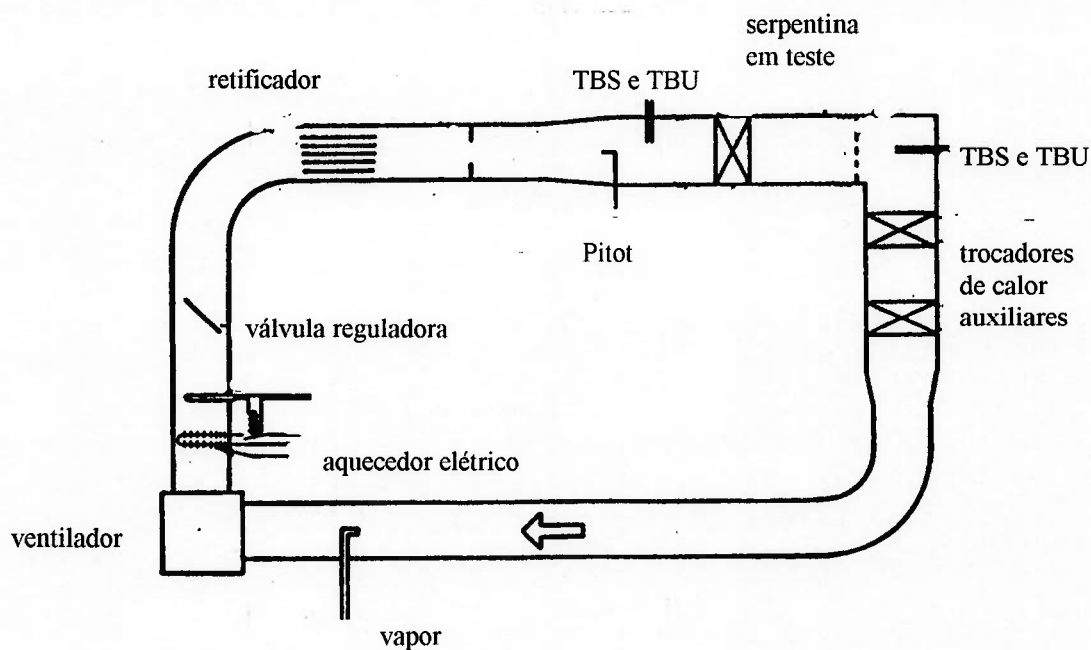
São apresentadas a seguir informações sintetizadas sobre trabalhos de pesquisa relacionados ao estudo da transferência de calor em evaporadores e serpentinas de resfriamento e aquecimento de ar, enfatizando a descrição do aparato experimental utilizado pelos pesquisadores para realização dos seus trabalhos.

Apresentam-se, também, descrições sucintas de normas utilizadas para a medição de variáveis e determinação de parâmetros importantes na análise do comportamento térmico destes trocadores de calor.

Foram pesquisados também mais dois temas: correlações para determinação do coeficiente médio de transferência de calor para fluidos refrigerantes evaporando em tubos horizontais e substitutos para o HCFC-22 para melhor caracterização do problema de análise de desempenho térmico de evaporadores.

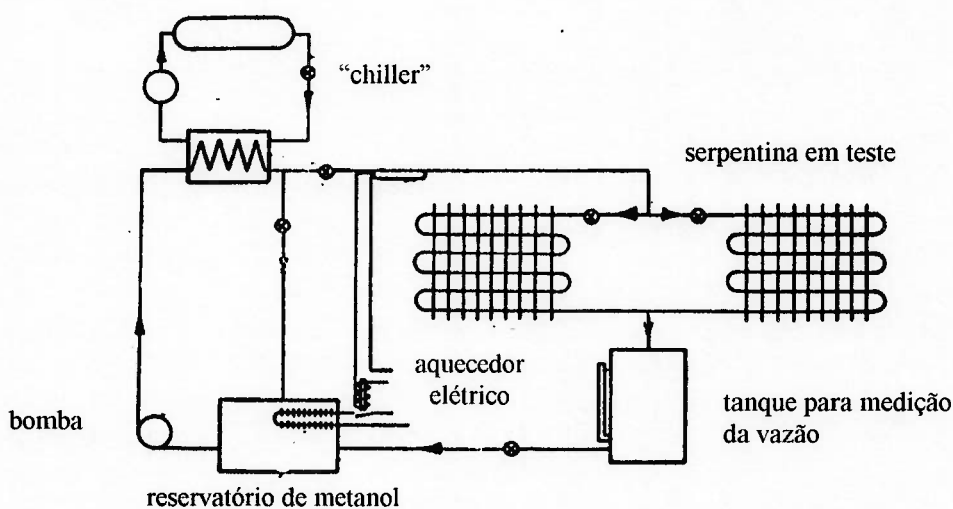
#### ***3.1. Circuitos para ensaio de evaporadores e serpentinas de resfriamento***

Gates, Sepsy e Huffman (1967) desenvolveram um circuito para determinar os principais parâmetros de transferência de calor e perda de carga, para serpentinas de resfriamento de ar aletadas do tipo “plate-fin-tube”, empregando metanol como fluido refrigerante. Foram testadas serpentinas com várias configurações de tubos e espaçamento de aletas em diferentes condições de operação. O aparato experimental utiliza um circuito fechado de circulação de ar e um circuito de metanol, conforme mostrado nas figuras 6 e 7.



**Figura 6 - Circuito de ar do aparato experimental**  
(Gates, Sepsy e Huffman, 1967)

As principais variáveis medidas foram: a vazão de ar, as pressões e as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido a montante e a jusante da serpentina. Os pontos de medição das variáveis podem ser vistos na figura 6. No circuito de metanol as principais variáveis medidas foram a vazão e as temperaturas de entrada e saída da serpentina de resfriamento do ar.



**Figura 7 - Circuito de metanol do aparato experimental**  
(Gates, Sepsy e Huffman, 1967)



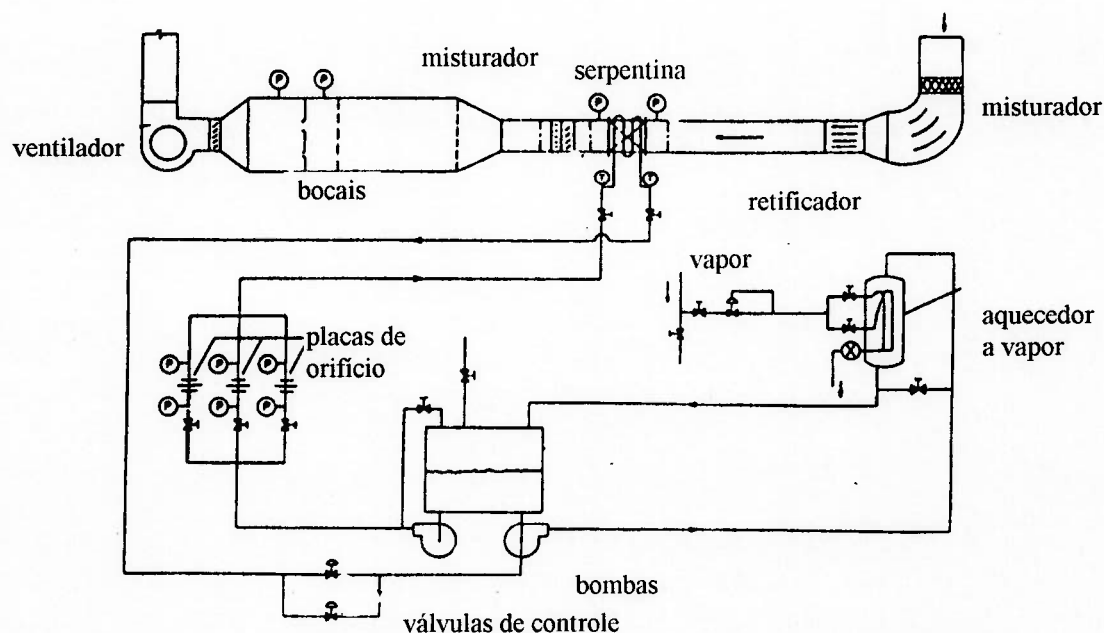
Os parâmetros determinados neste trabalho foram: a temperatura média de parede do evaporador; o fluxo de calor total transferido do ar, incluindo a parcela necessária para o congelamento da umidade do ar<sup>1</sup>; o fluxo de calor transferido para o fluido refrigerante, calculado a partir das medições no circuito do refrigerante; os coeficientes de troca de calor global e do ar.

Rich (1973) construiu um aparato experimental com a finalidade de determinar o efeito do espaçamento das aletas na troca de calor e na perda de pressão em serpentinas de aquecimento de ar onde o fluido de aquecimento é a água. O esquema dos circuitos de ar e água e os pontos de medição das variáveis podem ser observados na figura 8. As variáveis medidas foram: as pressões e temperaturas antes e depois da serpentina, a temperatura após o misturador e a vazão de ar.

O autor fez uma comparação do desempenho de uma serpentina variando o espaçamento das aletas.

---

<sup>1</sup> Como o trocador de calor ensaiado opera com temperaturas menores que a temperatura de congelamento da água, a parcela da água contida no ar que se solidifica nas paredes do trocador deve ser levada em conta no balanço de energia e na determinação da perda de carga.



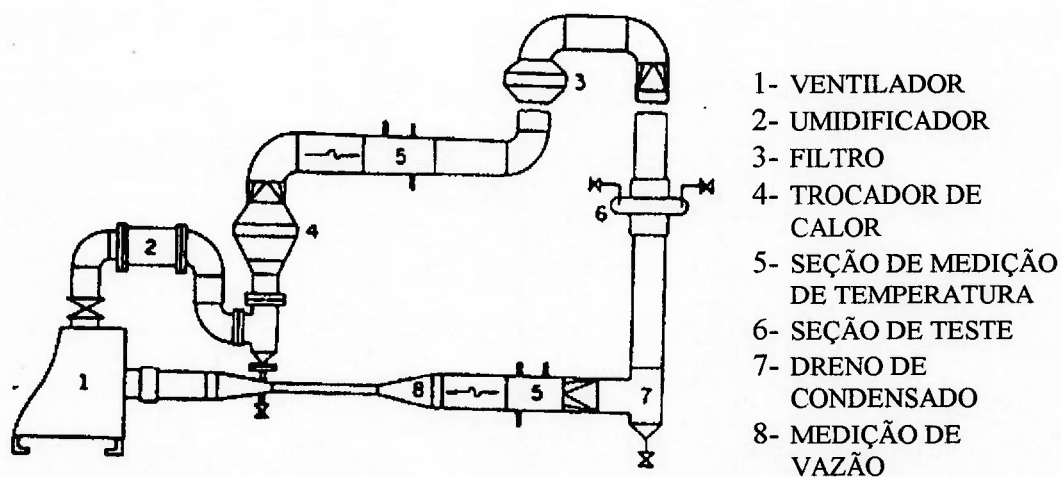
**Figura 8 - Aparato experimental para ensaiar serpentinas de aquecimento de ar (Rich, 1973).**

McQuiston (1978) realizou um trabalho experimental a fim de estudar o processo combinado de transferência de calor, massa e quantidade de movimento em cinco trocadores de calor aletados do tipo “plate-fin-tube” com espaçamento de aletas diferentes (4, 8, 10, 12 e 14 aletas por polegada).

Cada trocador de calor foi ensaiado em três condições diferentes: uma em que se manteve a superfície seca do lado do ar e se utilizou água como fluido de aquecimento; outra em que se provocou a condensação do vapor d’água contido no ar (umidade) na forma de gotas e se utilizou água gelada como fluido de resfriamento; e a última em que se provocou a condensação na forma de um filme de líquido. Foram realizados procedimentos de limpeza da superfície do trocador de calor diferentes, dependendo do tipo de formação que se desejava estudar, utilizando-se percloroetileno para provocar a formação de gotas e água quente e detergente para provocar a formação de um filme durante a condensação.

Foram medidas as temperaturas de bulbo seco (TBS) e bulbo úmido (TBU) do ar a montante e a jusante da seção de testes, as temperaturas da água na entrada e na saída do

trocador de calor, a pressão diferencial no trocador de calor e a vazão de ar (medida com tubo de Pitot). O esquema do aparato experimental pode ser visto na figura 9.



**Figura 9 - Esquema do aparato experimental  
(McQuiston, 1978)**

Turaga e Fazio (1980) descrevem o aparato experimental construído na Universidade de Concórdia (Montreal) para ensaio dos seguintes trocadores de calor:

- A. Evaporadores para refrigerantes halogenados;
- B. Evaporadores que utilizam amônia como fluido refrigerante;
- C. Trocadores de calor ar-ar.

O aparato experimental é composto por um circuito de ar, um circuito onde circulam refrigerantes halogenados, outro onde circula amônia e outro onde circula ar, que são utilizados de acordo com o tipo de trocador de calor que se deseja ensaiar.

A Figura 10 mostra o esquema do circuito utilizado para ensaiar evaporadores para refrigerantes halogenados, assim como os pontos de medição das principais variáveis.

As variáveis medidas do lado do ar são: pressões estáticas, temperaturas e umidades na entrada e na saída do evaporador, pressões a montante e a jusante dos bocais, vazão de vapor usado para umidificação e vazão de água contida no ar que se condensa no evaporador.

As variáveis medidas do lado do refrigerante são: pressões e temperaturas na entrada e na saída da serpentina, do condensador e do compressor, pressão e temperatura na entrada da válvula de expansão e vazão. Além disso, são medidas a vazão da água e as temperaturas na entrada e na saída do condensador.

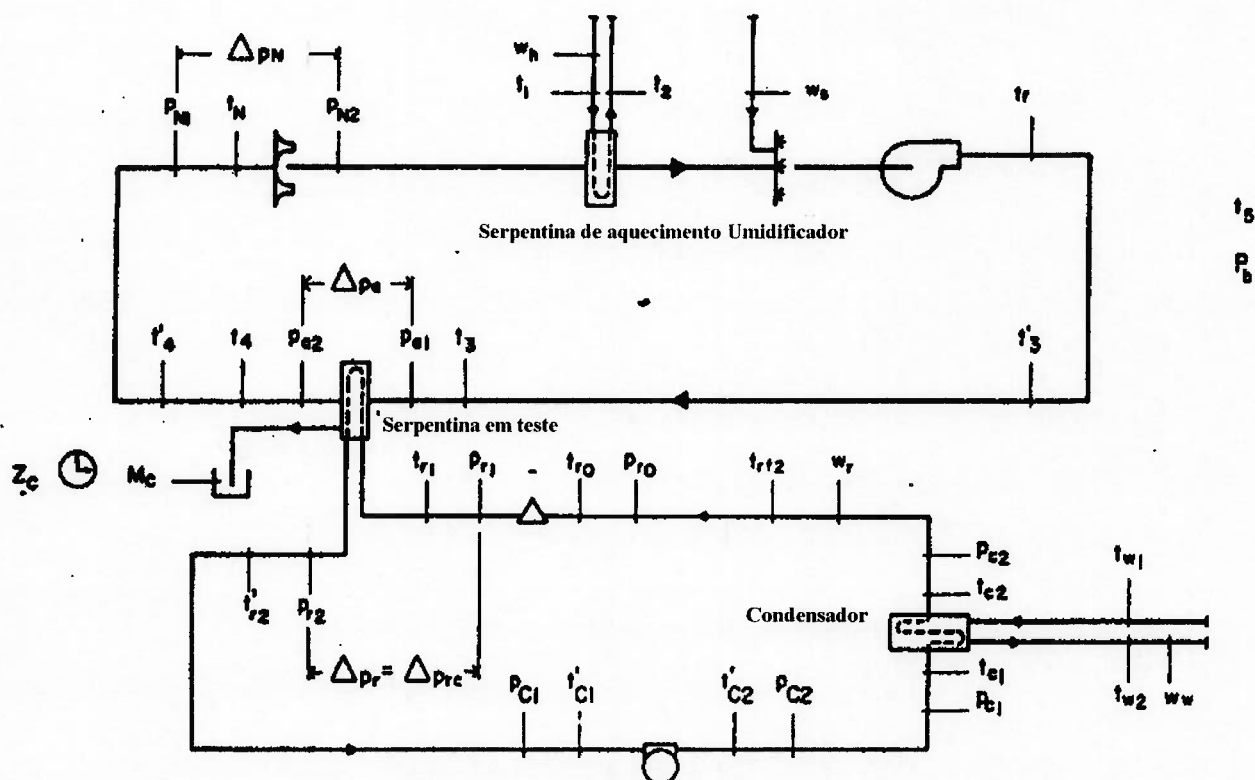


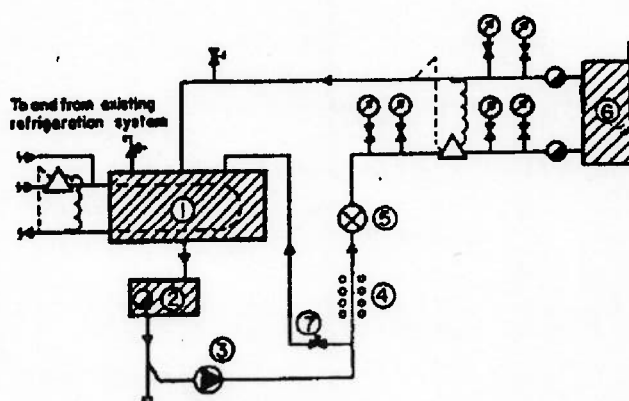
Figura 10 - Esquema de circuito utilizado para ensaiar evaporadores de refrigerantes halogenados

(Turaga e Fazio, 1980)

O esquema do circuito de amônia e os pontos de medição das principais variáveis podem ser observados na Figura 11.

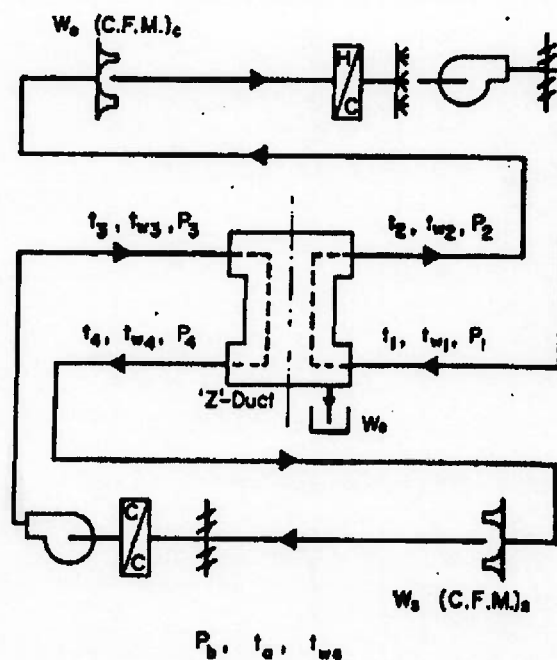
Foram medidas as pressões e temperaturas na entrada e na saída do evaporador; a pressão e a temperatura a montante da válvula de expansão e a vazão de amônia que passa pelo evaporador.

O circuito de ar frio que é utilizado para resfriar outro fluxo de ar em trocadores de calor ar-ar é igual ao circuito de ar já descrito anteriormente, com exceção da serpentina de aquecimento que é substituída por uma serpentina de resfriamento. As variáveis medidas são as mesmas que as do circuito de ar anterior. O esquema dos dois circuitos de ar bem como os pontos de medição das variáveis podem ser vistos na Figura 12.



- 1- Trocador de calor
- 2- Reservatório
- 3- Bomba
- 4- Aquecedor elétrico
- 5- Medidor de vazão
- 6- Serpentina em teste
- 7- Válvula de "by-pass" de líquido

**Figura 11 - Esquema do circuito de amônia**  
(Turaga e Fazio, 1980)



**Figura 12 - Aparato experimental para ensaio de trocadores de calor ar-ar  
(Turaga e Fazio, 1980)**

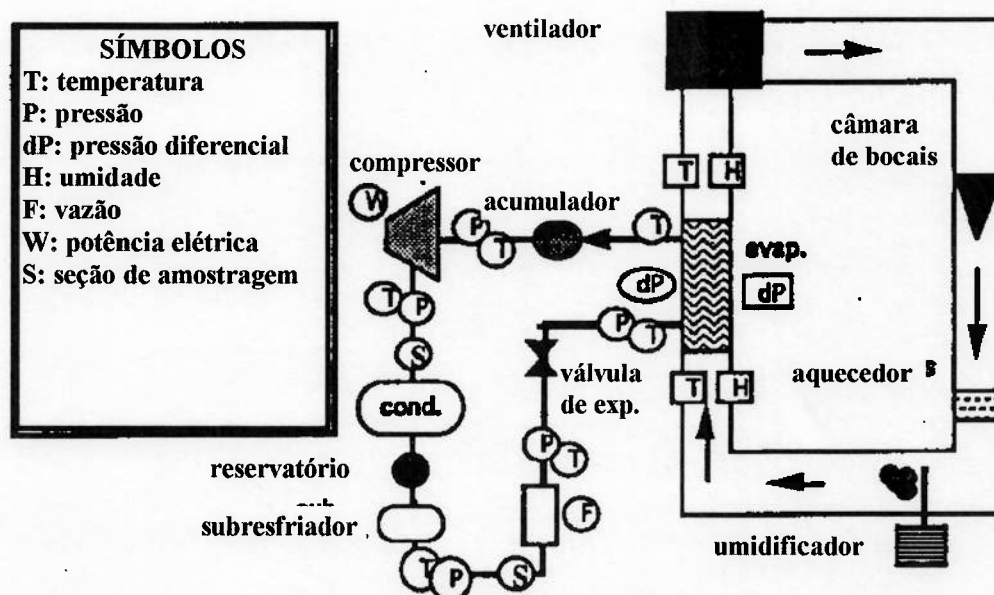
Utilizando este circuito, os autores fizeram uma comparação entre 10 evaporadores com diferentes espaçamentos de aletas em diferentes condições de operação (1988).

Pedersen et al (1992) realizaram um trabalho no qual comparam os valores da capacidade de refrigeração e do perfil de temperatura determinados experimentalmente com os valores obtidos através de um programa computacional, com o objetivo de validar o modelo matemático utilizado no programa. Foi ensaiado um evaporador utilizado em um condicionador de ar doméstico, operando com uma mistura ternária (R-134a (52%); R-32 (23%); R-125 (25%)).

A Figura 13 apresenta o esquema da instalação. Do lado do ar foram medidas as temperaturas e umidades a montante e a jusante da serpentina, bem como a perda de carga e a vazão de ar. Do lado do refrigerante foram medidas a pressão a montante e o perfil de temperatura ao longo do evaporador, a perda de carga, as pressões e temperaturas a montante

e a jusante do compressor, assim como a potência elétrica consumida pelo compressor e as pressões e temperaturas a montante e a jusante do medidor de vazão.

Os valores obtidos experimentalmente apresentaram boa concordância com os valores calculados pelo programa computacional.



**Figura 13 - Aparato experimental para teste de evaporadores  
 (Pedersen et al, 1992)**

### 3.2 Normas de ensaio

A Norma ARI 410, apresenta um roteiro para a obtenção de curvas de desempenho de evaporadores e serpentinas para resfriamento de ar, que utilizam refrigerantes halogenados, água gelada ou solução de etilenoglicol como fluido de trabalho, e de serpentinas de aquecimento de ar que utilizam vapor d'água, água quente ou uma solução de etilenoglicol como fluido de aquecimento.

Estas curvas são construídas a partir de dados experimentais levantados em medições de laboratório para um determinado tipo de trocador de calor e por extrapolação desses dados para outros tipos. Para isto, a norma especifica quais tipos de trocadores de calor devem ser

ensaiados e como pode ser feita a extrapolação desses dados. As medições devem ser feitas segundo recomendações da Norma ASHRAE 33-78. Na tabela 2 podem ser vistas as faixas de operação das principais variáveis recomendadas pela norma ARI-410.

VARIÁVEL	FAIXA
Velocidade de face (m/s)	1 a 4
TBS a montante do trocador (°C)	18,3 a 37,8
TBU a montante do trocador (°C)	15,5 a 29,4
Temperatura de evaporação do refrigerante (°C)	-1,1 a 12,8

**Tabela 2 - Faixa de operação das principais variáveis (norma ARI-410, 1981)**

A Norma ASHRAE 33-78 apresenta um método para teste de serpentinas de resfriamento e aquecimento de ar. Ela descreve e especifica os instrumentos e aparatos para medição, os procedimentos de medição, os dados a serem medidos e o roteiro de cálculo. Os principais parâmetros que devem ser calculados são: as capacidades de refrigeração total e sensível (para serpentinas de resfriamento e desumidificação); a capacidade total de aquecimento (para serpentinas de aquecimento); a perda de pressão do lado do ar e do lado do refrigerante.

A pré-norma ENV-305 do CEN (“Comité Européen de Normalisation”) define termos e apresenta equações gerais usadas na determinação do desempenho térmico de trocadores de calor, incluindo a teoria e os procedimentos de ensaio relacionados com este tema.

A pré-norma ENV-306 do CEN descreve os métodos e as incertezas das medições de temperatura, pressão, título, umidade e vazão de diferentes fluidos. Apresenta também como determinar a perda de pressão em trocadores de calor.

A pré-norma ENV-1216 do CEN estabelece um método para ensaio de serpentinas de aquecimento e resfriamento de ar no qual são descritos os procedimentos laboratoriais realizados durante os ensaios.



A Norma ANSI ASHRAE 41.1 estabelece método para medição de temperaturas. Ela descreve os principais instrumentos de medição e suas incertezas. Apresenta, também, cuidados que devem ser tomados durante a medição de temperatura tais como: não uniformidade de temperatura, velocidade e umidade na seção de medição, radiação térmica e condução térmica. Além disso, apresenta sugestões para o projeto de amostradores, misturadores e psicrômetros.

A Norma ANSI ASHRAE 41.3 para medição de pressão apresenta recomendações para medição dessa variável em escoamentos em regime permanente sem pulsações. Ela descreve os principais instrumentos de medição de pressão, suas incertezas e como se deve construir tomadas de pressão adequadas para diferentes substâncias. Além disso, apresenta procedimentos e aparatos para calibração dos medidores de pressão.

A Norma ANSI ASHRAE 41.2 para medição de vazão apresenta dispositivos e métodos para medição dessa variável. Os principais dispositivos descritos são: dutos de teste, câmara de bocais, câmaras calorimétricas e sistemas de salas calorimétricas. A Norma também apresenta as variáveis a serem medidas e os roteiros de cálculo da vazão para cada um dos dispositivos de medição descritos.

A Norma ANSI ASHRAE 41.6 descreve vários instrumentos e técnicas de medição de umidade do ar. Os principais instrumentos descritos são psicrômetros, medidor de ponto de orvalho e higrômetro. São apresentadas equações para o cálculo das variáveis envolvidas na determinação da umidade para o ar. Além disso, há uma série de recomendações para se eliminar as principais fontes de erros na medição da umidade.

### **3.3. Correlações para determinação do coeficiente de transferência de calor de processos de evaporação de compostos halogenados em tubos horizontais**

Pierre (1955 e 1957) propôs uma equação para o coeficiente médio de transferência de calor para R-12 e R-22 escoando no interior de tubos de cobre com diâmetros de 11,99 a 18,01 mm e comprimentos de 4084 a 9510 mm e evaporando em temperaturas de -20 a 0 °C. A equação proposta é apresentada a seguir:

$$h = C_1 \left( \frac{Kl}{D} \right) \left[ \left( \frac{G \cdot D}{\mu} \right)^2 \cdot \left( \frac{J \cdot \Delta x \cdot hfg}{L} \right) \right]^n \quad (3)$$

$C_1=0,0009$  e  $n=0,5$  (para o título na saída menor que 90%)

$C_1=0,0082$  e  $n=0,4$  (para um grau de superaquecimento de  $6,1^\circ\text{C}$  na saída).

Altman et al. (1960) propôs novos valores para os coeficientes  $C_1$  e  $n$  da equação de Pierre para determinação do coeficiente de transferência de calor médio para R-22 evaporando de  $4,4$  a  $26,7^\circ\text{C}$  em um tubo de cobre com diâmetro de  $8,71$  mm e comprimento de  $2438$  mm. Os coeficientes foram determinados para variações de aproximadamente 15% no título. A faixa investigada foi de 20% de título até vapor superaquecido. Os valores propostos foram:

$C_1=0,0225$  e  $n=0,375$ .

### **3.4. Substituição do HCFC-22**

Com relação a estudos sobre a substituição do HCFC-22, refrigerante utilizado em condicionadores de ar compactos, pode-se destacar o trabalho realizado por Radermacher e Jung (1991). Eles analisaram teoricamente diversas misturas de refrigerantes concluindo que as que apresentam melhor desempenho (maior coeficiente de performance teórico) são a mistura

ternária, sem cloro, constituída por HFC-32, HFC-152a, HFC-134 e a mistura binária, sem cloro, constituída por HFC-32 e HFC-134a.

Kondeputi (1992) estudou experimentalmente diversas misturas binárias sem cloro, para a substituição do HCFC-22 em equipamentos existentes (“retrofit”). A melhor opção encontrada foi a mistura constituída por HFC-32 e HFC-134a (40%, 60% em massa) pois mantém a capacidade do equipamento. No entanto, tal mistura é inflamável o que impede o seu emprego em condicionadores de ar domésticos. Cogita-se que a adição de um composto não inflamável irá reduzir o limite de flamabilidade da mistura.

Godwin (1993) realizou um trabalho experimental em que foi feita uma avaliação do desempenho de sistemas de refrigeração, que originalmente utilizavam R-22, quando operavam com fluidos refrigerantes alternativos.

Foram testados vários sistemas de refrigeração, desde pequenas unidades domésticas (com capacidade menor que 3,5 kW) até uma bomba de calor do tipo “split” de 17,5 kW. Foram feitas alterações ( lubrificante, deslocamento do compressor, carga de refrigerante, válvula de expansão, tamanho do motor, tamanho e configuração dos trocadores de calor, rotação do compressor e tamanho dos acumuladores de líquido) nos sistemas de refrigeração a fim de otimizar seu desempenho.

Basicamente foram comparados três aspectos: características da compressão (eficiência, capacidade, potência elétrica consumida, temperatura e pressão de descarga); características da transferência de calor (na evaporação e na condensação) e desempenho de todo o sistema.

Parâmetros de comparação ( relação entre a eficiência energética (EER) do sistema otimizado e o sistema original e a relação entre a capacidade de refrigeração do sistema otimizado e o sistema original) foram calculados a fim de normalizar os dados e torná-los comparáveis, tendo em vista que os equipamentos testados eram diferentes em relação a vários

aspectos: tipo, capacidade de refrigeração, tipo de compressor (rotativos, de lóbulos, de rosca, alternativo), carga de fluido refrigerante, tipo de lubrificante, condições de teste, graus de subresfriamento e superaquecimento, aparato experimental empregado e erro experimental.

Foram escolhidas duas composições de duas misturas diferentes de refrigerantes (R-32/125 (60/40), R-32/125 (50/50), R-32/125/134a (30/10/60) e, R-32/125/134a (23/25/52) entre os vários possíveis substitutos do R-22.

Sistemas que operaram com a mistura R-32/125 (60/40) apresentaram uma variação de -3 a +7% da capacidade de refrigeração e uma variação de -10 a +5% da eficiência em relação ao sistema original, dependendo do sistema de refrigeração utilizado.

Sistemas que operaram com a mistura R-32/125 (50/50) apresentaram uma variação de -2 a +5% da capacidade de refrigeração e uma variação de +1 a +6% da eficiência.

Equipamentos que operaram com a mistura R-32/125/134a (30/10/60) apresentaram uma variação de -5 a +5% da capacidade e -10 a +2% da eficiência.

Sistemas que operaram com a mistura R-32/125/134a (23/25/52) apresentaram uma variação de -7 a +1% da capacidade e -10 a +3% da eficiência.

O autor concluiu que alguns sistemas otimizados operando com os fluidos refrigerantes testados podem apresentar capacidade e eficiência iguais ou maiores que os sistemas originais. Ele sugeriu que seja feita uma otimização completa dos sistemas a fim de melhorar o desempenho destes equipamentos.

Kolliopoulos (1994) fez uma revisão sucinta sobre os resultados obtidos nos testes de três substitutos do R-22. Nos testes foram utilizados um calorímetro e um compressor de lóbulos projetado para operar com R-22. Os fluidos refrigerantes testados foram: HFC 134a, Suva 9000 e Suva 9100 (nomes comerciais da mistura produzida pela empresa DuPont).

HFC 134a é uma substância pura que possui pressão de evaporação e capacidade de refrigeração mais baixas que o R-22 para equipamentos já existentes. Caso os trocadores de

calor e o compressor sejam redimensionados, será possível atingir a capacidade desejada e o HFC 134a poderá ser um substituto apropriado do R-22.

Suva 9000 é uma mistura (HFC-32/125/134a (23/25/52)) que apresenta capacidade de refrigeração e eficiência energética similares quando comparada com R-22 em equipamentos existentes. Como este fluido refrigerante é uma mistura zeotrópica, haverá um aumento da eficiência energética se o equipamento for redimensionado levando-se em conta que a temperatura durante a mudança de fase não se mantém constante.

Suva 9100 é uma mistura (HFC-32/125 (45/55)). Este fluido garante um aumento significativo da capacidade de refrigeração e um pequeno incremento da eficiência energética. Desta forma, com o aumento da capacidade, o tamanho dos trocadores de calor poderá ser reduzido.

### **3.5. Considerações sobre a revisão bibliográfica**

O objetivo principal da revisão bibliográfica era fazer um levantamento de diversas concepções possíveis para um circuito para ensaio de evaporadores.

Na maioria dos artigos pesquisados, os autores estudaram o desempenho de serpentinas de resfriamento de ar e em apenas dois deles (Pedersen (1992) e Taruga e Fazio (1980)) foram utilizados compostos halogenados como fluidos refrigerantes.

Dessa forma, os artigos e as normas pesquisadas foram uma importante referência para a escolha da concepção do circuito de ar adotada neste projeto de pesquisa. No entanto, não foram encontradas, nos trabalhos pesquisados, informações importantes como as incertezas das medições e dos parâmetros calculados, a homogeneidade dos perfis de temperatura e velocidade na seção de testes e aspectos relativos à operação destes aparatos experimentais, dificultando o processo de decisão sobre a melhor concepção.

Por outro lado, não foram encontradas referências para a concepção do circuito de refrigerante. Os dois artigos que descrevem circuitos que utilizam compostos halogenados como fluido refrigerante, adotaram circuitos convencionais de refrigeração por compressão de vapor. Foi avaliado que esta concepção não atenderia os requisitos que um circuito para ensaio de evaporadores deveria apresentar: flexibilidade para operar com vários fluidos refrigerantes e possibilidade de controlar alguns parâmetros importantes como a temperatura de evaporação, o título do refrigerante na entrada do evaporador e a vazão mássica de refrigerante. Dessa, forma, este projeto de pesquisa exigiu o desenvolvimento de uma nova concepção para o circuito de refrigerante.

## 4. DESCRIÇÃO DO CIRCUITO PARA ENSAIO DE EVAPORADORES

O circuito para ensaios de evaporadores é constituído basicamente por dois circuitos: um no qual circula o ar e outro no qual circula o fluido refrigerante. O circuito de ar é aberto e permite o aquecimento e umidificação do ar que passa pelo evaporador a ser ensaiado. O circuito de refrigerante é composto basicamente por um circuito principal, um circuito secundário e um circuito intermediário de etilenoglicol. O circuito principal, no qual está instalado o evaporador a ser ensaiado, é diferente dos ciclos convencionais de refrigeração por compressão de vapor. Neste circuito, a condensação do refrigerante ocorre praticamente à mesma pressão que a evaporação. O circuito secundário é um ciclo de refrigeração por compressão de vapor convencional e tem a função de resfriar o etilenoglicol do circuito intermediário. Na figura 14 é apresentado o esquema do circuito para ensaio de evaporadores.

Este circuito apresenta grande flexibilidade para operar com vários fluidos refrigerantes (R22, R502 e R134a). É possível controlar vários parâmetros importantes no processo de transferência de calor: vazão mássica de refrigerante; temperatura de evaporação do refrigerante; título do refrigerante na entrada do evaporador; temperatura do ar na entrada do evaporador; umidade do ar na entrada do evaporador.

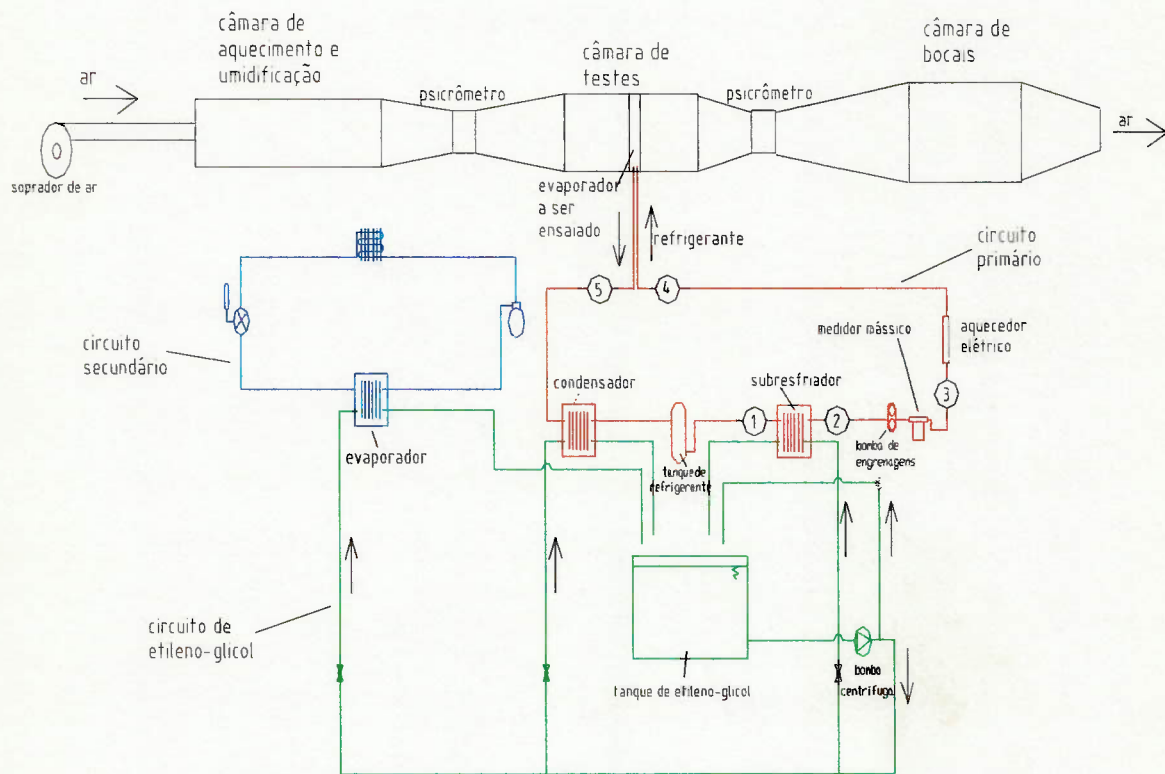
Dessa forma, é possível determinar alguns parâmetros importantes para avaliação do desempenho de evaporadores, como por exemplo: capacidade de resfriamento; temperatura e umidade do ar na saída do evaporador; perda de carga no lado do ar; perda de carga no lado do refrigerante.

A seguir, são descritos os circuitos de ar e de refrigerante. No anexo A são apresentadas algumas fotografias do circuito para ensaio de evaporadores e no anexo B é apresentada a lista com a especificação dos equipamentos e instrumentos que fazem parte dele.



#### 4.1. Circuito de ar

O circuito de ar pode ser dividido em três partes: a primeira onde são realizados o aquecimento e a umidificação do ar ambiente aspirado pelos sopradores; a segunda onde se encontra o trocador de calor a ser ensaiado; a terceira onde é medida a vazão de ar aspirada. O esquema do circuito é mostrado na figura 14. O projeto dos dutos foi feito segundo norma da ANSI/ASHRAE 41.2. No anexo C são apresentados os desenhos de fabricação do circuito de ar.

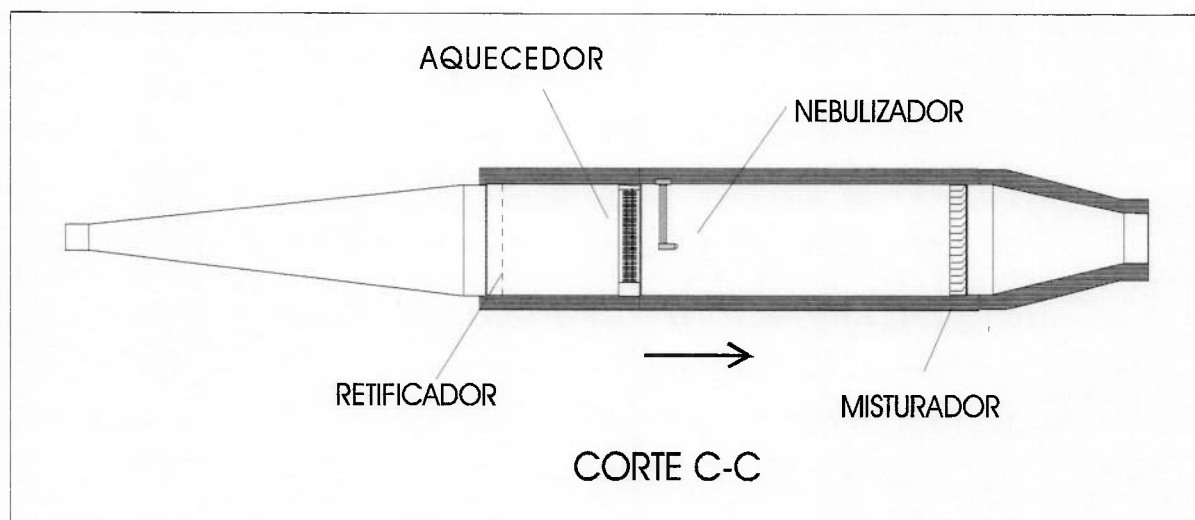


**Figura 14 - Esquema do aparato experimental**



#### 4.1.1. Seção de aquecimento e umidificação

A seção de aquecimento e umidificação é composta por um aquecedor elétrico, um nebulizador de água e um misturador. A tubulação a jusante do aquecedor é isolada termicamente a fim de minimizar a troca de calor com o ambiente. O esquema da seção de aquecimento e umidificação pode ser observado na figura 15.

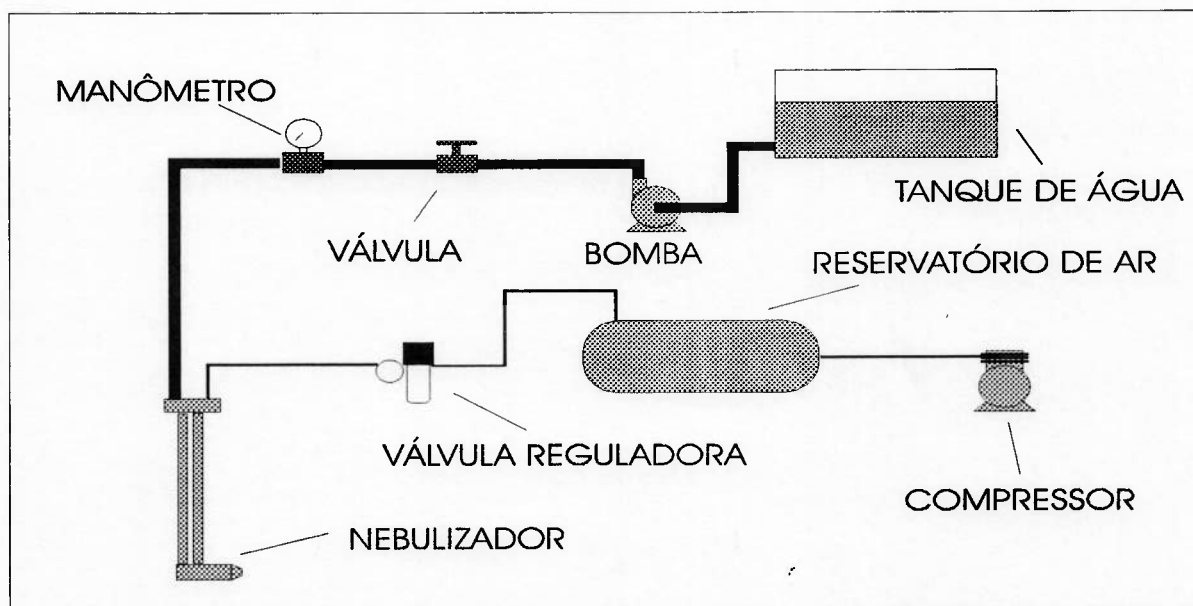


**Figura 15 - Esquema da seção de aquecimento e umidificação**

A resistência elétrica aquece o ar aspirado do ambiente, permitindo obter temperaturas maiores na entrada do trocador de calor. A temperatura do ar é controlada por um sistema constituído basicamente por um microcontrolador PID e um controlador da potência de alimentação do aquecedor.

O nebulizador tem como função umidificar o ar aquecido. Para isso, foi escolhido um bico nebulizador de água que utiliza ar comprimido como fluido nebulizante a fim de gerar uma névoa para facilitar a evaporação da água. O circuito de água é composto basicamente pelo bico nebulizador, uma bomba de engrenagens, um manômetro e uma válvula agulha. O controle da vazão de água é feito através de um microcontrolador acoplado a um variador de

rotação do motor da bomba. Dessa forma é possível manter constante a umidade do ar que entra na serpentina. O circuito de ar é constituído por um compressor, um reservatório equipado com pressostato e uma válvula reguladora de pressão. O esquema da instalação pode ser visto na figura 16.



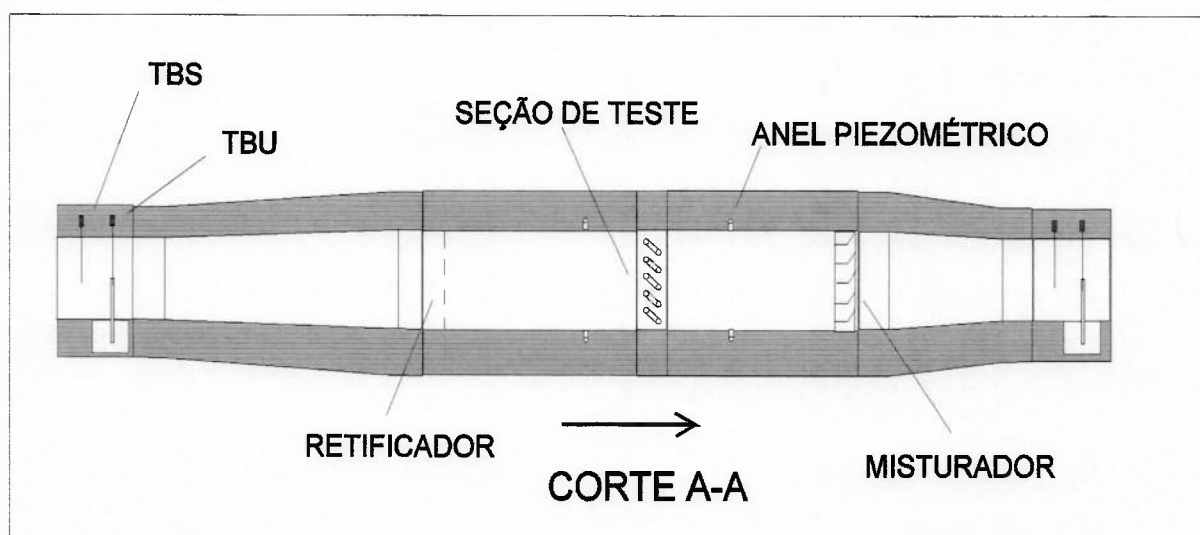
**Figura 16 - Sistema de nebulização**

O misturador tem a finalidade de uniformizar a temperatura do fluido após ter passado pelo aquecedor e pelo nebulizador, garantindo que a medição feita a seguir seja representativa da temperatura média da seção. O misturador é do tipo veneziana (“Louvered Strip”) feito segundo recomendações da norma ANSI/ASHRAE 41.2.

#### 4.1.2. Seção de teste

Na seção de teste é colocado o trocador de calor a ser ensaiado. Ela apresenta uma região de medição de temperatura de bulbo seco (TBS) e bulbo úmido (TBU) a montante do trocador e uma seção de medição desses parâmetros a jusante. Além disso, há um retificador

de fluxo a montante do trocador e um misturador a jusante. O duto é isolado termicamente com uma camada de 50 mm de fibra de vidro. O esquema da seção de teste pode ser visto na figura 17. As medições de TBS e TBU são feitas segundo recomendações da norma ANSI/ASHRAE 41.1.



**Figura 17 - Seção de testes**

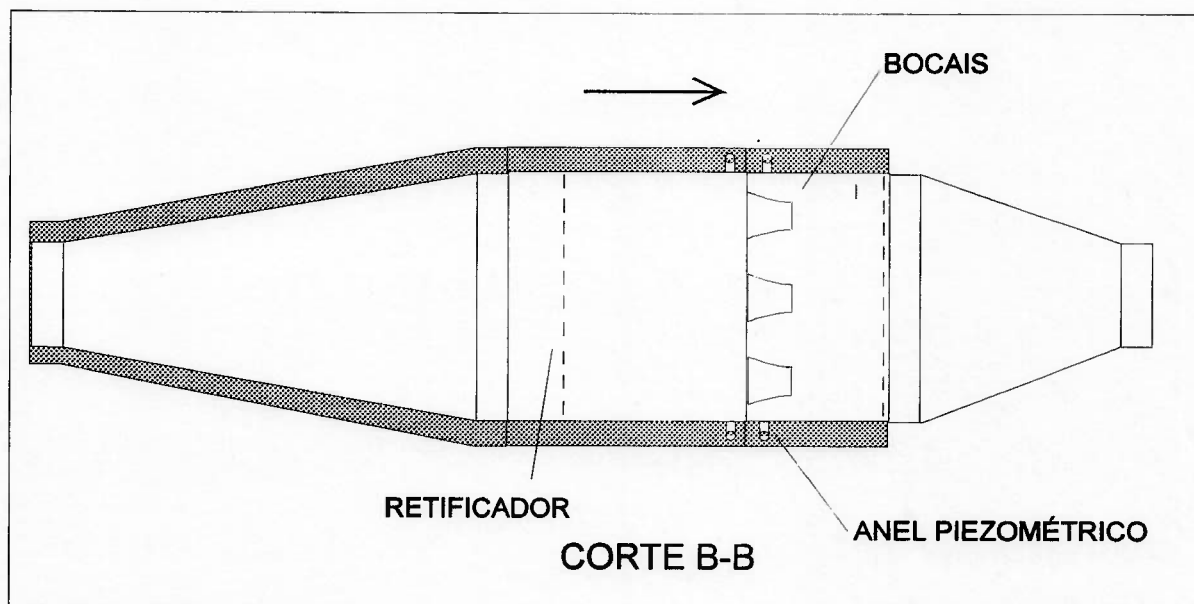
O retificador tem a finalidade de uniformizar o perfil de velocidade na entrada do trocador. Ele foi projetado segundo a norma ANSI/ASHRAE 41.2.

O misturador tem a função de uniformizar o perfil de temperatura, garantindo que a medição de temperatura feita a seguir seja representativa da temperatura média do escoamento. Ele é do tipo veneziana projetado de acordo com a norma ANSI/ASHRAE 41.2.

#### **4.1.3. Seção de medição de vazão**

A medição de vazão do ar é feita através de uma câmara de bocais. O projeto da câmara foi feito segundo recomendações da norma ANSI/ASHRAE 41.1. Ela é composta

basicamente por 4 bocais, um retificador a montante e outro a jusante dos bocais. A tubulação é isolada termicamente. O esquema da câmara é apresentado na figura 18.



**Figura 18 - Câmara de bocais**

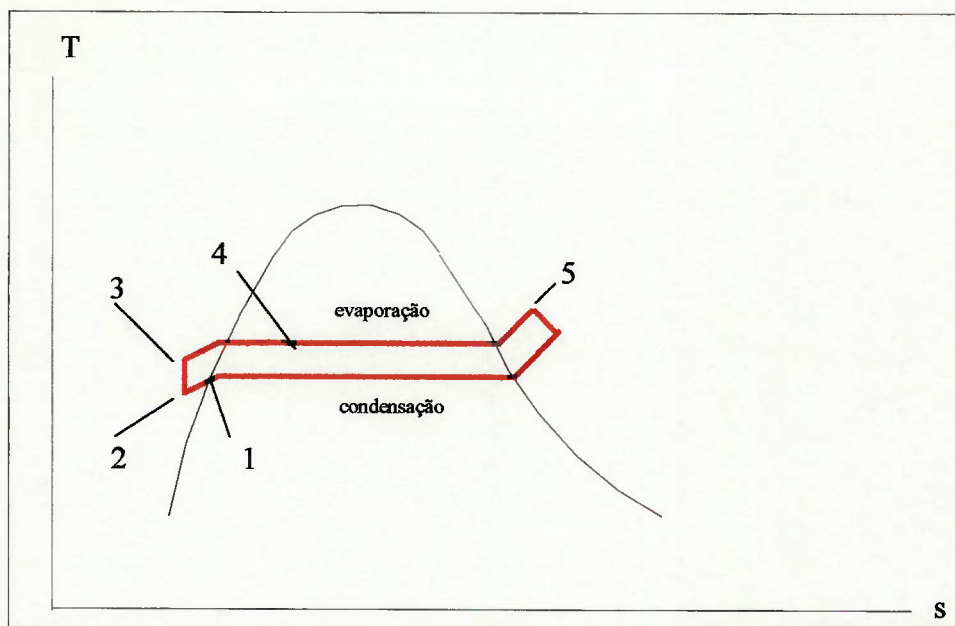
## **4.2. Circuito de refrigerante**

O circuito do refrigerante é composto basicamente por um circuito principal, onde circula o refrigerante que alimenta o trocador a ser ensaiado; um circuito secundário, e um circuito intermediário de etilenoglicol. No anexo D podem ser vistos o desenho de montagem do circuito principal e os desenhos de fabricação dos reservatórios de refrigerante e de etilenoglicol.

### **4.2.1. Circuito principal**

O circuito principal é composto basicamente por um tanque de armazenagem, um subresfriador, uma bomba de engrenagens, um medidor mássico, um aquecedor elétrico de circulação, o evaporador que se deseja ensaiar e um condensador.

Na figura 19 pode ser visto uma representação no diagrama T-s do ciclo de refrigeração do circuito primário. A localização dos pontos pode ser vista na figura 14.



**Figura 19 -Representação do ciclo de refrigeração**

O tanque de armazenagem condiciona o refrigerante saturado na temperatura que se deseja operar o evaporador (-1 a 13 °C).

O subresfriador tem por objetivo resfriar o refrigerante que sai do tanque saturado até que se torne líquido resfriado através da troca de calor com o etilenoglicol (processo 1-2 da figura 19).

Uma bomba de engrenagens com acoplamento magnético tem por objetivo movimentar o fluido refrigerante e vencer a perda de carga do circuito (processo 2-3 da figura 19). Este tipo de bomba não utiliza óleo como lubrificante e portanto não há contaminação do fluido refrigerante. O controle da vazão é feito através de um controlador de rotação do motor.

O aquecedor elétrico aquece o fluido refrigerante, vaporiza parte dele (processo 3-4 da figura 19) e dessa forma possibilita variar o título do refrigerante na entrada do evaporador, o qual é calculado fazendo-se o balanço de energia no aquecedor. Para isso, é medida a potência elétrica dissipada no aquecedor.

O término do processo de evaporação e o superaquecimento do fluido refrigerante (processo 4-5 da figura 19) ocorre no evaporador que está sendo ensaiado e a condensação (processo 5-1 da figura 19) ocorre no condensador.

A diferença entre as pressões, e conseqüentemente entre as temperaturas, de condensação e evaporação é devido à perda de carga no circuito.

#### **4.2.2. Circuito secundário**

O circuito secundário, no qual circula R-502, tem como função resfriar o etilenoglicol contido no tanque. O circuito é um ciclo de compressão de vapor convencional, composto por um compressor, uma válvula de expansão termostática, um condensador a ar e um trocador de calor a placas onde ocorre a evaporação do R502.

#### **4.2.3. Circuito intermediário**

O circuito intermediário de etilenoglicol é composto por um reservatório e uma bomba centrífuga. O controle da temperatura do tanque é feito por meio de uma resistência elétrica instalada no reservatório acoplada a um microcontrolador PID.

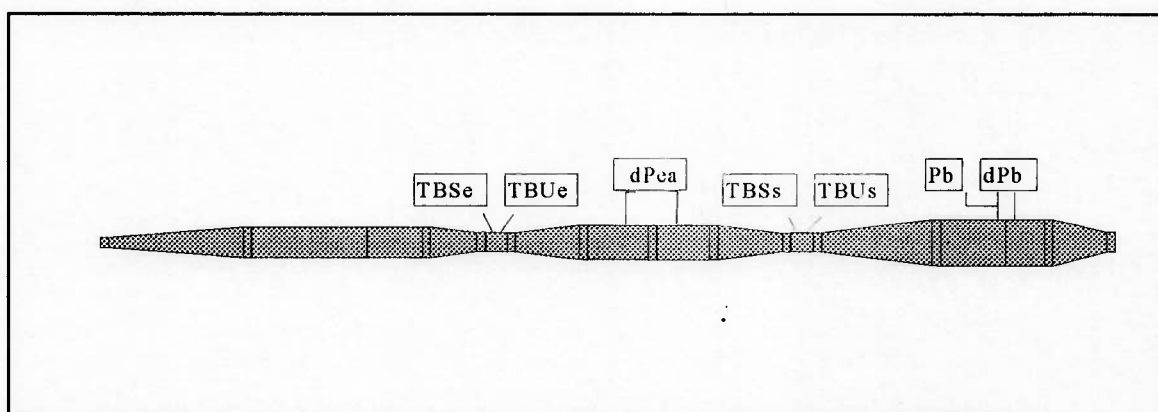
## 5. MEDIÇÃO DAS VARIÁVEIS

Com a finalidade de se determinar o desempenho de evaporadores é necessário realizar a medição de algumas variáveis. Todas variáveis utilizadas na avaliação do desempenho do evaporador são medidas continuamente através de um sistema de aquisição de dados. A medição das variáveis de controle da operação é feita de forma descontínua.

### 5.1. Circuito de ar

No circuito de ar as variáveis medidas são: temperatura de bulbo seco e bulbo úmido na entrada e na saída do evaporador, a diferença de pressão neste trocador de calor e a diferença de pressão e a pressão a montante dos bocais. A Figura 20 mostra os pontos de medição dessas variáveis.

As temperaturas são medidas por termopares do tipo T e as pressões são medidas por transmissores capacitivos.



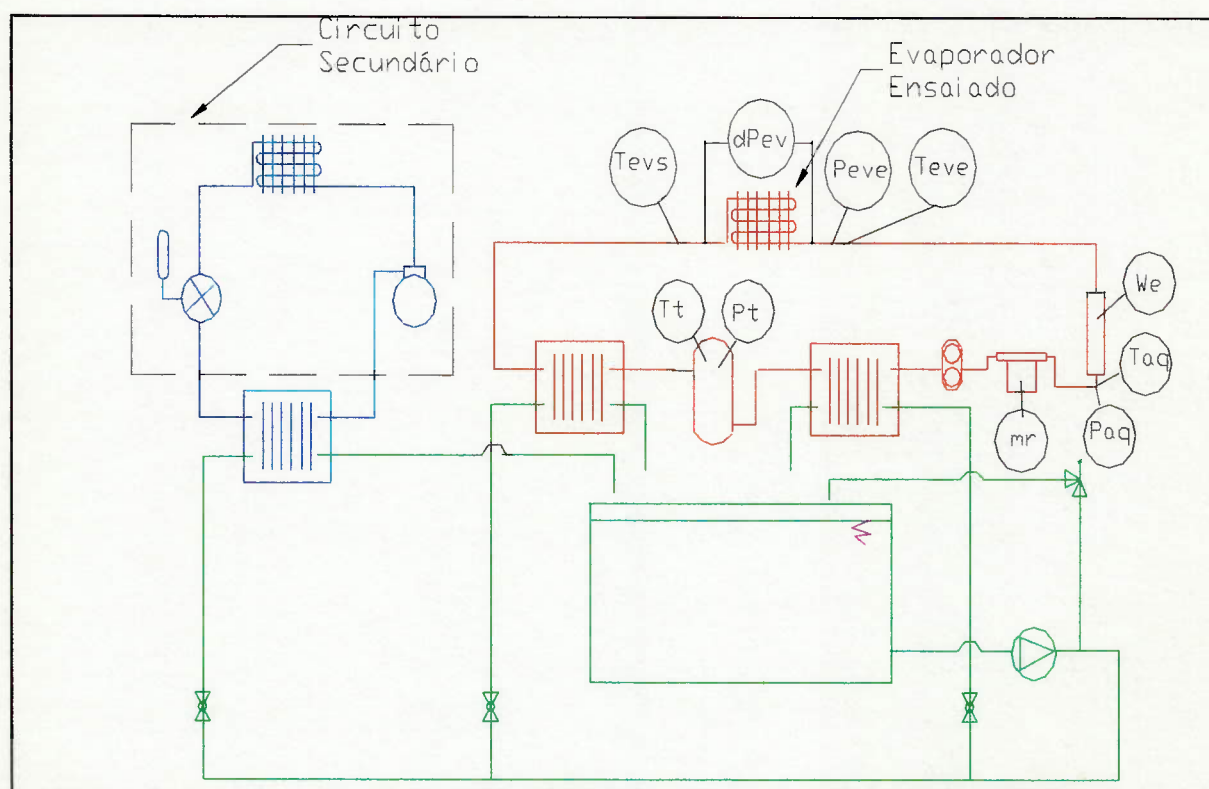
**Figura 20 - Pontos de medição das variáveis no circuito de ar**



## 5.2. Circuito de refrigerante

No circuito de refrigerante são medidas: temperatura e pressão no tanque de armazenamento, vazão de refrigerante, pressão e temperatura antes do aquecedor, a potência elétrica dissipada no aquecedor, pressão e temperatura na entrada do trocador ensaiado, perda de pressão e temperatura na saída. Na Figura 21 podem ser vistos os pontos de medição dessas variáveis.

A vazão de refrigerante é medida por um medidor mássico tipo Coriolis. As pressões efetivas são medidas por transmissores resistivos e as diferenciais por transmissores capacitivos. As temperaturas são medidas por termopares tipo T.



**Figura 21 - Pontos de medição no circuito de refrigerante**



### **5.3. Sistema de aquisição de dados**

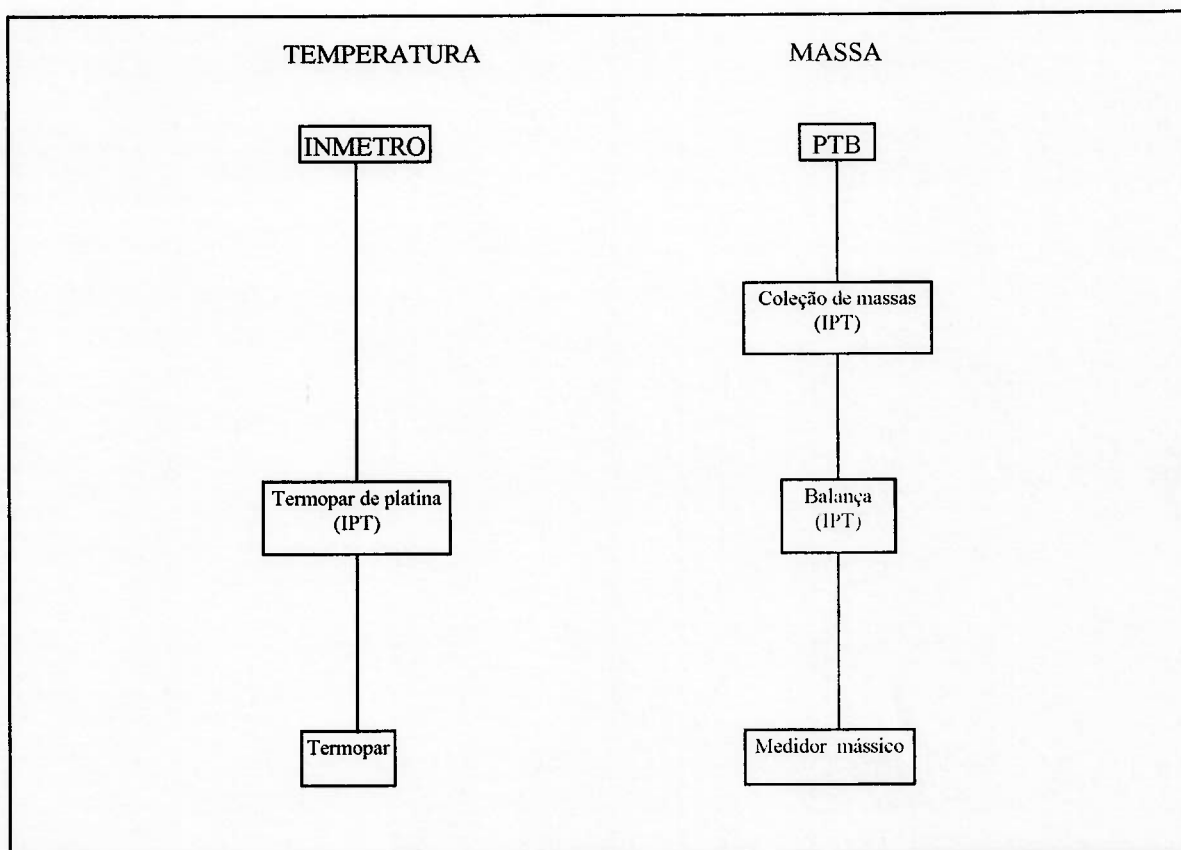
O sistema de aquisição de dados é constituído basicamente por um registrador de 30 canais, uma placa padrão GPIB, um microcomputador e um programa de aquisição de dados desenvolvido pelo Agrupamento de Engenharia Térmica do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo (IPT).

O registrador faz a leitura dos sinais gerados pelos instrumentos de medição. Em seguida, o sinal lido é enviado por meio de um cabo à placa GPIB instalada no microcomputador. A placa faz a transformação do sinal analógico enviado pelo registrador em sinal digital. Através do programa de aquisição de dados é feita a configuração das variáveis, que permite a conversão do sinal gerado pelo instrumento de medição em um valor da grandeza física a ser medida na unidade desejada. Além disso, pode-se gravar os valores medidos em disco rígido no intervalo de tempo que for conveniente.

### **5.4. Calibração dos instrumentos**

Os termopares e o medidor de vazão mássica foram calibrados por laboratórios metrológicos existentes no Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo (IPT). Os transmissores de pressão e o analisador de energia foram calibrados pelos próprios fabricantes. Para o cálculo da incerteza dos valores medidos por estes instrumentos, foram considerados os dados fornecidos pelos fabricantes.

Estes laboratórios metrológicos do IPT possuem instrumentos padrão que são periodicamente calibrados pelo INMETRO (Instituto Nacional de Metrologia) ou por laboratórios de outros países como o PTB (Physikalisch Technische Bundesanstalt) da Alemanha e o BNM (Bureau National de Metrologie) da França. Na figura 22 pode ser vista a cadeia metrológica da qual faz parte os instrumentos calibrados pelo IPT.



**Figura 22 - Cadeia metrológica utilizada para calibração dos instrumentos**

Todos os instrumentos calibrados receberam um certificado contendo a comparação do valor lido por ele com o valor lido pelo instrumento padrão em vários pontos da sua faixa de utilização. Além disso também é apresentada a incerteza do padrão utilizado. No anexo E são apresentadas cópias dos certificados de calibração dos instrumentos.

Com isso foi calculada a incerteza do instrumento ( $S_i$ ) considerando o erro dos valores lidos pelo instrumento em relação ao valor lido pelo padrão ( $e_i$ ) e a incerteza do padrão utilizado ( $S_p$ ). A equação utilizada é apresentada a seguir.

$$S_i = \sqrt{S_p^2 + e_i^2} \quad (4)$$

O sistema de medição de temperatura, o qual inclui os termopares, os cabos de extensão e o indicador (registrador de 30 canais), utilizados para medição das temperaturas de

bulbo seco e bulbo úmido no circuito de ar e das temperaturas no circuito de fluido refrigerante foram calibrados por um termopar de platina (padrão de trabalho). A incerteza deste instrumento é de 0,2 °C.

O medidor de vazão mássica (tipo “Coriolis”) foi calibrado por pesagem. Para isso, foi utilizada uma balança eletrônica e um cronômetro. O fluido utilizado para calibração foi a água, à temperatura ambiente, que possui propriedades próximas às do fluido refrigerante nas condições de ensaio. A incerteza do padrão utilizado é de 0,3% do valor medido.

A câmara de bocais utilizada para medição da vazão de ar não será calibrada. Ela foi projetada segundo recomendações da norma ASHRAE 33. A incerteza da medição da vazão de ar foi determinada a partir da incerteza das variáveis medidas para o cálculo dessa variável (temperatura, pressão, umidade e pressão diferencial nos bocais), utilizando-se a teoria de propagação de erros.

### **5.5. Análise da incerteza de medição**

As incertezas das medições realizadas foram calculadas a partir da incerteza relativa ao erro sistemático e da incerteza relativa ao erro aleatório da medição.

A incerteza relativa ao erro sistemático foi obtida através da calibração ou de dados fornecidos pelos fabricantes. No caso dos instrumentos calibrados, a incerteza do instrumento foi calculada utilizando-se a equação (4). No caso dos instrumentos que não foram calibrados no IPT, foi adotado a incerteza informada pelos fabricantes.

Na tabela 3 são apresentados os valores das incertezas dos instrumentos pertencentes ao aparato experimental.

Variável	Instrumento (n°. de identificação)	Incerteza
TBSe	Termopares tipo T (9, 10, 11 e 12)	0,3° C
TBUe	Termopar tipo T (13)	0,3° C
TBSs	Termopares tipo T (2, 3, 6 e 8)	0,3° C
TBUss	Termopar tipo T (4)	0,3° C
Tt	Termopar tipo T (1)	0,4° C
Taq	Termopar tipo T (5)	0,4° C
Teve	Termopar tipo T (7)	0,4° C
Tevs	Termopar tipo T (17)	0,4° C
Pb	Transmissor de pressão (4)	2 mmH2O
dPb	Transmissor de pressão (4)	2 mmH2O
Pt	Transmissor de pressão (4)	0,024 bar
Paq	Transmissor de pressão (4)	0,024 bar
Peve	Transmissor de pressão (4)	0,024 bar
dPer	Transmissor de pressão (4)	0,024 bar
dPea	Transmissor de pressão (4)	0,024 bar
Mr	Medidor tipo Coriolis	0,3 % do valor medido
Vaq	Analizador de energia	0,3% do fundo de escala + 0,3% do valor medido
Iaq	Analizador de energia	0,3% do fundo de escala + 0,3% do valor medido

**Tabela 3 - Valores das incertezas dos instrumentos**

A incerteza relativa ao erro aleatório foi determinada a partir do cálculo do intervalo de confiança da média do conjunto de valores medidos durante o período de aquisição de dados. Foi adotado um nível de confiança de 95% (nível de significância de 5%).

Para um conjunto de  $n$  valores medidos de uma variável  $x$  com desvio padrão  $S_n$  e um nível de significância  $\alpha$ , a incerteza relativa ao erro aleatório  $S_x$  pode ser calculada pela equação apresentada a seguir, onde  $t_{\alpha,(n-1)}$  é o valor da distribuição t-Student para um nível de significância  $\alpha$  e grau de liberdade igual a  $(n-1)$

$$S_x = t_{\alpha,(n-1)} \cdot \frac{S_n}{\sqrt{n}} \quad (5)$$

Os valores dos parâmetros obtidos diretamente por medição, tais como perda de carga no evaporador e a temperatura do ar na saída do evaporador apresentam a mesma incerteza que a medição.

A incerteza dos parâmetros calculados a partir de variáveis medidas, como o título na entrada do evaporador e capacidade de resfriamento, foi calculada a partir da incerteza das medições, utilizando-se a teoria de propagação de erros.

A incerteza  $S_w$  de um parâmetro  $W$ , função das variáveis  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ , as quais apresentam valores médios  $X_o$ ,  $Y_o$  e  $Z_o$  e incertezas  $S_x$ ,  $S_y$  e  $S_z$  pode ser calculada pela equação apresentada a seguir.

$$S_w = \sqrt{\left(\frac{\partial W(X_o)}{\partial x}\right)^2 S_x^2 + \left(\frac{\partial W(Y_o)}{\partial y}\right)^2 S_y^2 + \left(\frac{\partial W(Z_o)}{\partial z}\right)^2 S_z^2} \quad (6)$$

### **5.6. Análise da sensibilidade de alguns parâmetros aos erros de medição**

Neste trabalho foi realizada uma análise da sensibilidade dos principais parâmetros calculados relativamente à valores das variáveis medidas a fim de avaliar quais delas possuem maior influência sobre os parâmetros calculados. Esta análise foi feita para uma determinada condição operacional cujos valores médios e as incertezas das variáveis medidas são apresentadas na tabela 4. Os valores medidos das variáveis e a sensibilidade dos parâmetros calculados são apresentados nas unidades nas quais os instrumentos fazem as leituras, estando algumas delas fora do Sistema Internacional.

Variáveis/ parâmetros	Média	Incerteza
TBSe (°C)	38,30	0,31
TBSs (°C)	23,64	0,30
TBUe (°C)	22,69	0,30
TBUe (°C)	17,90	0,30
dPb (mmH <sub>2</sub> O)	62,9	2,0
Pb (mmH <sub>2</sub> O)	64,7	2,0
Patm (mmHg)	707,0	0,5
Mr (kg/h)	116,95	0,43
Taq (°C)	2,75	0,45
Paq (bar)	6,12	0,04
Peve (bar)	6,00	0,05
Tevs (°C)	13,67	1,19
Iaq (A)	5,10	0,04
Vaq (V)	219,4	3,0
mar (kg/s)	0,411	0,014
Xe (%)	12,8	0,4
Qr (W)	5.639	44
Qar (W)	7.094	699

**Tabela 4 - Valores médios e incertezas das variáveis medidas e dos parâmetros calculados**

As sensibilidades ( $S_{bxo}$ ,  $S_{byo}$  e  $S_{bzo}$ ) de um determinado parâmetro  $W$ , função de  $X$ ,  $Y$  e  $Z$ , em relação às variáveis  $X$ ,  $Y$  e  $Z$  na condição  $X_o$ ,  $Y_o$  e  $Z_o$  são apresentadas nas equações abaixo.

$$S_{bxo} = \frac{\partial W}{\partial x}(X_o) \quad (7a)$$

$$S_{byo} = \frac{\partial W}{\partial y}(Y_o) \quad (7b)$$

$$S_{bzo} = \frac{\partial W}{\partial z}(Z_o) \quad (7c)$$

Na tabela 5 são apresentados os valores da sensibilidade, em uma determinada condição ensaiada, cujos valores médios e incertezas das variáveis são apresentadas na tabela 4, dos seguintes parâmetros: capacidade de resfriamento do evaporador calculada a partir do balanço de energia no lado do ar; capacidade de resfriamento do evaporador calculada a partir

do balanço de energia no lado do refrigerante; a vazão de ar; e o título do refrigerante na entrada do evaporador.

Variável	Sensibilidade dos parâmetros calculados			
	Mar	Xe	Qr	Qar
TBSe	--	--	--	$4,22 \times 10^{-1} \text{ kW}^\circ\text{C}$
TBSs	$1,05 \times 10^{-3} \text{ kg}^\circ\text{C.s}$	--	--	$4,21 \times 10^{-1} \text{ kW}^\circ\text{C}$
TBUe	--	--	--	$1,64 \text{ kW}^\circ\text{C}$
TBUUs	$1,05 \times 10^{-3} \text{ kg}^\circ\text{C.s}$	--	--	$1,35 \text{ kW}^\circ\text{C}$
dPb	$7,01 \times 10^{-3} \text{ kg/s.mmH}_2\text{O}$	--	--	$1,13 \times 10^{-1} \text{ kW/mmH}_2\text{O}$
Pb	$9,78 \times 10^{-5} \text{ kg/s.mmH}_2\text{O}$	--	--	$7,49 \times 10^{-4} \text{ kW/mmH}_2\text{O}$
Patm	$1,33 \times 10^{-3} \text{ kg/s.mmHg}$	0	0	$1,02 \text{ kW/mmHg}$
mr	--	$5,39 \times 10^2 \text{ \%/s/kg}$	$1,73 \times 10^2 \text{ kW.s/kg}$	--
Taq	--	$5,94 \times 10^{-1} \text{ \%}^\circ\text{C}$	$3,79 \times 10^{-2} \text{ kW}^\circ\text{C}$	--
Paq	--	$3,97 \times 10^{-2} \text{ \%}/\text{bar}$	$2,53 \times 10^{-3} \text{ kW}/\text{bar}$	--
Peve	--	$2,57 \text{ \%}/\text{bar}$	$6,64 \times 10^{-2} \text{ kW}/\text{bar}$	--
Taq	--	--	$2,49 \times 10^{-2} \text{ kW}^\circ\text{C}$	--
Iaq	--	$3,44 \text{ \%}/\text{A}$	$2,19 \times 10^{-2} \text{ kW}/\text{A}$	--
Taq	--	$7,99 \times 10^{-2} \text{ \%}/\text{V}$	$5,10 \times 10^{-3} \text{ kW}/\text{V}$	--

**Tabela 5 - Sensibilidade de alguns parâmetros calculados**

A partir dos valores apresentados na tabela 4 foi possível determinar a influência das incertezas de cada variável medida sobre a incerteza dos parâmetros calculados. Na tabela 6 são apresentados o produto da sensibilidade e da incerteza da medição de todas variáveis que influem em cada um dos parâmetros calculados.

Variável	Incerteza dos parâmetros calculados			
	Mar (kg/s)	Xe (%)	Qr (W)	Qar (W)
TBSe	--	--	--	$1,31 \times 10^2$
TBSs	$4,41 \times 10^{-4}$	--	--	$1,26 \times 10^2$
TBUe	--	--	--	$4,91 \times 10^2$
TBU	$3,26 \times 10^{-4}$	--	--	$4,04 \times 10^2$
dPb	$1,40 \times 10^{-2}$	--	--	$2,26 \times 10^2$
Pb	$1,96 \times 10^{-4}$	--	--	1,49
Patm	$6,65 \times 10^{-4}$	0	0	$2,04 \times 10$
mr	--	$6,44 \times 10^{-2}$	$2,07 \times 10$	--
Taq	--	$2,67 \times 10^{-1}$	$1,71 \times 10$	--
Paq	--	$1,60 \times 10^{-3}$	$1,01 \times 10^{-1}$	--
Peve	--	$1,29 \times 10^{-1}$	3,32	--
Tevs	--	--	$2,96 \times 10$	--
Iaq	--	$1,38 \times 10^{-1}$	8,78	--
Vaq	--	$2,37 \times 10^{-1}$	$1,51 \times 10$	--

**Tabela 6 - Influência de cada variável medida na incerteza dos parâmetros calculados**

A partir dos valores apresentados na tabela 6 é possível concluir que as variáveis cujo erro apresentam maior influência sobre os valores dos parâmetros calculados são: as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido na entrada e na saída do evaporador e a pressão diferencial nos bocais.

É importante ressaltar que as incertezas da vazão de ar e da capacidade de resfriamento calculadas a partir do balanço de energia no lado do ar provavelmente são maiores que os apresentados, pois existem outros fatores que afetam a determinação da umidade do ar além do erro de medição da temperatura de bulbo úmido (TBU), como por exemplo a velocidade do escoamento na seção de medição da TBU, a contaminação da mecha por impurezas e a temperatura da água contida no reservatório no qual fica mergulhada uma das extremidades da mecha.

Deve ser ressaltado também que os valores das incertezas dos parâmetros são influenciados por dois fatores: a sensibilidade do parâmetro calculado relativamente à variável medida e a incerteza da medição dessa variável. Dessa forma, é possível reduzir o erro do



parâmetro calculado diminuindo a incerteza da medição, substituindo alguns instrumentos instalados por outros que apresentem menor incerteza, minimizando o erro sistemático, e procurando melhorar a estabilidade operacional dessas variáveis, diminuindo o erro aleatório.

## 6. AVALIAÇÃO DO CIRCUITO PARA ENSAIO DE EVAPORADORES

A seguir são apresentados os resultados dos testes preliminares realizados nos quais são avaliados alguns aspectos do circuito para ensaio de evaporadores.

### 6.1. Faixa de operação

Na tabela 7 são apresentadas as faixas de operação das principais variáveis.

Variável	Valores
Velocidade do ar na seção de teste	0 a 3,5m/s
TBS máximo do ar a montante do evaporador	45 °C
TBS mínimo do ar a montante do evaporador	10 °C acima da temperatura ambiente
Umidade absoluta máxima a montante do evaporador*	30 g/kg a 40 °C
Umidade absoluta mínima a montante do evaporador	igual à umidade do ar ambiente
Temperatura de evaporação do refrigerante	-1 a 13 °C
Vazão mássica de refrigerante	0 a $32 \times 10^{-3}$ kg/s
Título do refrigerante na entrada do evaporador	0 a 30%

(\*) Para umidade do ar ambiente igual a 10g/kg

**Tabela 7 - Faixa de operação das principais variáveis**

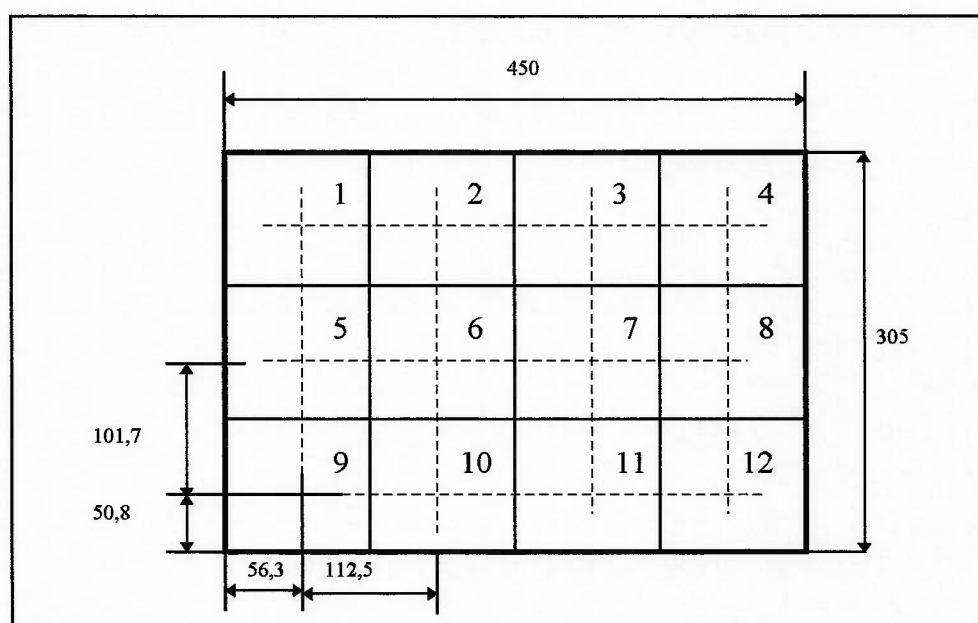
A temperatura de bulbo seco mínima a montante do evaporador depende da temperatura ambiente junto aos sopradores de ar, uma vez que não há nenhum sistema de resfriamento de ar. Dessa forma, o menor valor dessa variável com o qual é possível operar é de cerca de 10° C acima da temperatura ambiente, devido ao aquecimento provocado pelos sopradores de ar.

A umidade absoluta máxima a montante do evaporador também depende das condições do ar ambiente junto aos sopradores. Foi constatado que é possível operar com no máximo 30g/kg quando a umidade do ar ambiente é 10g/kg. Os ensaios realizados mostraram que a seção de umidificação apresenta um comprimento insuficiente para permitir a completa evaporação das gotas geradas no nebulizador, impossibilitando a operação com valores de umidade maiores que o citado anteriormente.

A umidade absoluta mínima a montante do evaporador é igual à umidade do ar ambiente, uma vez que o aparato experimental não possui ainda nenhum sistema de desumidificação.

## 6.2. Perfis de velocidade e temperatura na seção de teste

Foram feitas medições da temperatura e da velocidade na seção de teste em 12 pontos diferentes, mostrados na figura 23, em 6 condições operacionais.



**Figura 23 - Localização dos pontos de medição**

A medição da velocidade foi feita utilizando-se um tubo de Pitot e um manômetro inclinado com resolução de 0,127 mmH<sub>2</sub>O. O cálculo da densidade do ar, utilizada na determinação da velocidade, foi realizado a partir da pressão atmosférica e da temperatura do ar medidas. A incerteza relativa ao erro sistemático desse instrumento para a faixa de operação utilizada é 0,2 m/s.

A medição da temperatura foi feita com um termopar tipo T conectado a um registrador. A incerteza desse instrumento é de 0,3 °C.

Na figura 24a são apresentados os valores da temperatura do ar e na figura 24b os valores da velocidade do ar nos 12 pontos para as 6 condições operacionais. Pode-se observar que a velocidade do ar junto às paredes do duto é maior que no centro. Com relação à temperatura, não foi possível identificar nenhum padrão de variação na seção de teste.

Na tabela 8 pode ser visto os valores médios da velocidade e da temperatura do ar na seção de teste e a variação máxima (diferença entre o valor máximo e mínimo na seção) para as 6 condições.

Condição	Vs (m/s)	dVs(m/s)	TBSe (oC)	dTBSe (oC)
1	2,8	1,3	35,7	2,0
2	3,6	1,0	38,4	1,6
3	3,6	0,9	40,5	1,4
4	1,7	0,9	35,8	1,1
5	1,6	0,4	38,4	1,3
6	1,9	0,5	40,5	1,5

**Tabela 8 - Valores médios e variação máxima da temperatura e da velocidade do ar na seção de testes**

Pode-se notar que a máxima variação da temperatura na seção de teste, comparando-se as 6 condições ensaiadas, foi de 2,0 °C (condição 1) que corresponde a 5,6% do valor médio (35,7 °C). Dessa forma, é possível concluir que o perfil de temperatura na seção de teste é adequado para a avaliação de um evaporador .

A máxima variação, em termos absolutos, da velocidade na seção de teste encontrada foi de 1,3 m/s (condição 1) que corresponde a 46,1% do valor médio. Desse modo, a falta de homogeneidade do perfil de velocidade na seção de teste pode comprometer a qualidade de estudos de transferência de calor e massa que ocorrem no lado do ar , devendo futuramente ser implementadas alterações na seção de teste, de forma a garantir maior homogeneidade do perfil de velocidade do ar na seção de teste.

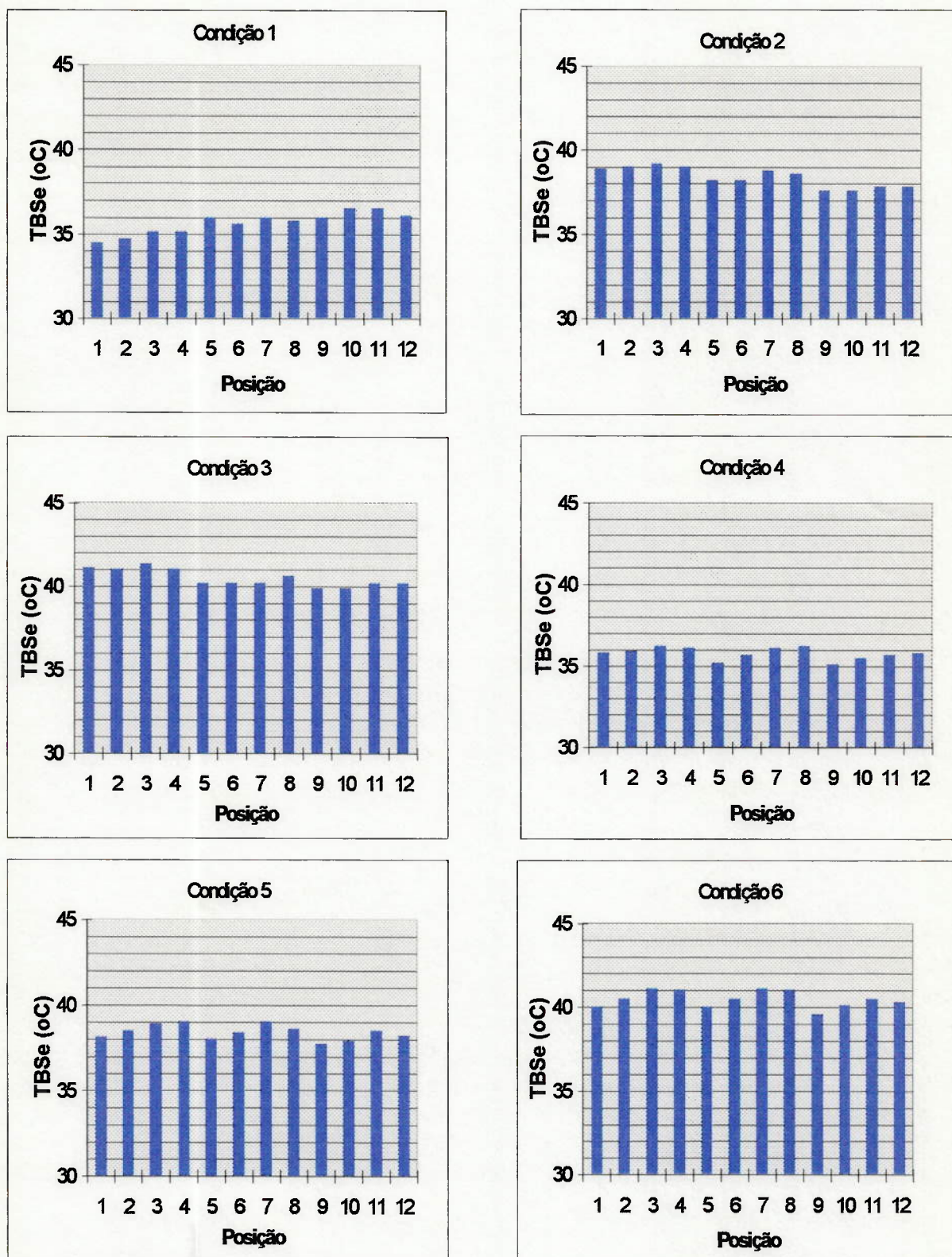


Figura 24a - Perfil de temperaturas na seção de teste



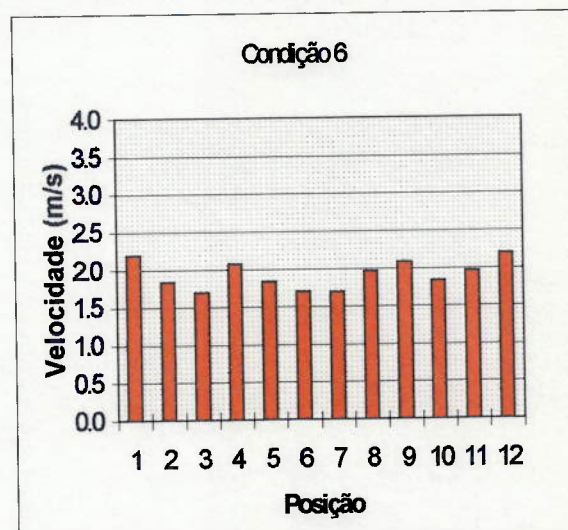
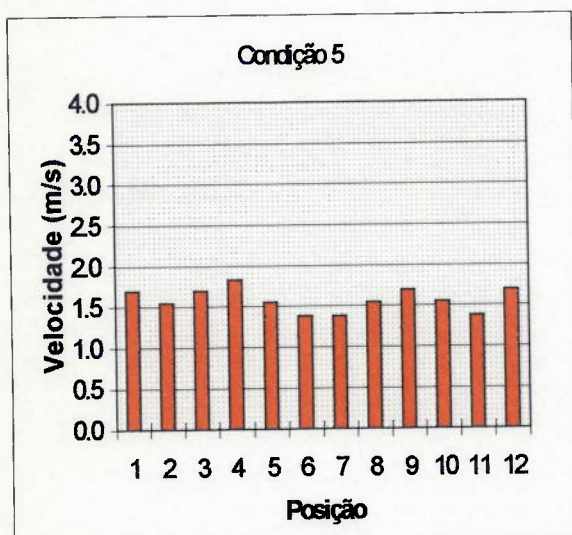
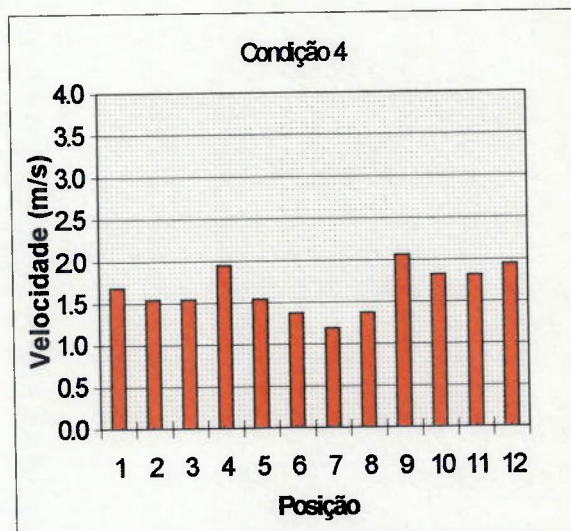
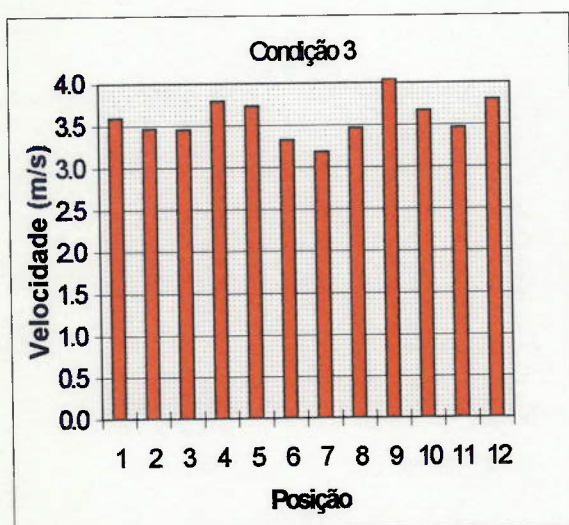
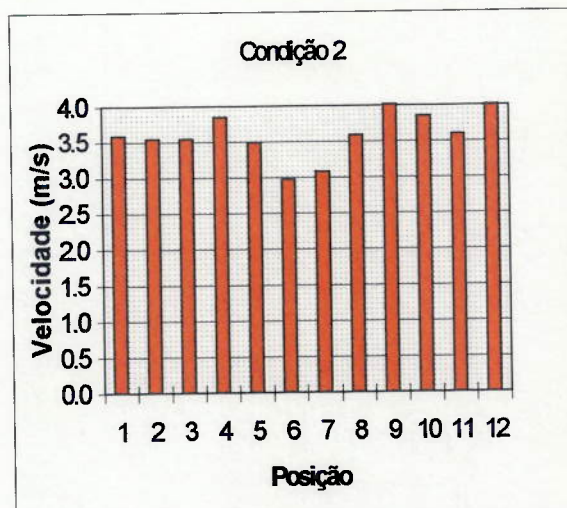
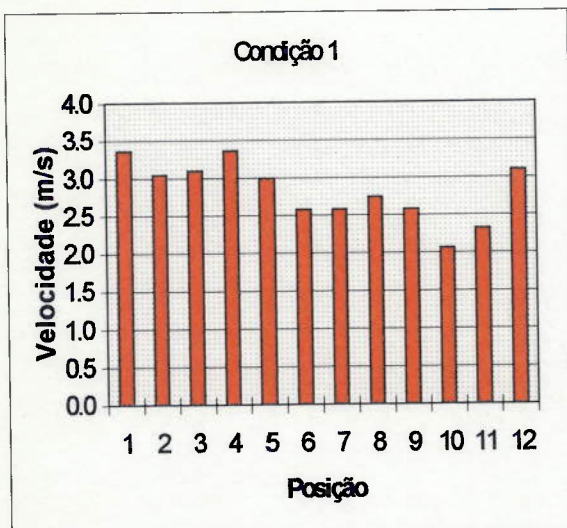


Figura 24b - Perfil de velocidades na seção de teste

### 6.3. Estabilidade operacional

Na figura 25 são apresentados os gráficos de algumas variáveis em função do tempo para uma dada condição operacional.

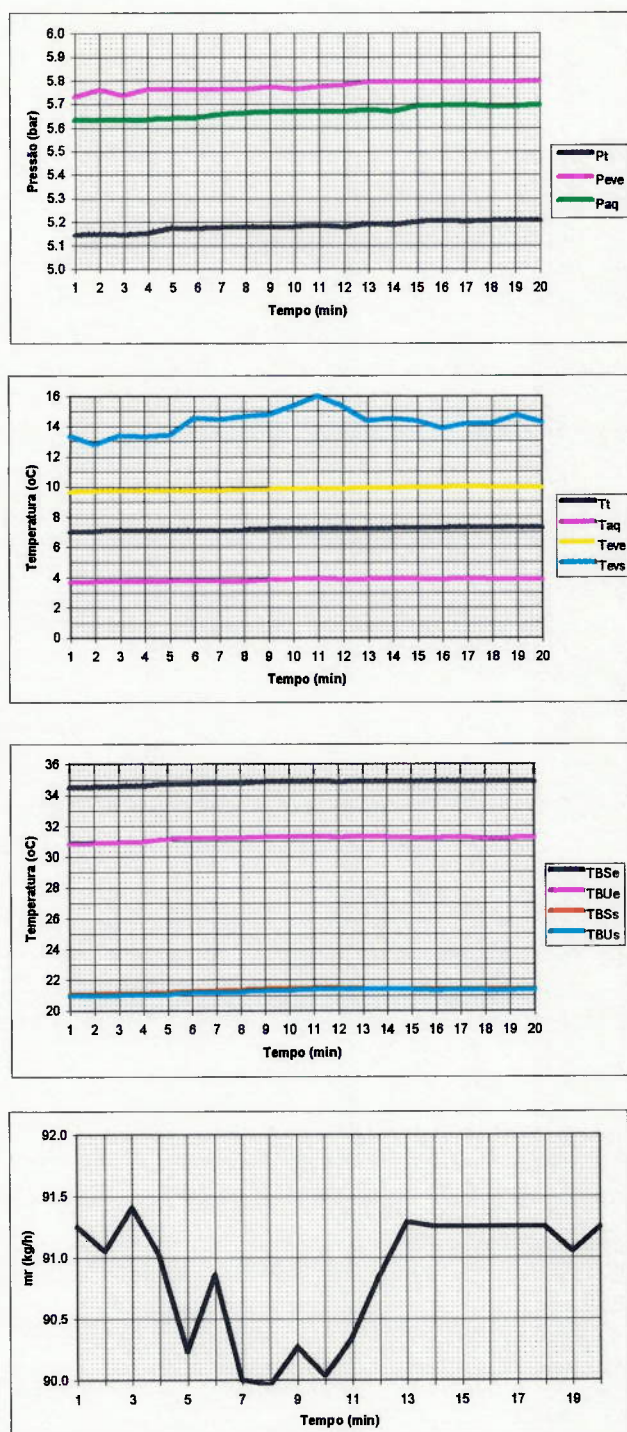


Figura 25 - Estabilidade operacional de algumas variáveis

A partir da análise desses gráficos, pode-se concluir que as variáveis, com exceção da vazão mássica e a temperatura na saída do evaporador do fluido refrigerante, apresentam estabilidade operacional compatível com o tipo de estudo que se deseja realizar no circuito para ensaio de evaporadores.

Com relação à temperatura do refrigerante na saída do evaporador pode-se notar que a sua variação está relacionada com a variação mássica do refrigerante. Pode-se afirmar que a temperatura do refrigerante na saída do evaporador é bastante sensível à vazão de refrigerante. Uma variação de 1,5 kg/h na vazão provocou uma variação de 3° C na temperatura.

Dessa forma, para diminuir a variação da temperatura do fluido refrigerante na saída do evaporador será necessário substituir a bomba de engrenagens por outra que provoque uma variação na vazão de refrigerante menor que a atual.

#### **6.4. Bomba de engrenagens**

Durante a realização dos ensaios, a bomba de engrenagens utilizada para movimentação do fluido refrigerante apresentou problemas várias vezes.

Foi constatado que após a operação da bomba por um certo período ocorria o desacoplamento do motor (acoplamento magnético), interrompendo o fluxo de refrigerante pelo circuito. Foi verificado que o travamento ocorria devido à contração da carcaça metálica, provocada pelo contato com o fluido refrigerante a baixa temperatura (0 a 10° C), enquanto as engrenagens de teflon mantinham as mesmas dimensões. Dessa forma, apesar da faixa de operação da bomba apresentada no seu manual ser de -45,5 a 54,4° C, ela se mostrou incompatível com o fluido refrigerante em temperaturas próximas a 0° C.



Outro aspecto que dificultou a operação da bomba foi o aquecimento excessivo do motor. Isto obrigou a adoção de um período de parada de 2 horas a cada 2 horas de operação, a fim de evitar a quebra do motor.

Desse modo será necessário substituir a bomba de engrenagens por outra que seja compatível com o fluido refrigerante a baixas temperaturas e possa operar continuamente.

### **6.5. Analisador de energia**

Foi verificado que o analisador de energia utilizado para medição da potência elétrica dissipada no aquecedor elétrico do circuito de refrigerante é incompatível com a chave estática utilizada para o controle dessa variável.

A chave estática realiza um controle do tipo proporcional por ângulo de fase. Dessa forma, as características da tensão de alimentação do aquecedor são alteradas e ela não pode ser lida pelo analisador de energia.

Este problema foi resolvido com a substituição da chave estática por um controlador de tensão (VARIAC). Dessa forma, foi possível medir a potência elétrica dissipada no aquecedor utilizando o analisador de energia.

### **6.6. Capacidade de resfriamento**

Foi constatado que a capacidade de resfriamento calculada a partir das variáveis medidas no lado do ar apresenta uma diferença significativa da capacidade de resfriamento calculada a partir das variáveis medidas no lado do refrigerante. Na tabela 9 são apresentados os valores das capacidades de resfriamento do ar, calculadas das duas formas, e das incertezas desses valores para quatro condições operacionais diferentes.

Variável/Incerteza	Condição			
	1	2	3	4
Qr (W)	5.854	5.639	5.342	4.987
SQr (W)	183	44	43	38
Qar (W)	7.221	7.094	6.801	6.430
SQar (W)	708	699	742	729

**Tabela 9 - Valores da capacidade de resfriamento calculados**

Pode-se observar que a diferença entre os valores da capacidade de resfriamento obtidos a partir de medições realizadas no lado do ar e os valores das capacidade de resfriamento obtidos a partir de medições realizadas no lado do refrigerante é maior que a soma das incertezas desses valores em todas as condições operacionais ensaiadas, indicando que o erro no cálculo desses parâmetros foi maior que o esperado de acordo com os valores das incertezas obtidos.

Isto se deve provavelmente à existência de fatores que afetam a medição das variáveis e que não foram considerados no cálculo das incertezas. Os principais fatores que podem estar influenciando os valores medidos são:

- diferença entre os valores das temperaturas de bulbo úmido do ar medidas e a temperatura de saturação adiabática real provocada por diversos fatores como a velocidade do ar próximo à mecha, a temperatura da água utilizada para umidificação da mecha, e impurezas que se acumulam na mecha ao longo do tempo;
- diferença entre as temperaturas médias do ar na entrada e na saída do evaporador determinadas e as temperaturas médias reais;
- incerteza do valor do coeficiente de descarga dos bocais utilizados para medição da vazão de ar apresentado pela norma.

Dessa forma, acredita-se que a incerteza da capacidade de resfriamento calculada a partir de variáveis medidas no lado do ar seja maior que os valores apresentados na tabela 8.

Sendo assim, a determinação da capacidade de resfriamento do evaporador deverá ser realizada a partir dos valores das variáveis medidas no lado do refrigerante, pois a incerteza dos valores obtidos é menor.

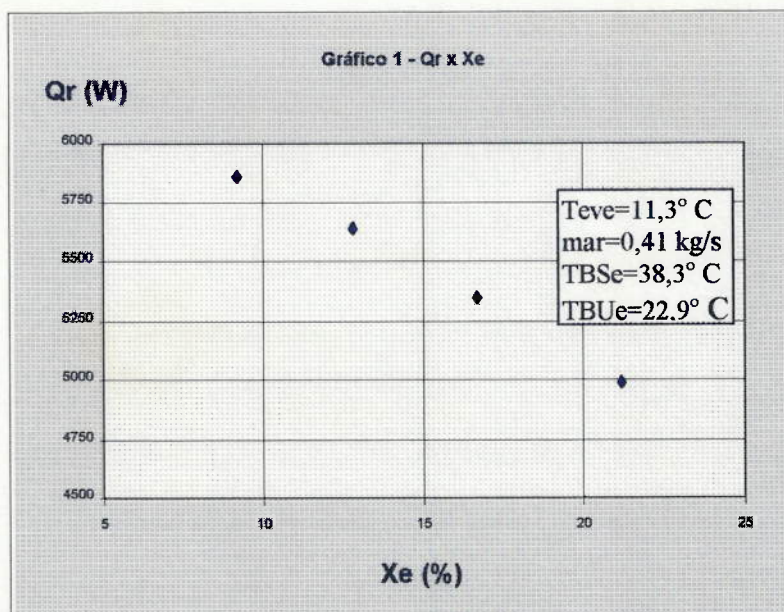
## 7. RESULTADOS

A seguir são apresentados resultados obtidos a partir de medições realizadas em um evaporador utilizado em condicionadores de ar domésticos, a fim de ilustrar alguns resultados que podem ser obtidos com este circuito. No anexo F são apresentados os valores medidos durante o ensaio assim como a média e a incerteza da medição nas nove condições ensaiadas.

Os dados técnicos do evaporador ensaiado são apresentados a seguir:

- Área frontal: 0,14 m<sup>2</sup>;
- Dimensões: 450 mm (largura) X 305 mm (altura);
- Disposição dos tubos: quiquôncio;
- Número de entradas de fluido refrigerante: 3;
- Número de passes: 16 passes para cada trecho de tubo (3 trechos);
- Tipo de aleta: placa conformada contínua (“continuous configured plate-fin”);
- Espaçamento entre aletas: 3,2 mm (8 aletas/polegada);
- Diâmetro externo dos tubos: 3/8”.

Na figura 26 pode ser vista a variação da capacidade de resfriamento ( $Q_r$ ) em função do título do refrigerante na entrada do evaporador ( $X_e$ ).



**Figura 26 - Gráfico da variação da capacidade de resfriamento em função do título**

A seguir são apresentadas as equações utilizadas no cálculo da capacidade de resfriamento e do título do refrigerante na entrada do evaporador.

$$Q_r = m_r \cdot (h_{evs} - h_{eve}) \quad (8)$$

$$h_{eve} = \frac{W_e}{m_r} + h_{aq} \quad (9)$$

$$X_e = \frac{h_{eve} - h_{evl}}{h_{evv} - h_{evl}} \quad (10)$$

Na tabela 10 são apresentados os valores médios e a incerteza da capacidade de resfriamento e do título na entrada do evaporador.

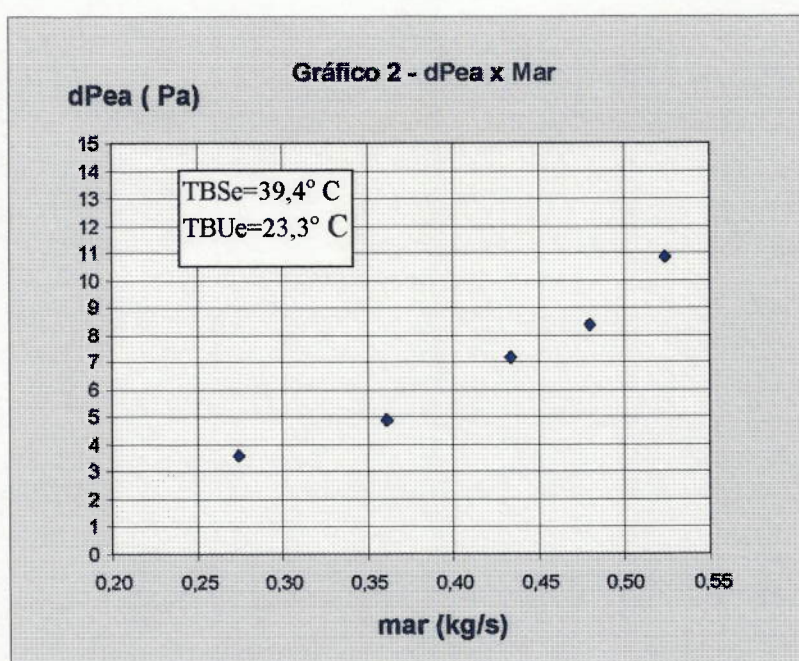
Condição	Qr (W)		Xe (%)	
	Média	Incerteza	Média	Incerteza
1	5.854	183	9,2	0,6
2	5.639	44	12,8	0,4
3	5.342	43	16,7	0,4
4	4.987	38	21,2	0,5

**Tabela 10 - Valores médios e incertezas das variáveis calculadas**



Pode-se observar que as incertezas dos valores da capacidade de resfriamento e do título na entrada do evaporador na condição 1 são muito maiores que nas demais condições. A causa dessa diferença foi a instabilidade da vazão de refrigerante ocorrida durante o período de medição da condição 1 (ver anexo E). Os valores das incertezas obtidos são aceitáveis para a avaliação do desempenho de evaporadores.

A figura 27 apresenta a variação da perda de carga no evaporador no lado do ar ( $dPea$ ) em função da vazão de ar ( $mar$ ).



**Figura 27 - Gráfico da perda de carga no evaporador em função da vazão no lado do ar**

A vazão mássica de ar é determinada por:

$$mar = 4 \cdot Cd \cdot Ab \cdot \sqrt{2 \cdot dPb \cdot dar} \quad (11)$$

Os valores da perda de carga no evaporador foram obtidos diretamente através de medição. Foi utilizado um manômetro inclinado com resolução de 0,127 mmH<sub>2</sub>O em vez do transmissor de pressão instalado no circuito, pois a incerteza desse instrumento é da mesma ordem de grandeza que o valor medido.

Na tabela 11 são apresentados os valores médios e as incertezas da perda de carga e da vazão no lado do ar.

Condição	dPea (Pa)		mar (kg/s)	
	Média	Incerteza	Média	Incerteza
5	3,7	0,2	0,275	0,018
6	5,1	0,3	0,362	0,014
7	7,4	0,2	0,434	0,012
8	8,7	0,2	0,480	0,011
9	11,2	0,2	0,524	0,010

**Tabela 11 - Valores médios e incertezas das variáveis calculadas**

Os valores obtidos são aceitáveis para o tipo de trabalho que se deseja realizar com este circuito para ensaio de evaporadores.

## 8. CONSIDERAÇÕES FINAIS

A realização deste projeto de pesquisa contribuiu para o desenvolvimento de um circuito para ensaio de evaporadores que apresenta uma concepção adequada para a operação com vários fluidos refrigerantes, diferente dos ciclos convencionais de refrigeração à compressão de vapor encontrados nas referências bibliográficas pesquisadas.

Este circuito viabilizará uma série de estudos sobre os processos de transferência de calor e massa (condensação) que ocorrem em evaporadores utilizados em sistemas de condicionamento de ar domésticos, tendo em vista a substituição dos CFCs e HCFCs e o desenvolvimento de novos tipos de geometrias de aletas e promotores de turbulência para intensificação de transferência de calor.

Os testes realizados mostraram que o circuito para ensaio de evaporadores apresenta grande facilidade para a operação e o controle das variáveis, sendo necessário apenas um técnico para realização dos ensaios.

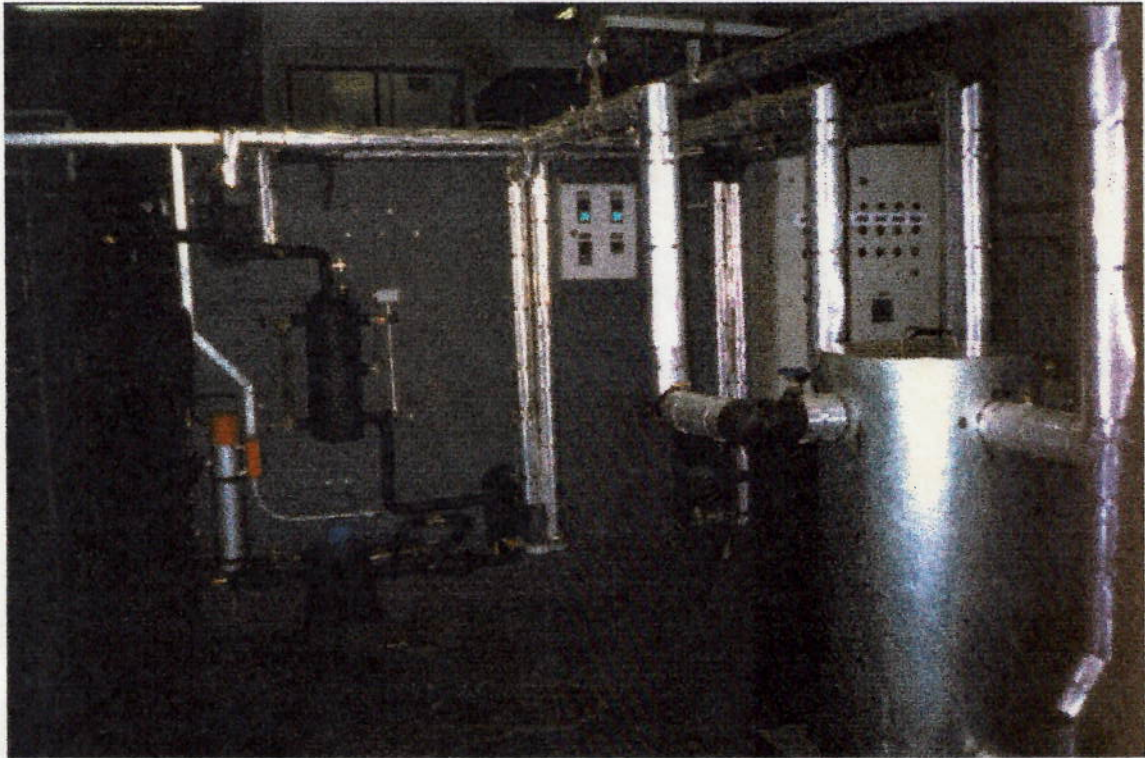
A partir dos resultados obtidos nos testes do circuito para ensaio de evaporadores pode-se identificar alguns pontos que devem ser melhorados. As principais alterações que devem ser implementadas são:

- instalação de uma serpentina de resfriamento de ar a montante da seção de aquecimento e umidificação, a fim de aumentar as faixas de operação da temperatura e da umidade do ar na entrada do evaporador;
- redimensionamento da câmara de umidificação de modo a permitir a obtenção de valores de umidade mais altos;
- redimensionamento da seção de testes a fim de garantir um perfil de velocidades mais homogêneo junto ao evaporador que está sendo ensaiado;

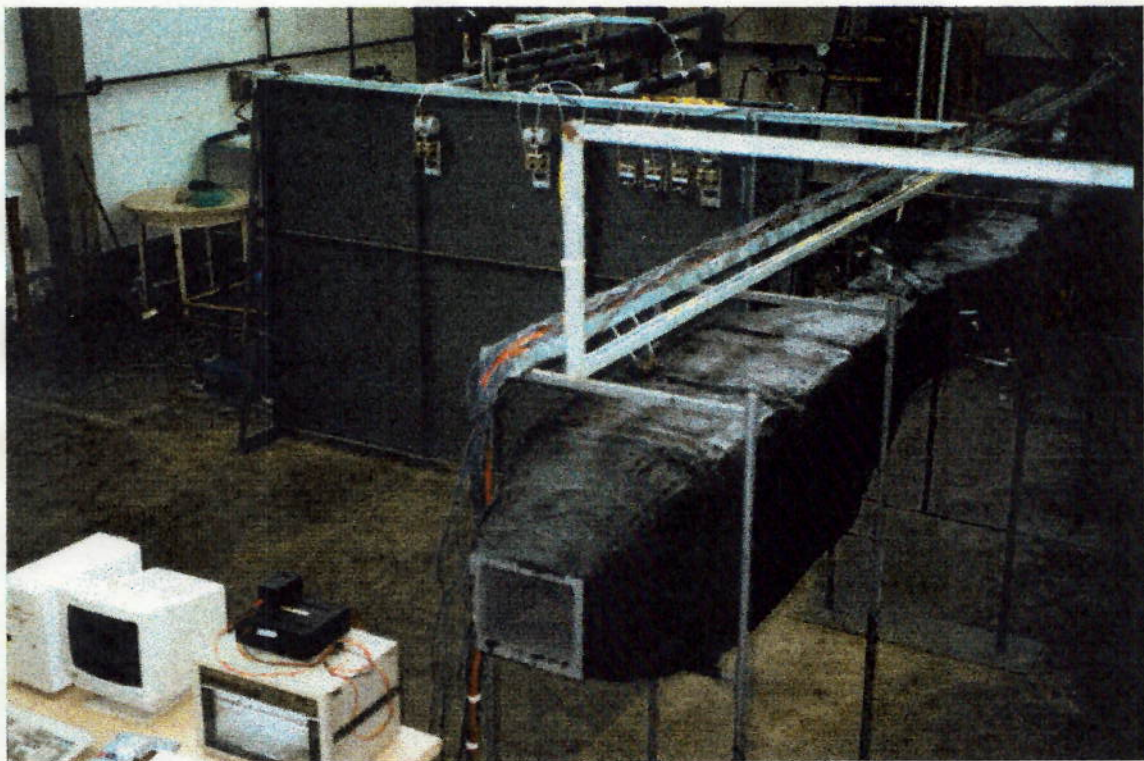


- substituição da bomba de engrenagens que movimenta o fluido refrigerante por outra que opere com fluido refrigerante a 0° C sem apresentar travamento devido à contração da carcaça metálica; opere por longos períodos sem problemas de aquecimento do motor; garanta melhor estabilidade operacional da vazão de refrigerante e possua vida útil maior;
- substituição dos psicrômetros por medidores de ponto de orvalho, de modo a diminuir a incerteza da medição de umidade do ar;
- substituição da chave estática que controla a potência elétrica dissipada no aquecedor elétrico do refrigerante por um controlador manual de tensão (VARIAC);
- substituição do transmissor de pressão utilizado para medição da pressão diferencial no evaporador no lado do ar por outro que apresente menor incerteza.

**ANEXO A - FOTOGRAFIAS DO CIRCUITO**

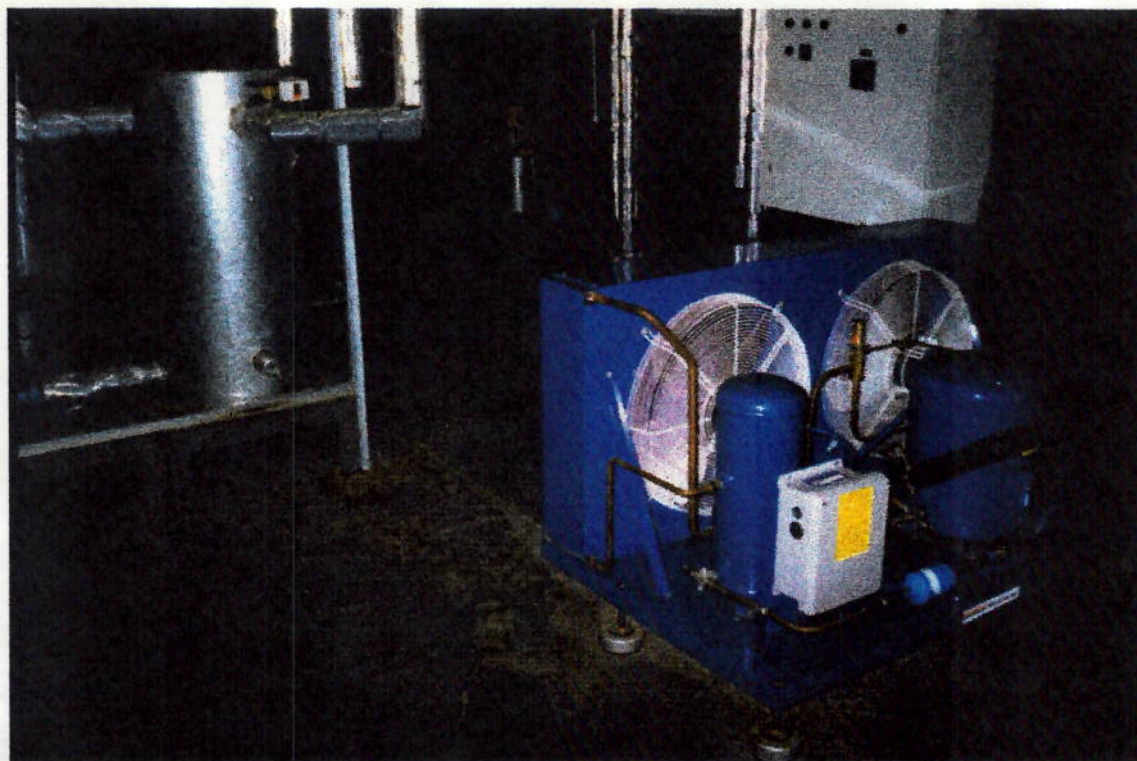


**Circuito de refrigeração primário (à esquerda), reservatório de etilenoglicol (à direita) e painéis de comando e dos controladores (em segundo plano)**

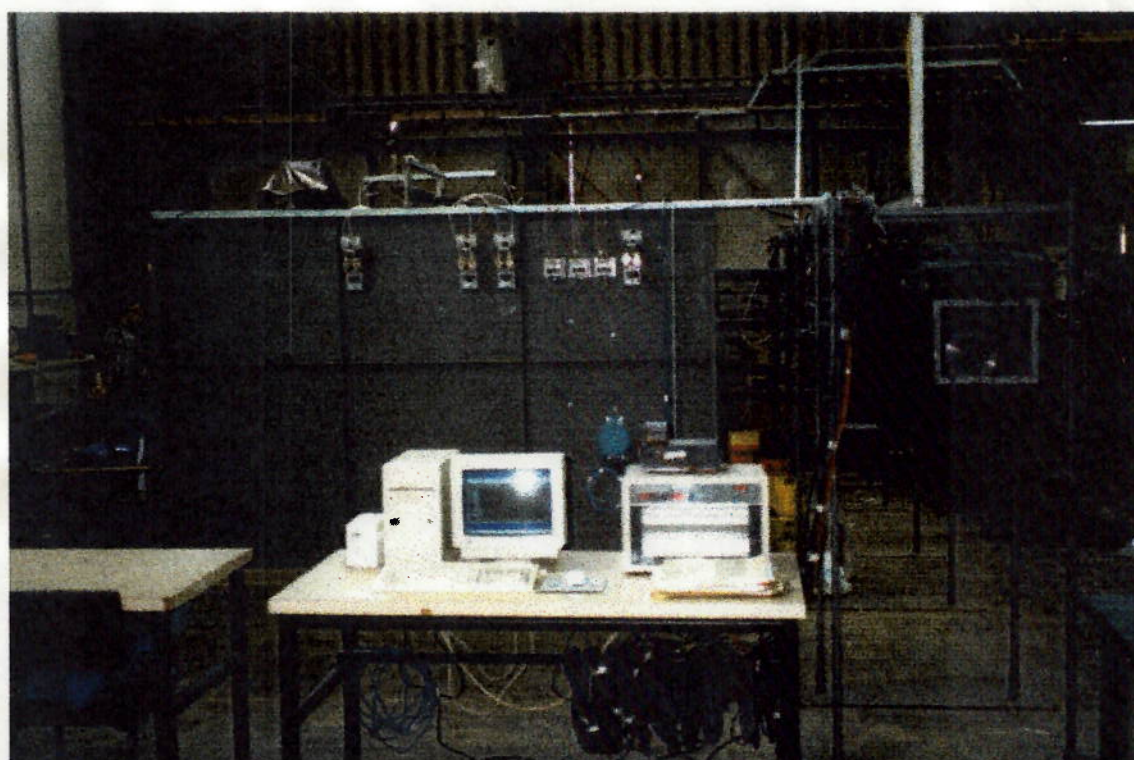


**Sistema de aquisição de dados (à esquerda) e circuito de ar (à direita)**



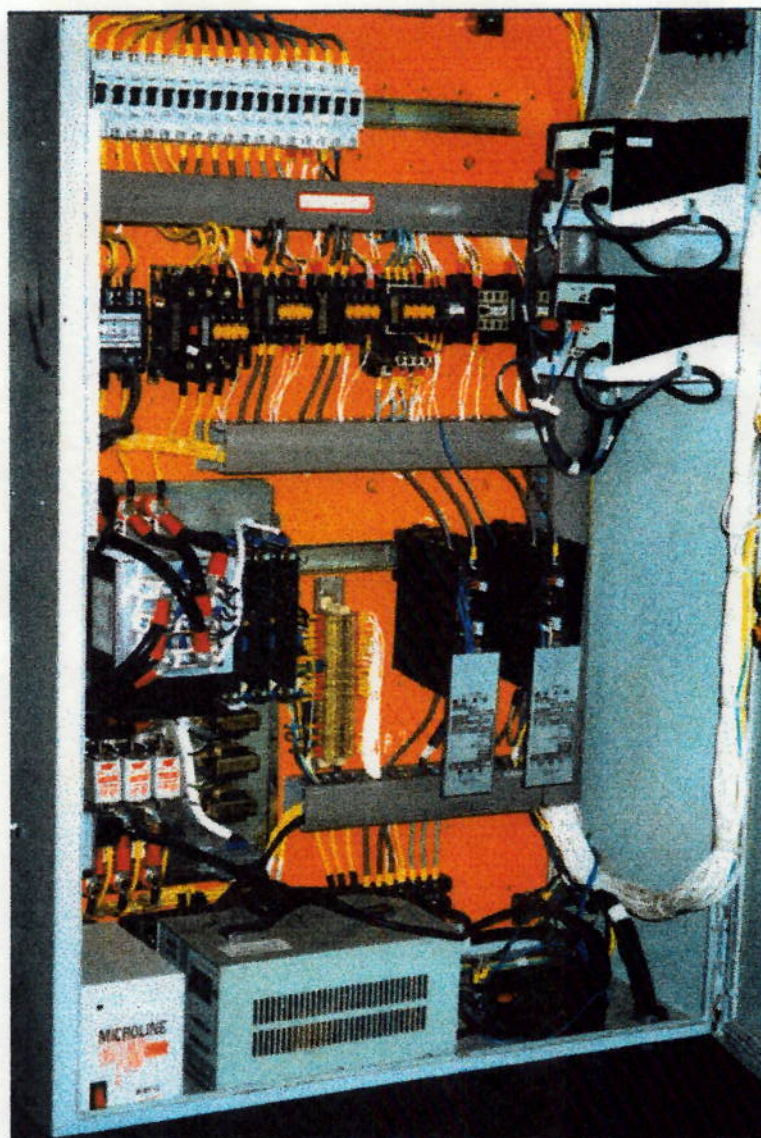


**Reservatório de etilenoglicol (à esquerda) e circuito de refrigeração secundário (à direita)**



**Sistema de aquisição de dados (no centro), circuito de ar (à direita) e transmissores de pressão (em segundo plano)**





**Painel de comando**



**Sistema de aquisição de dados**

**ANEXO B - LISTA DOS INSTRUMENTOS E EQUIPAMENTOS DO CIRCUITO**



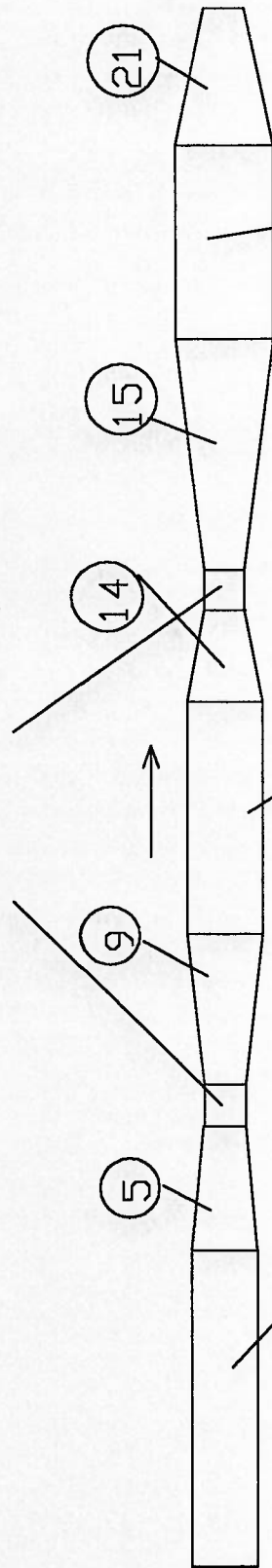
Equipamento	Fabricante	Modelo	Características	Função
Aquecedor de ar	Daniel Martins	Kent CABB-152	15 kW; 220 V	Aquecimento do ar
Aquecedor de refrigerante	Daniel Martins	Kent NHW-251G	2,5 KW; 220 V	Aquecimento do refrigerante
Resistência de aquecimento	Recil	RTI	5 KW; 220 V	Aquecimento do etilenoglicol
Condensador	Alfa Laval	CB26 - 10H	Capacidade 6,204 Mcal/h	Condensação do refrigerante
Resfriador	Alfa Laval	CB26 - 10H	Capacidade 0,1811 Mcal/h	Resfriamento do refrigerante
Evaporador	Alfa Laval	CB51 - 50HX	Capacidade 7,780 Mcal/h	Evaporação do R502 (circuito secundário)
Unidade Condensadora	Maneurop	CMT - 125	Capacidade 15 KW Tev= -18° C	Sistema de refrigeração (circuito secundário)
Válvula de expansão	Danfoss	TEY 5,0		Sistema de refrigeração (circuito secundário)
Bomba centrífuga	Multipump	DF6	10 m3/h; 30 mH2O	Circulação do etilenoglicol (circuito intermediário)
Bomba de refrigerante	Micropump	L - 07002-20 L - 07002 - 42 (motor)	0 - 2460 ml/min	Circulação de refrigerante
Bomba de água	Micropump	L - 07002-12 L - 07002- 38 (motor)	0 - 710 ml/min	Circulação de água (sistema de nebulização)
Bico nebulizador	Spraytec	MWC - 2690 - T8 - B	Vazão máxima 50 kg/h	Nebulização de água
Controlador PID	Gefran	1000-I-1R-0-1	Entrada:termopar T Saída:4 a 20 mA	Controle da temperatura do ar
Controlador PID	Gefran	1000-I-1R-0-1	Entrada:termopar T Saída:4 a 20 mA	Controle da umidade do ar
Controlador PID	Westcon	6100	Entrada:termopar T Saída:4 a 20 mA	Controle da vazão de refrigerante
Controlador PID	Westcon	8200	Entrada:termopar T Saída:4 a 20 mA	Controle da temperatura de refrigerante
Módulo de potência	Novus		Entrada:4 a 20 mA Saída:0 a 15 kW	Controle da temperatura do ar
Chave estática	Gefran	GTF 44/40	Entrada:4-20 mA Saída:0 a 5 KW	Controle da temperatura de refrigerante
Chave estática	Gefran	GTF 44/40	Entrada:4-20 mA Saída:0 a 2,5 KW	Controle do título do refrigerante
Controlador de velocidade	Cole Parmer	L - 02630 - 90	Entrada:4-20 mA Saída:0 a 12 V	Controle da vazão de refrigerante
Controlador de velocidade	Cole Parmer	L - 02630 - 95	Entrada:4-20 mA Saída:0 a 24 V	Controle da umidade do ar



Instrumento	Fabricante	Modelo	Características	Função
Medidor mássico	Micro Motion	DS 025 S 119	0 - 500 Kg/h	Medição da vazão de refrigerante
Termopares	Consistec	T	Isolação mineral, bainha de aço AISI 310 1,5 mm de diâmetro	Medição das temperaturas do ar e do refrigerante em vários pontos
Transmissores de pressão	Dresser	XLD025 CO MB3 42	0 - 200 mmH <sub>2</sub> O	Medição de pressão diferencial do ar em alguns pontos
Transmissores de pressão	Danfoss	AKS - 33	-1 - 12 bar	Medição de pressão efetiva do refrigerante em alguns pontos
Analisador de energia	Elcontrol	VIP 96 30A APS	0 - 750 V; 0 - 30 A	Medição da potência elétrica dissipada no aquecedor de refrigerante
Registrador	Yokogawa	3088 Hybrid Recorder	30 canais	Aquisição de dados

**ANEXO C - DESENHOS DE FABRICAÇÃO DO CIRCUITO DE AR**

psicrometros (peças 6, 7, 8, 22 e 23)



camara de aquecimento

(peças 1, 2, 3 e 4)

camara de teste

(peças 10, 11, 12 e 13)

camara de bocais

(peças 16, 17, 18, 19, 20, 24 e 25)

Obs:

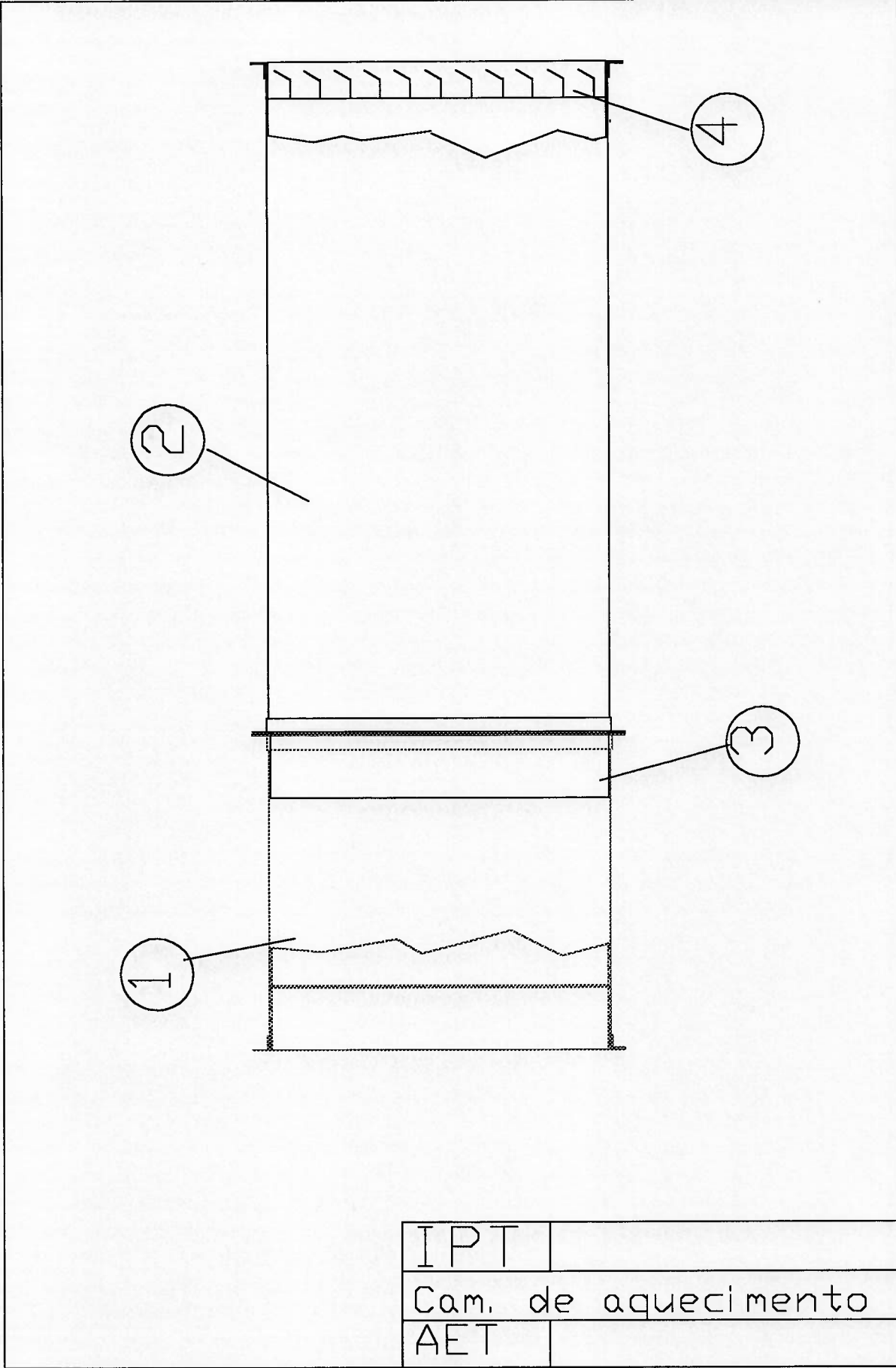
peça 3: aquecedor

peça 12: evaporador

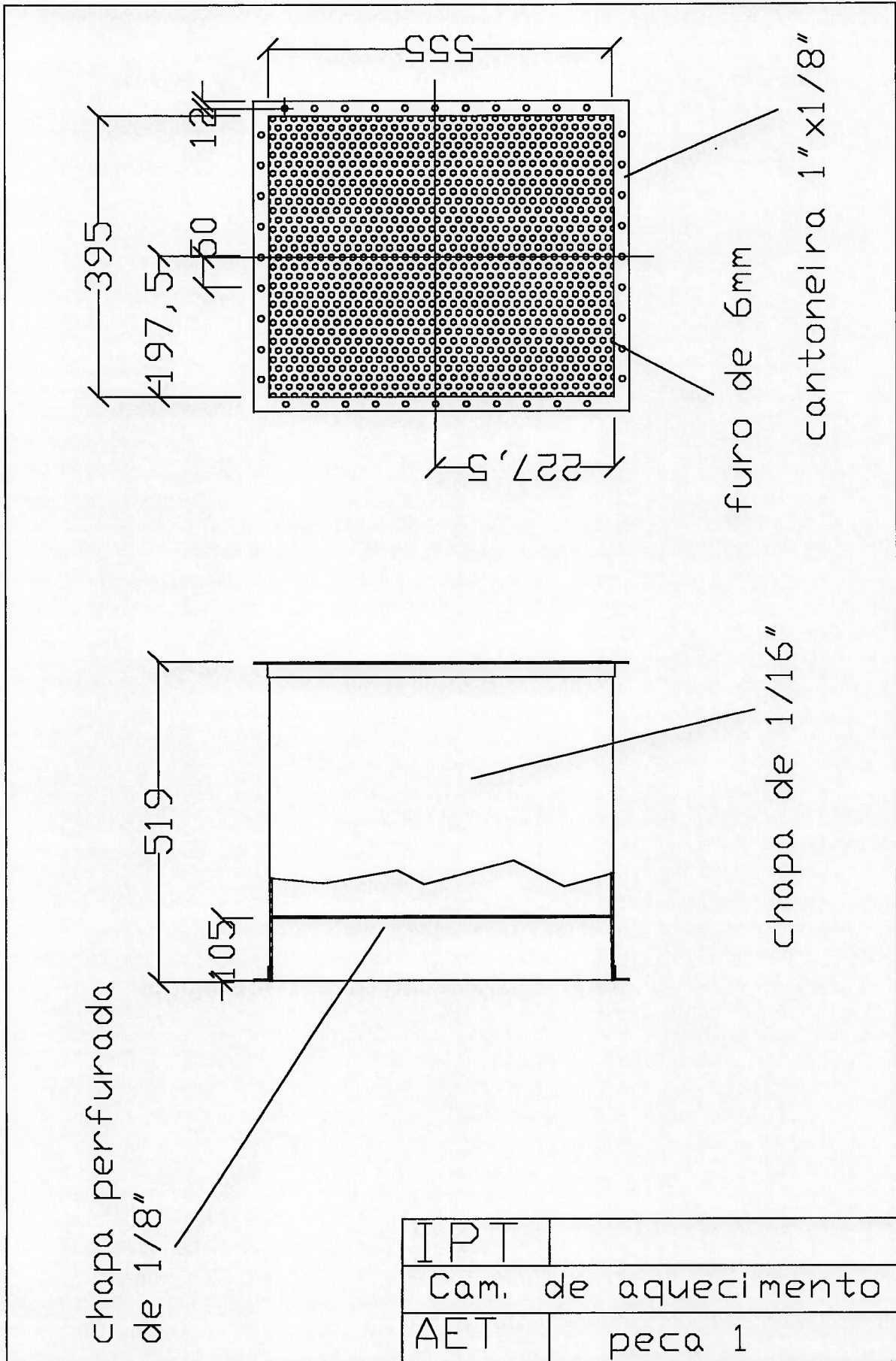
peças 8 e 20: luva

NPT 1/4

IPT	Lab. de refrigeracao
Vista superior	
AET	



IPT	
Cam. de aquecimento	
AET	

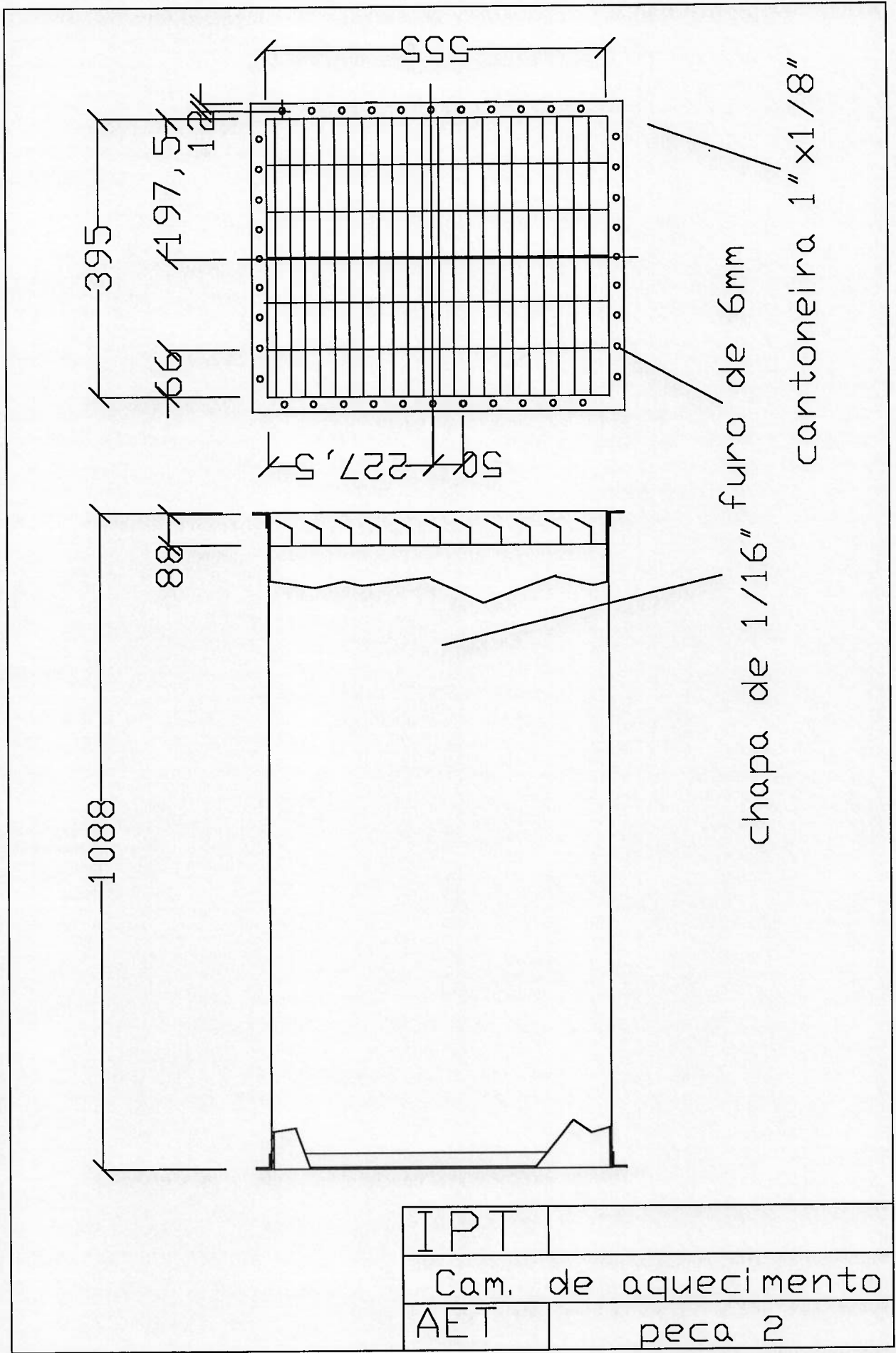


chapa perfurada  
de 1/8"

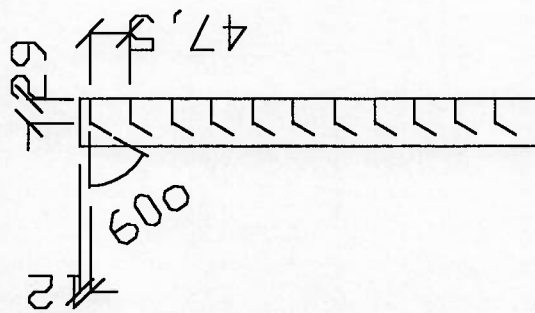
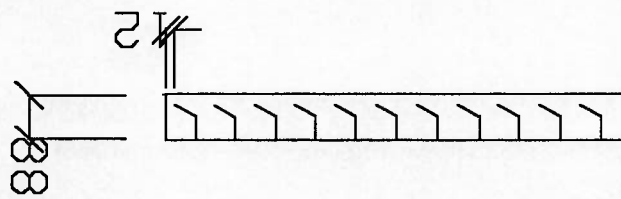
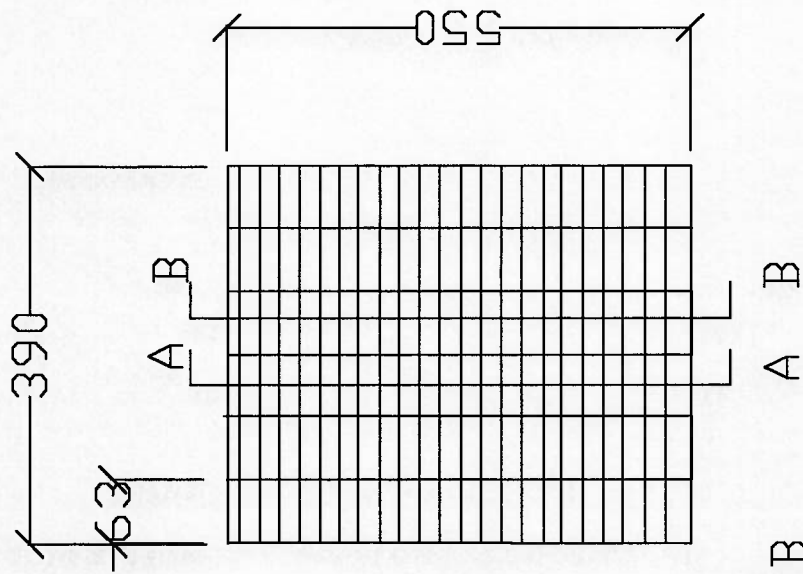
IPT	
Cam. de aquecimento	
AET	peca 1

furo de 6mm  
cantoneira 1" x 1/8"

chapa de 1/16"

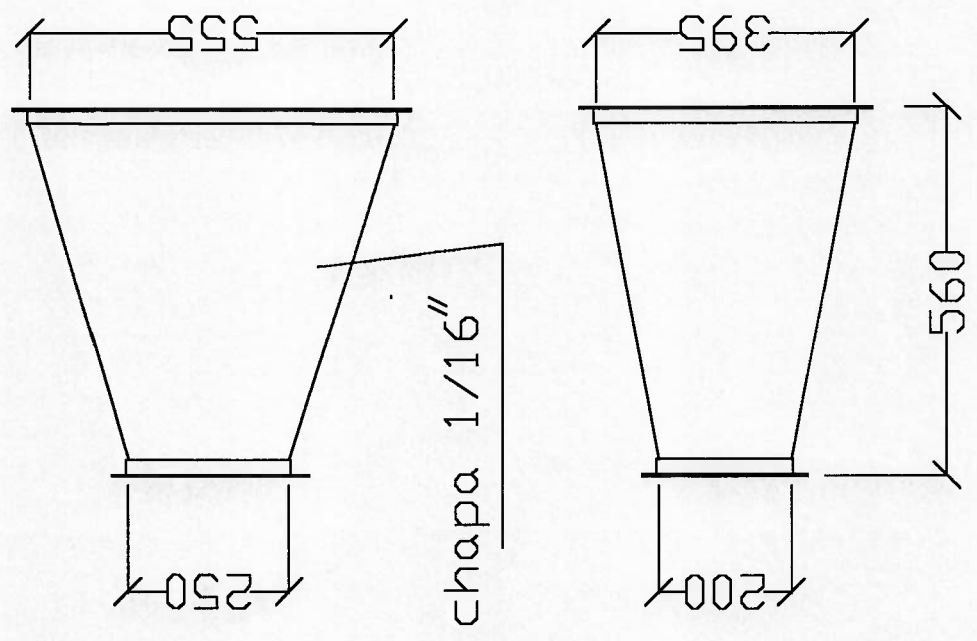
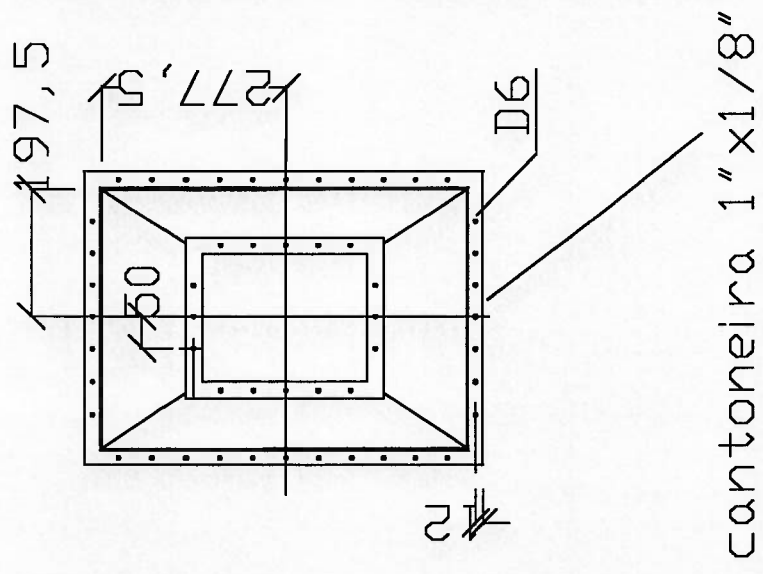


IPT	
Cam. de aquecimento	
AET	peca 2



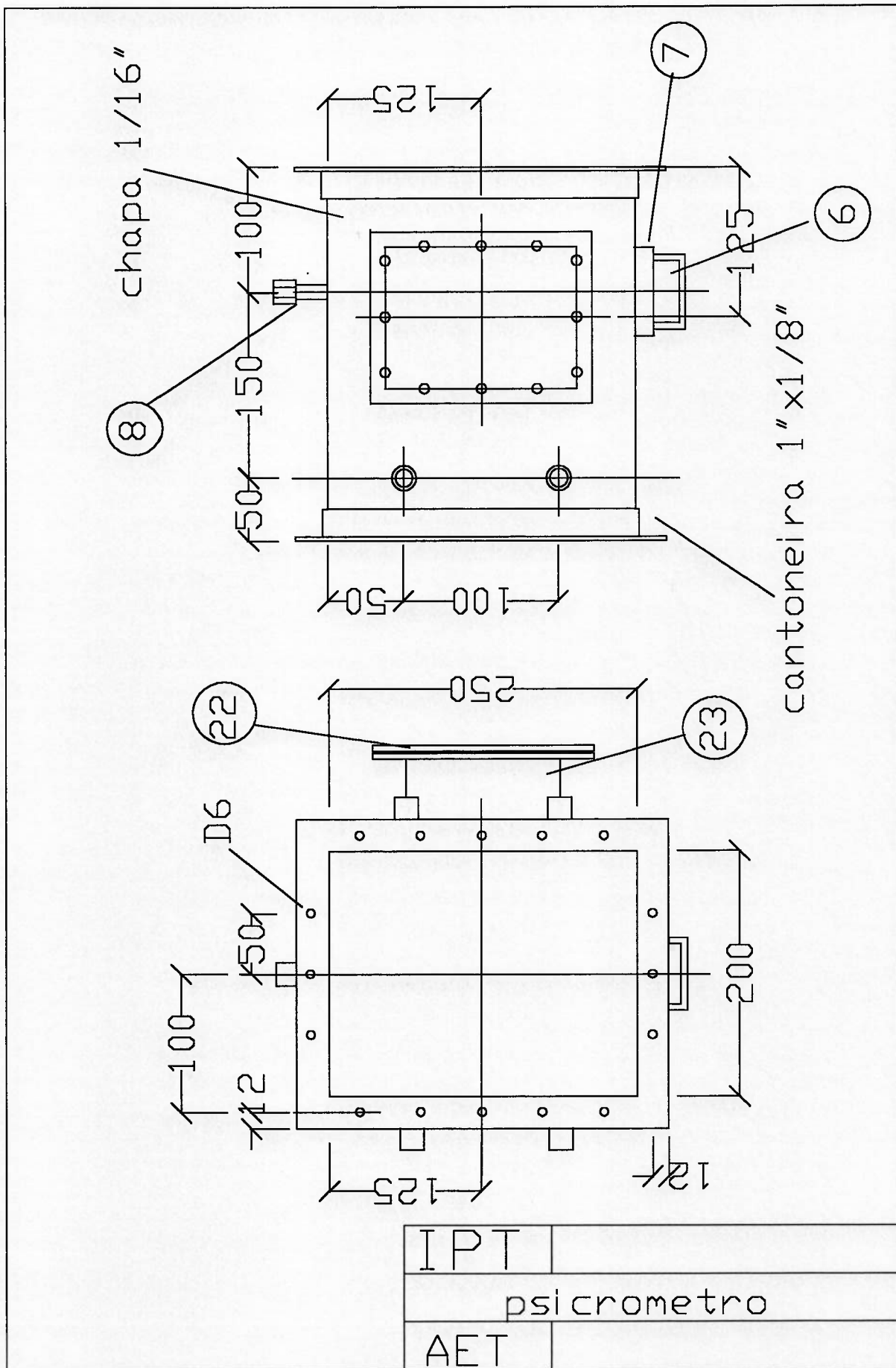
corde A-A corde B-B

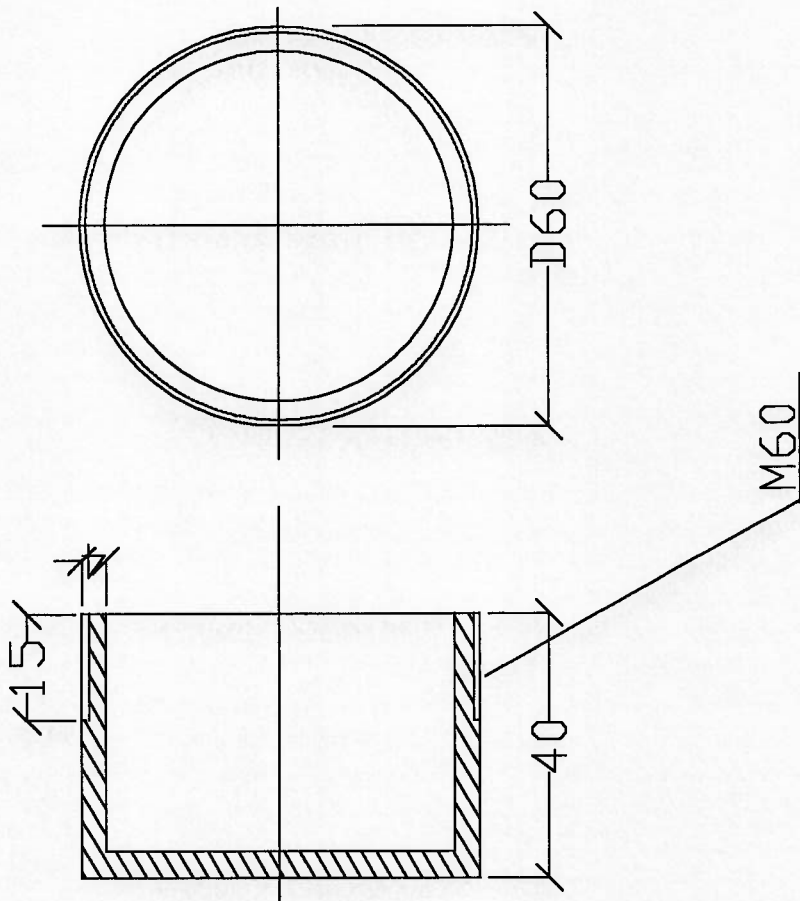
IPT	
Cam. de aquecimento	
AET	peca 4



IPT	
Tansicao	
AET	peca 5

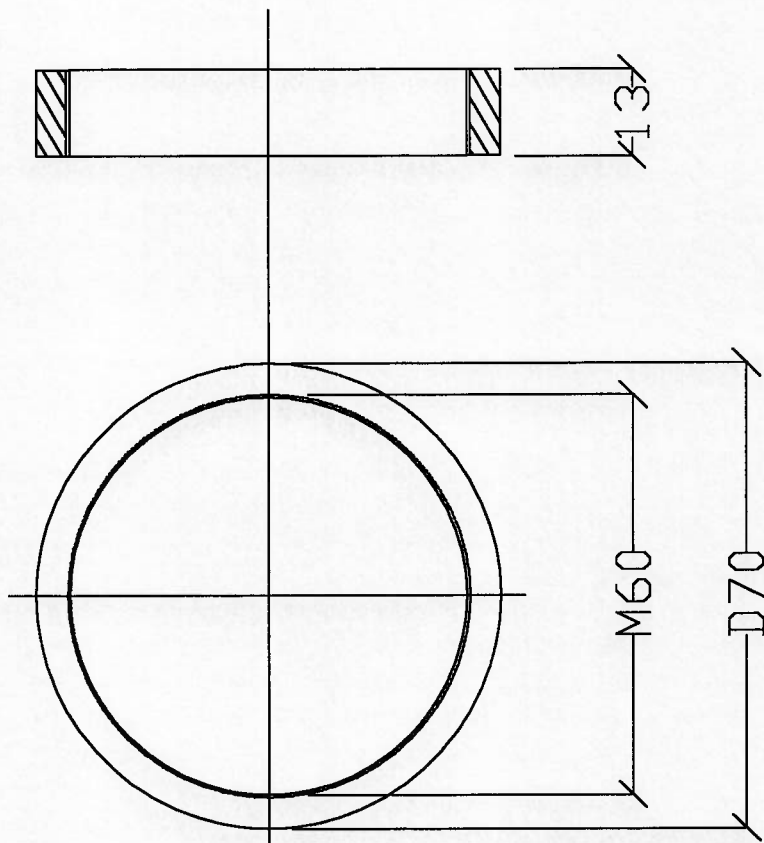






Material: acrilico

IPT	
	psicrometro
AET	peca 6

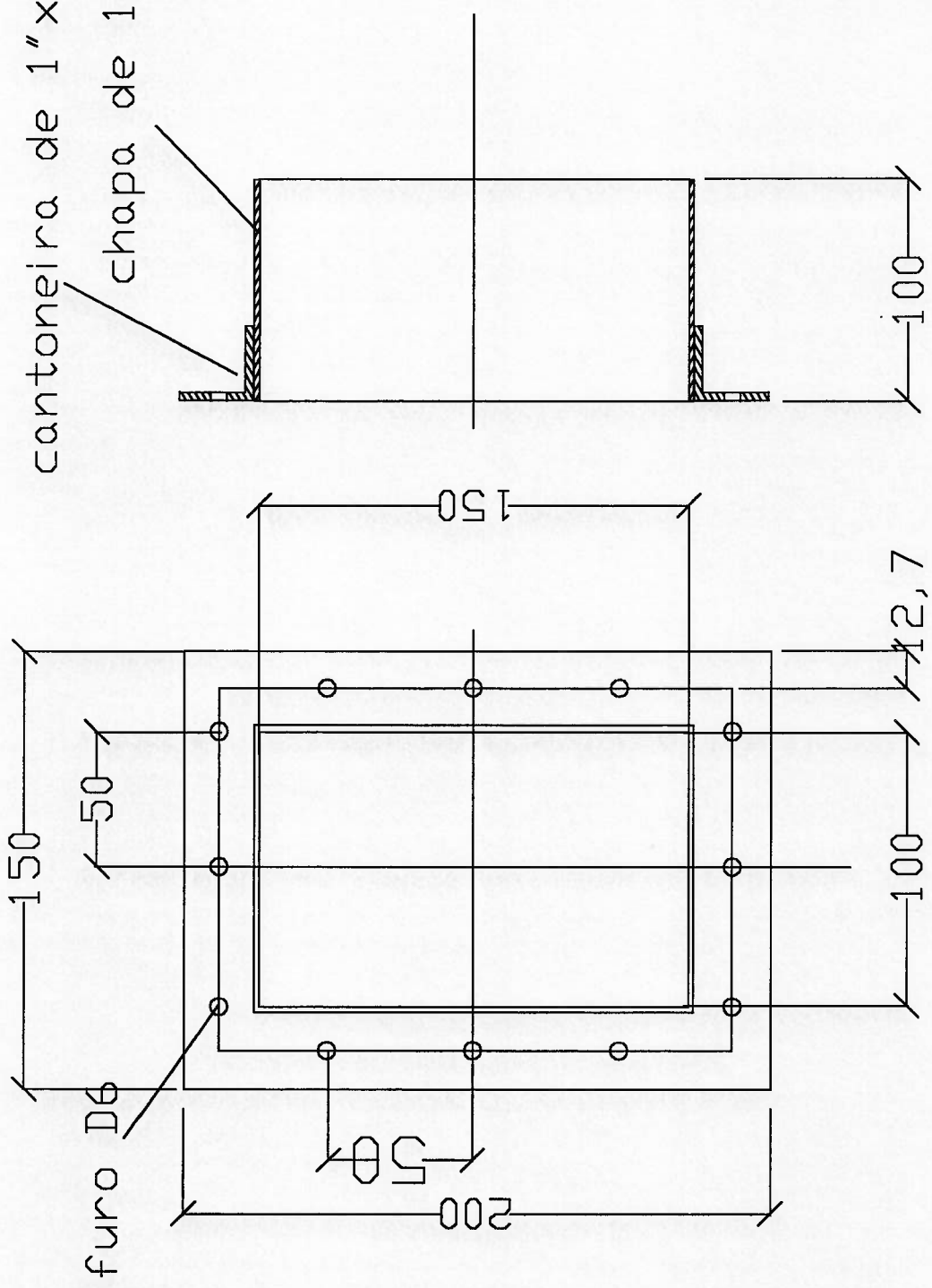


Material: latao

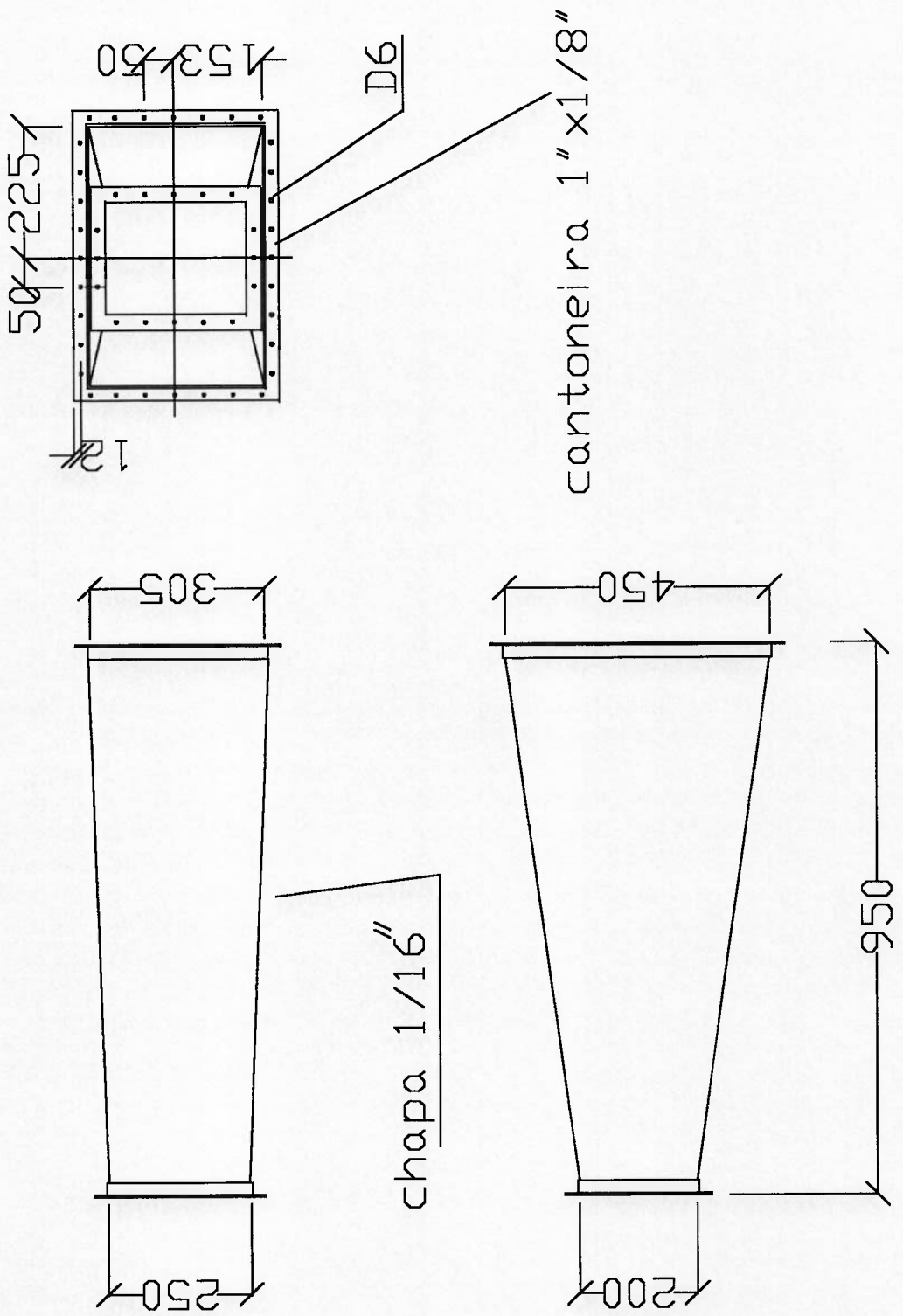
IPT	
	psicrometro
AET	peca 7



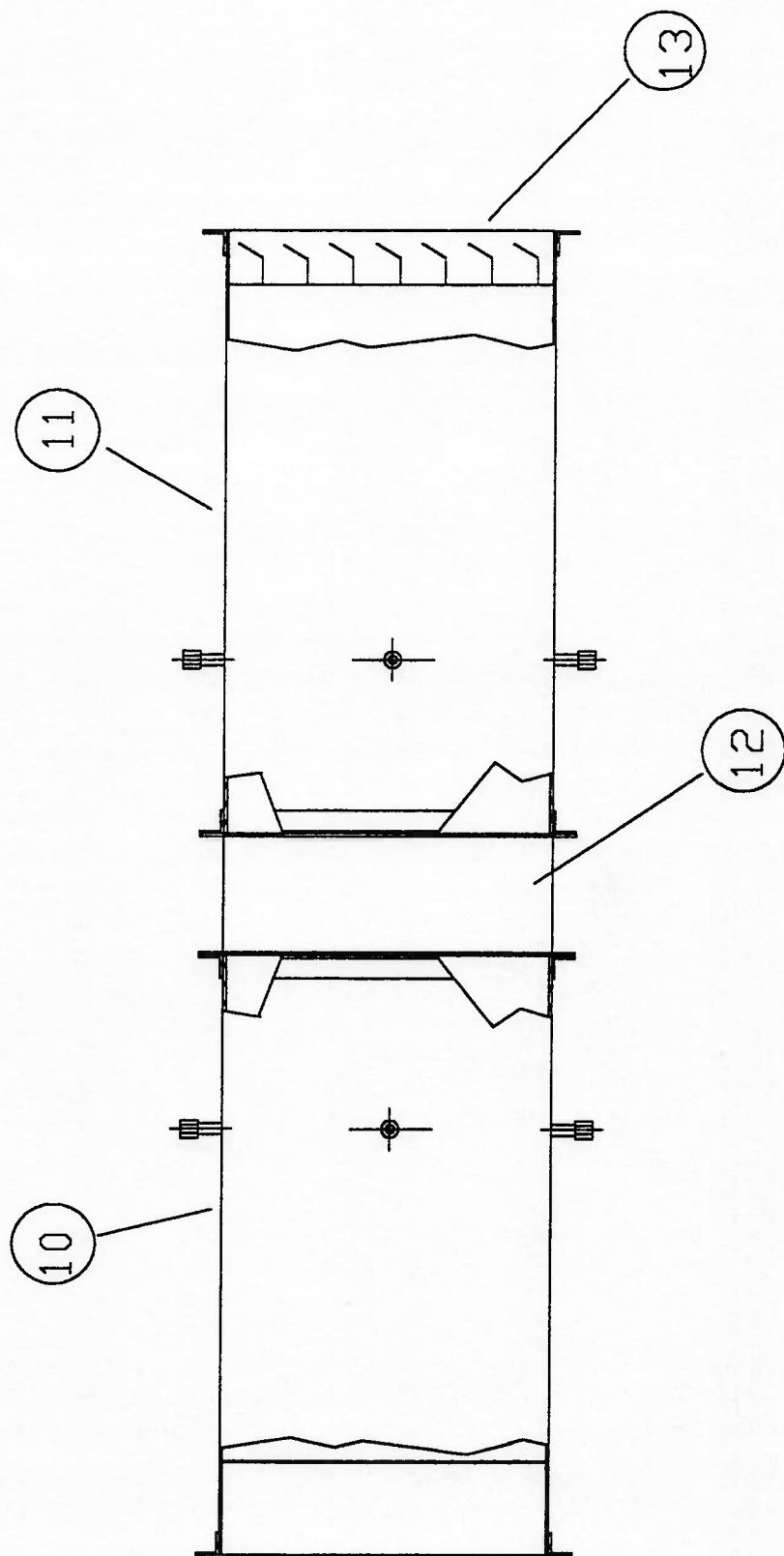
cantoneira de 1" x 1/8"  
chapa de 1/16"



IPT	
psicrometro	
AET	peca 23

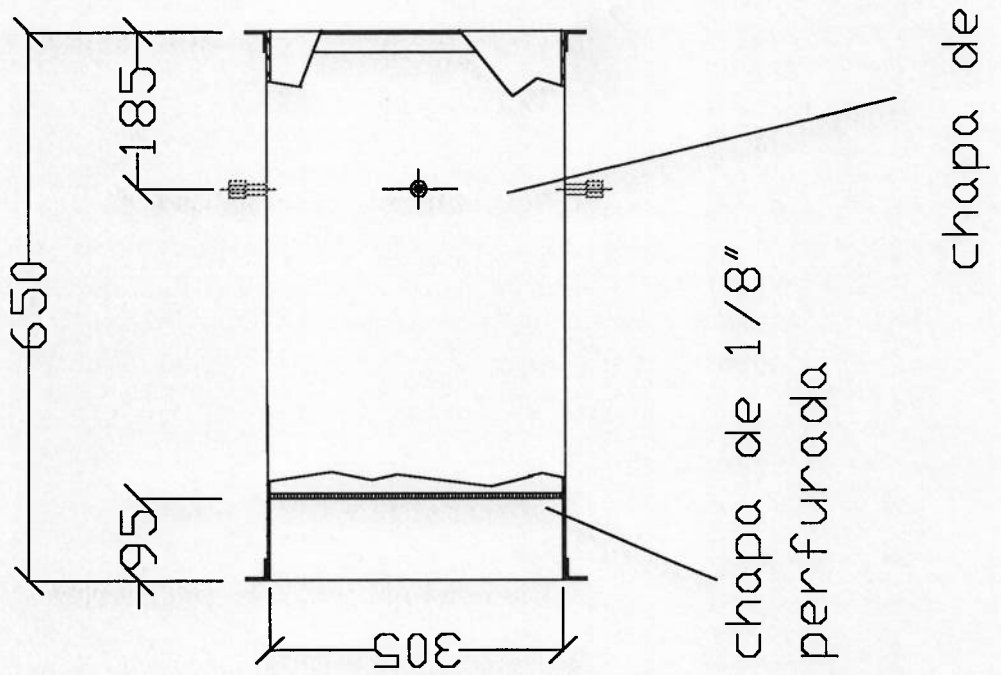
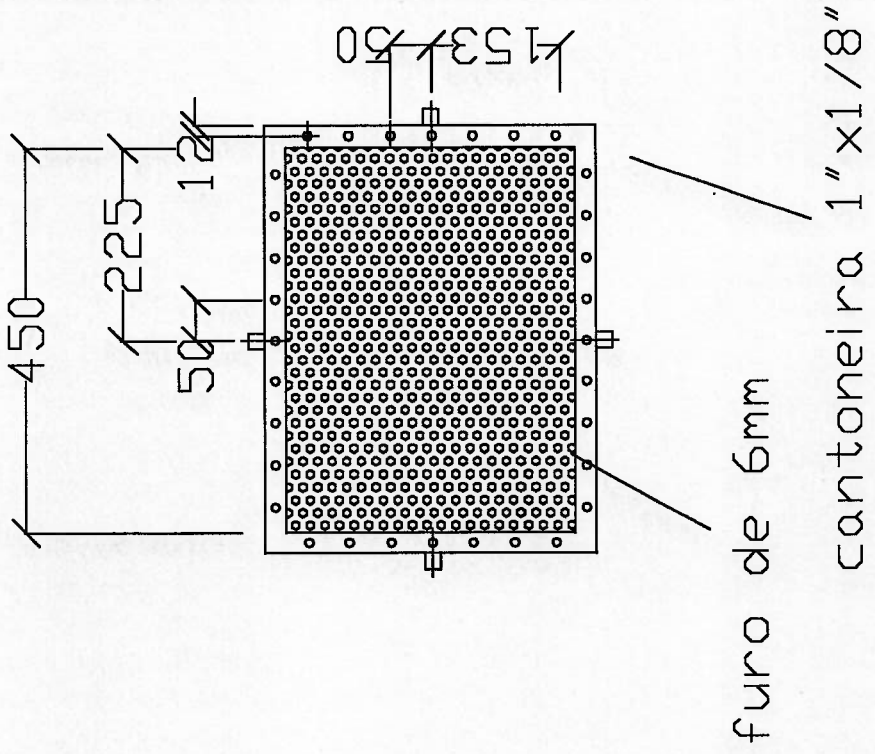


IPT	
Transicao	
AET	peca 9



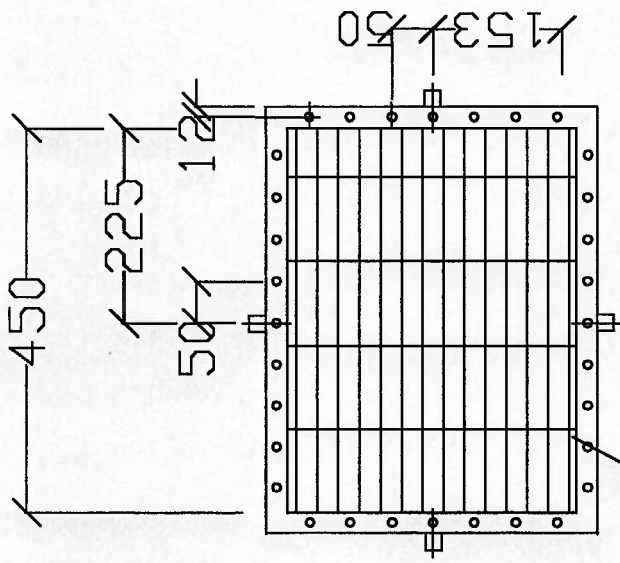
IPT	Lab. de refrigeracao
Camara de teste	
AET	





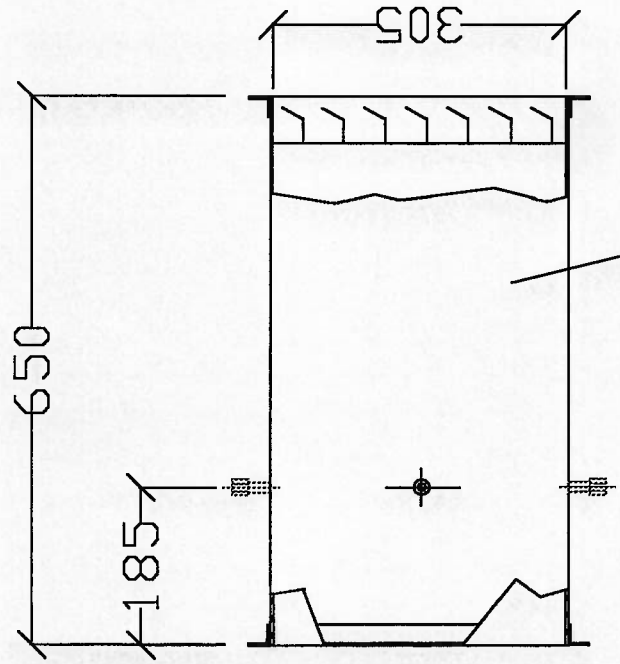
IPT	
Camara de teste	
AET	peca 10





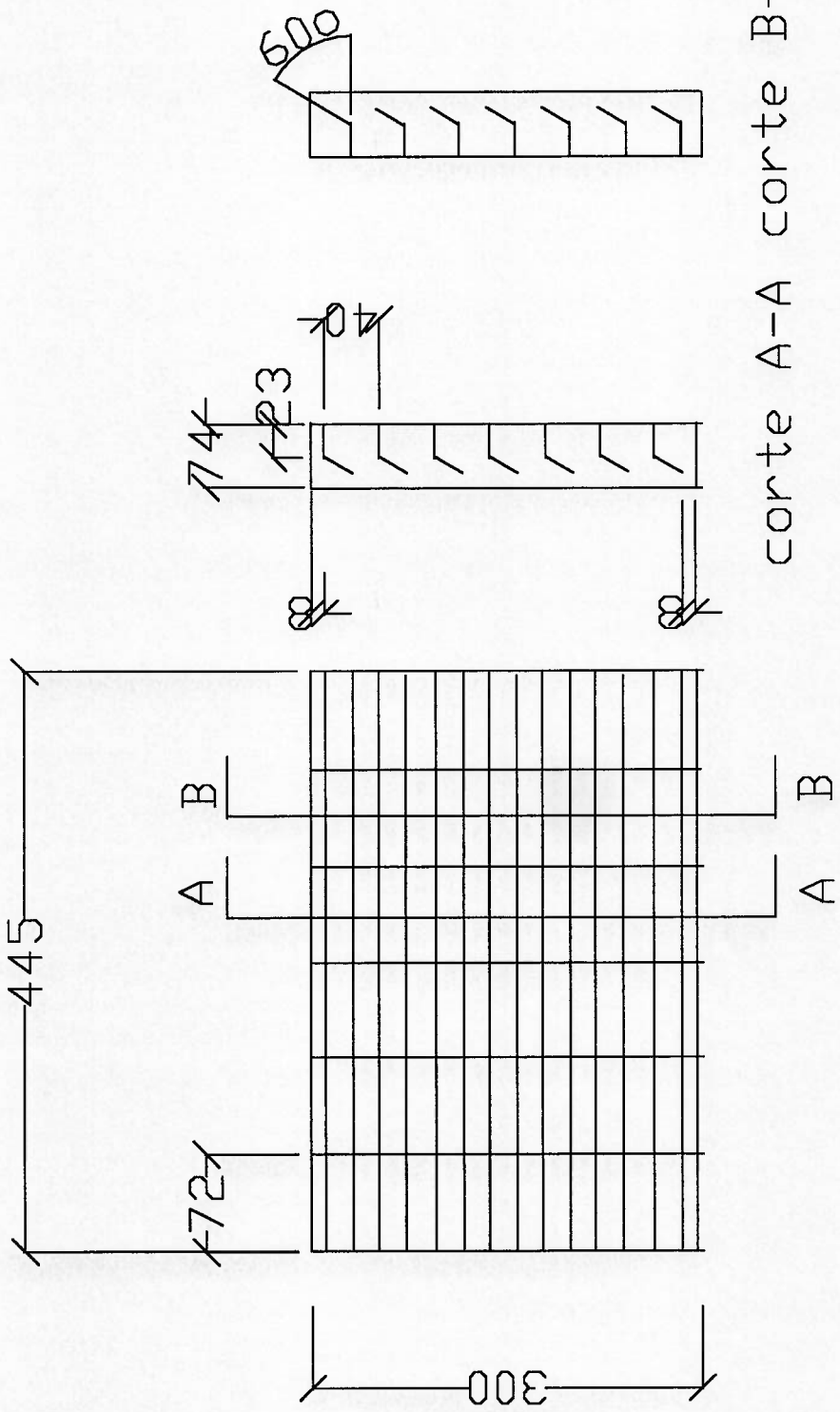
furo de 6mm

cantoneira 1" x 1/8"

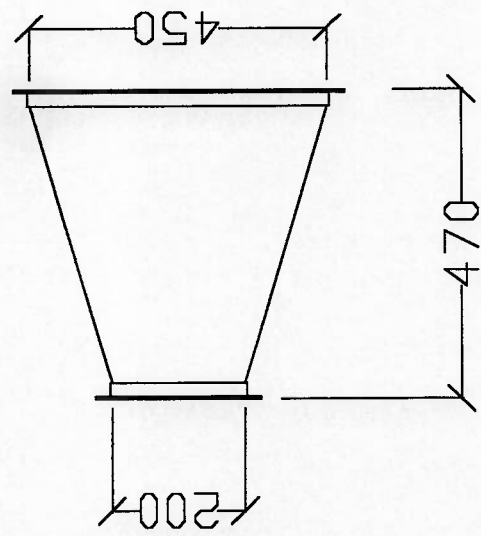
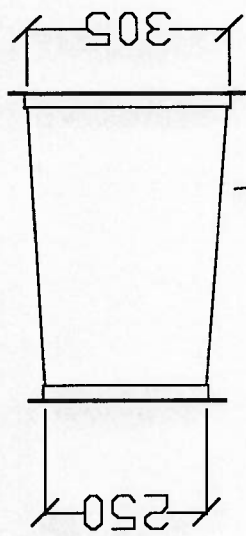
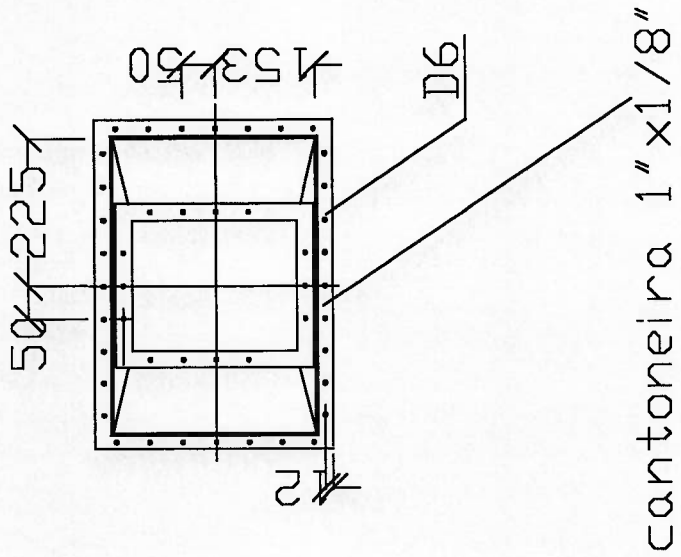


chapa de 1/16"

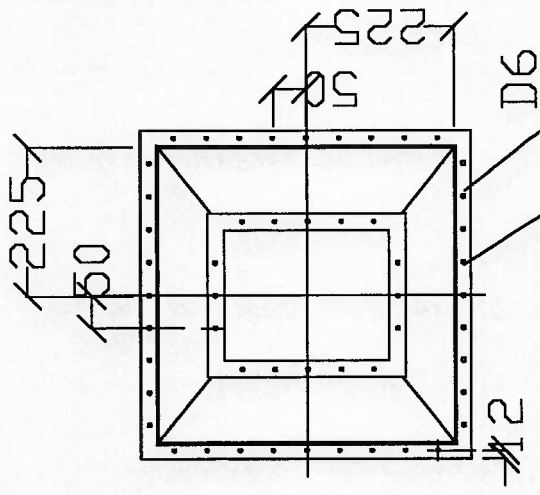
IPT	
Camara de teste	
AET	peca 11



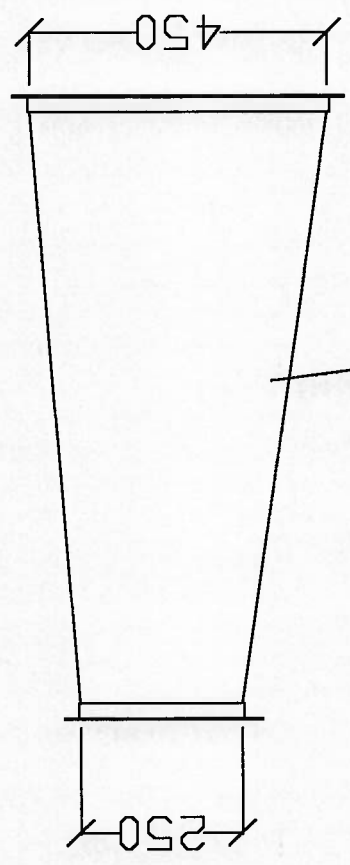
IPT	
Camara de teste	
AET	peca 13



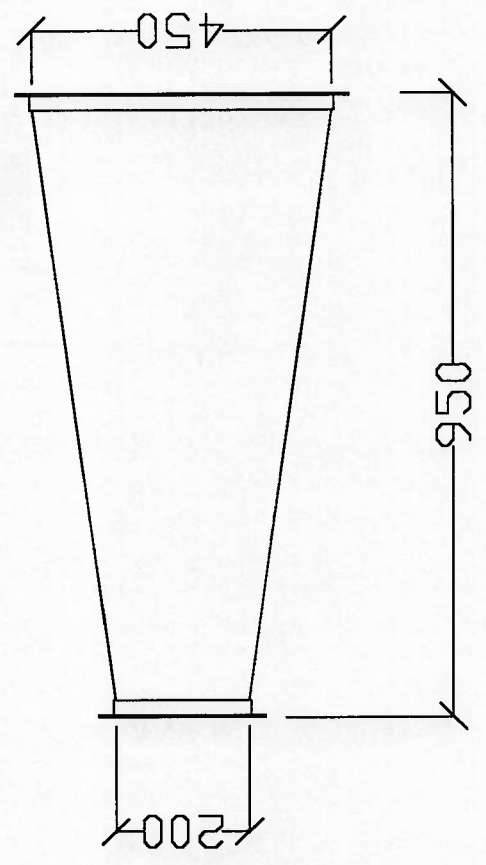
IPT	
Transicao	
AET	peca 14



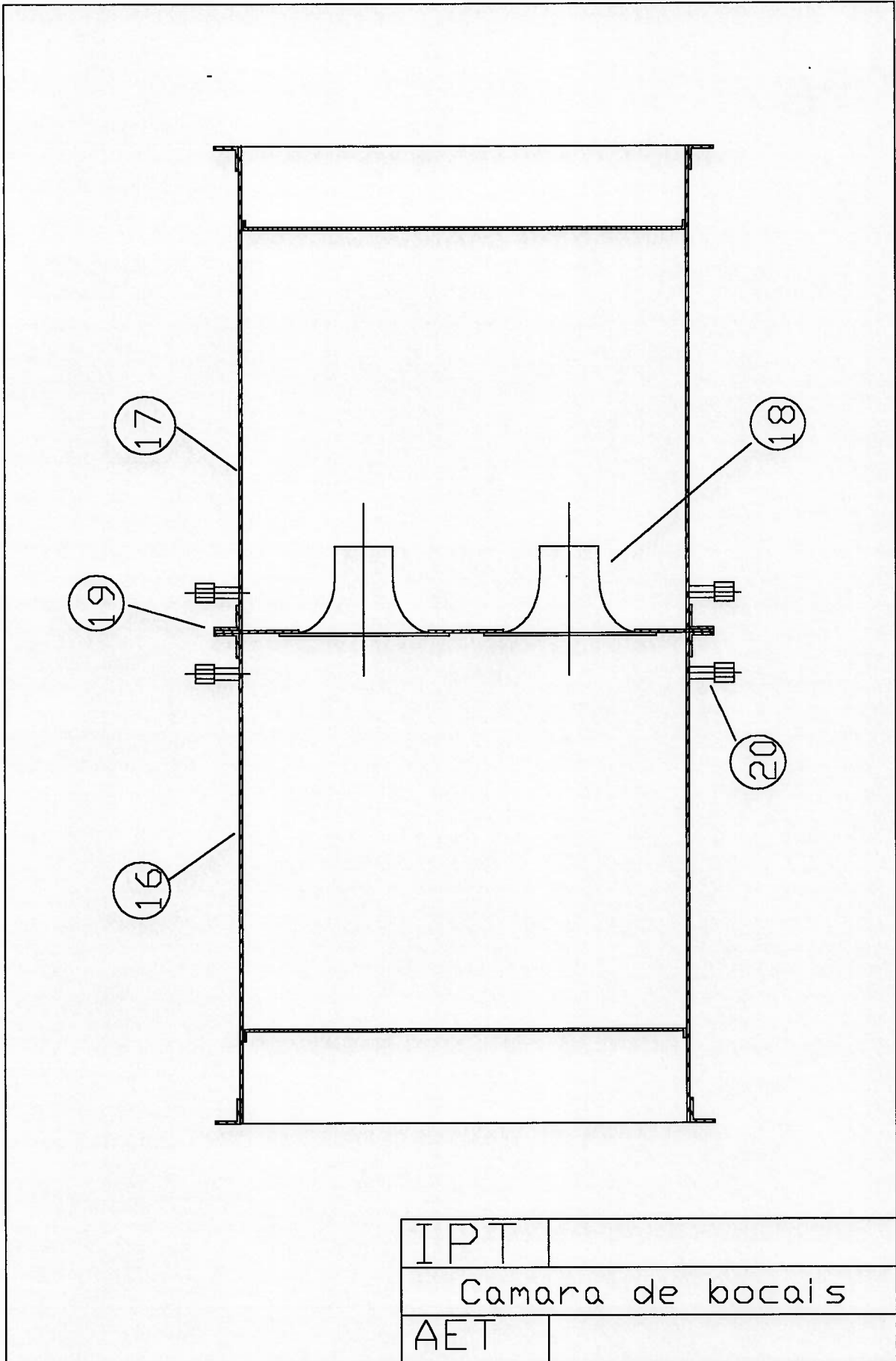
cantoneira 1" x 1/8"

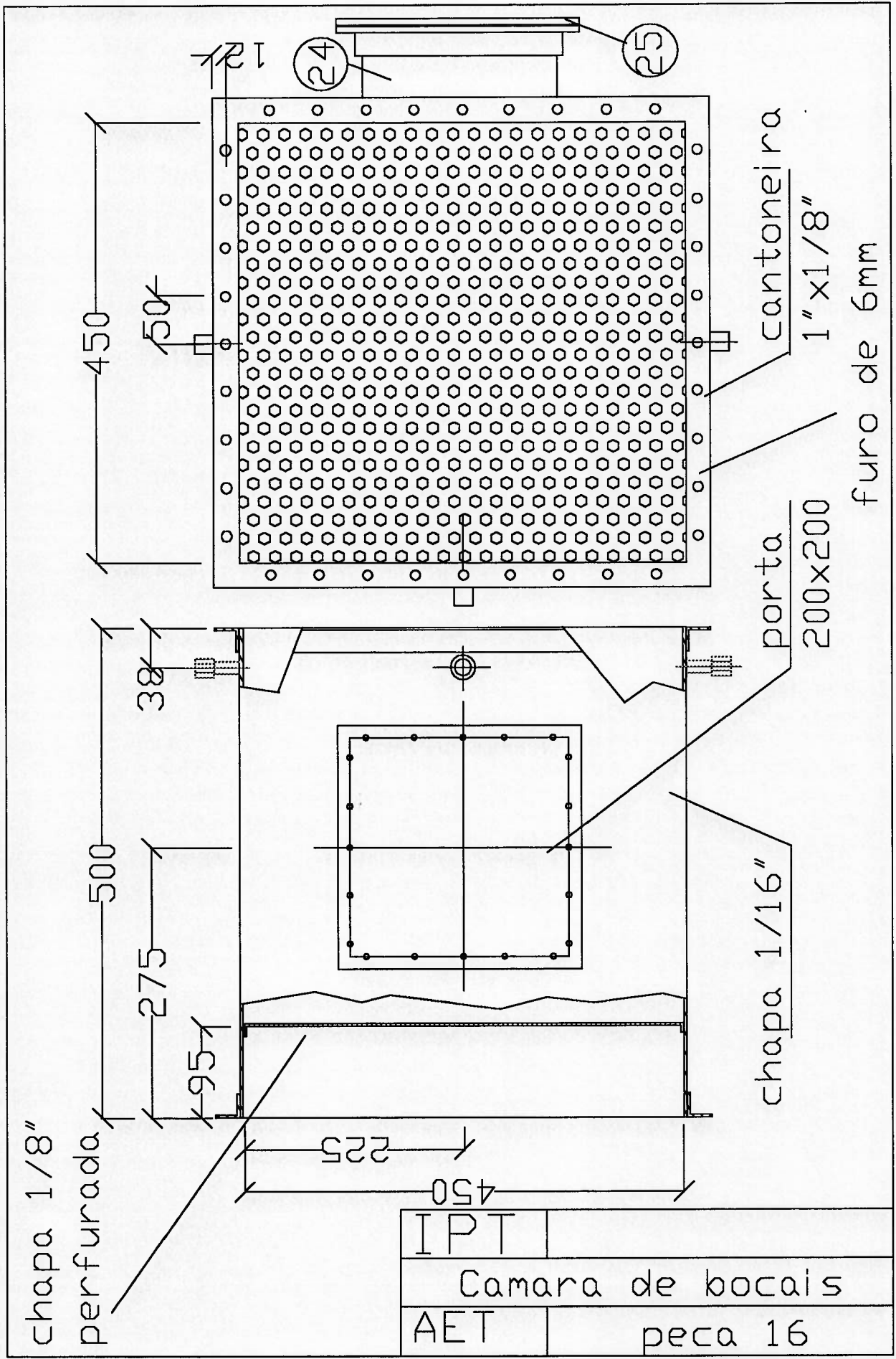


chapa 1/16"



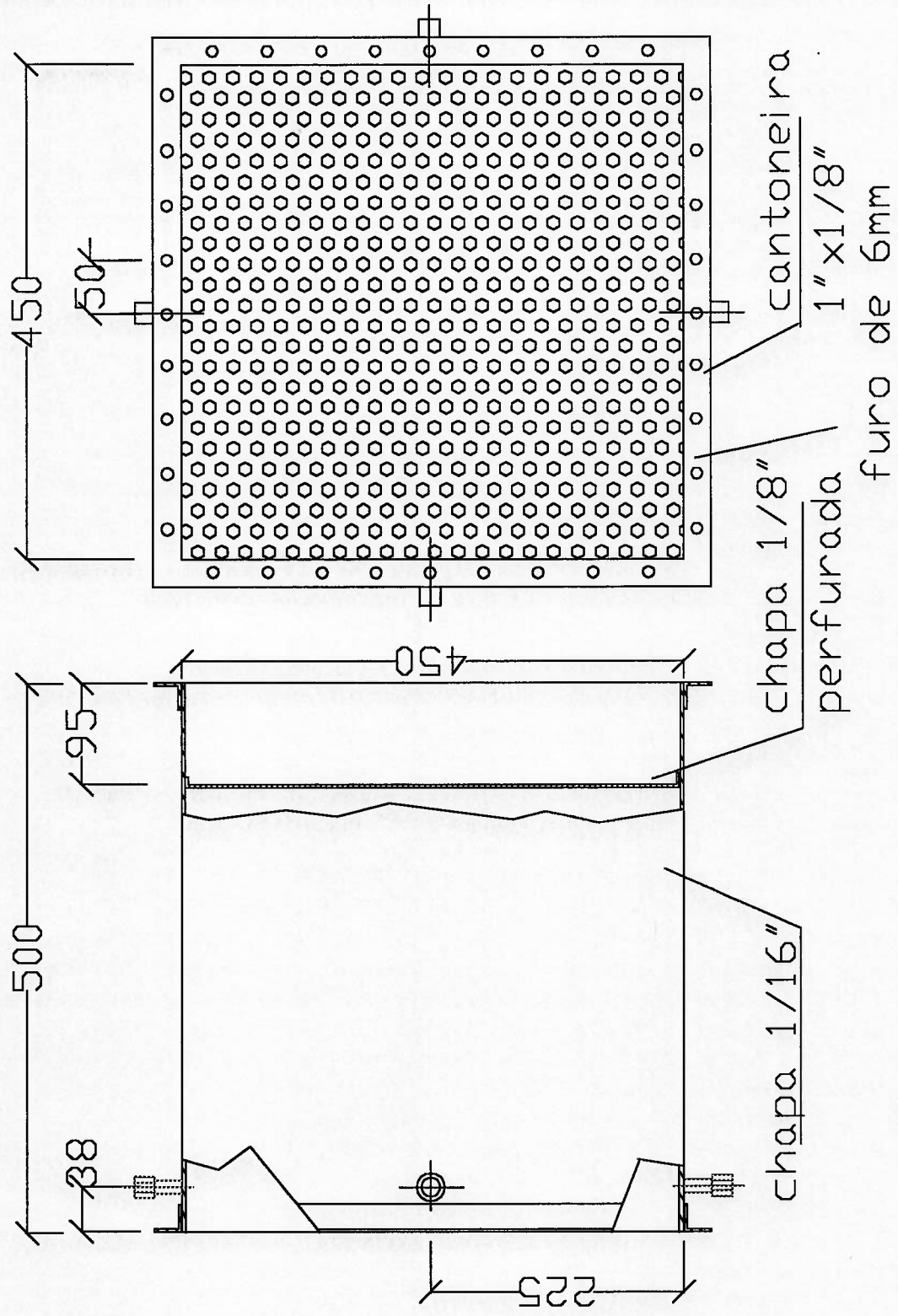
IPT	
Transicao da camara	
AET	peca 15





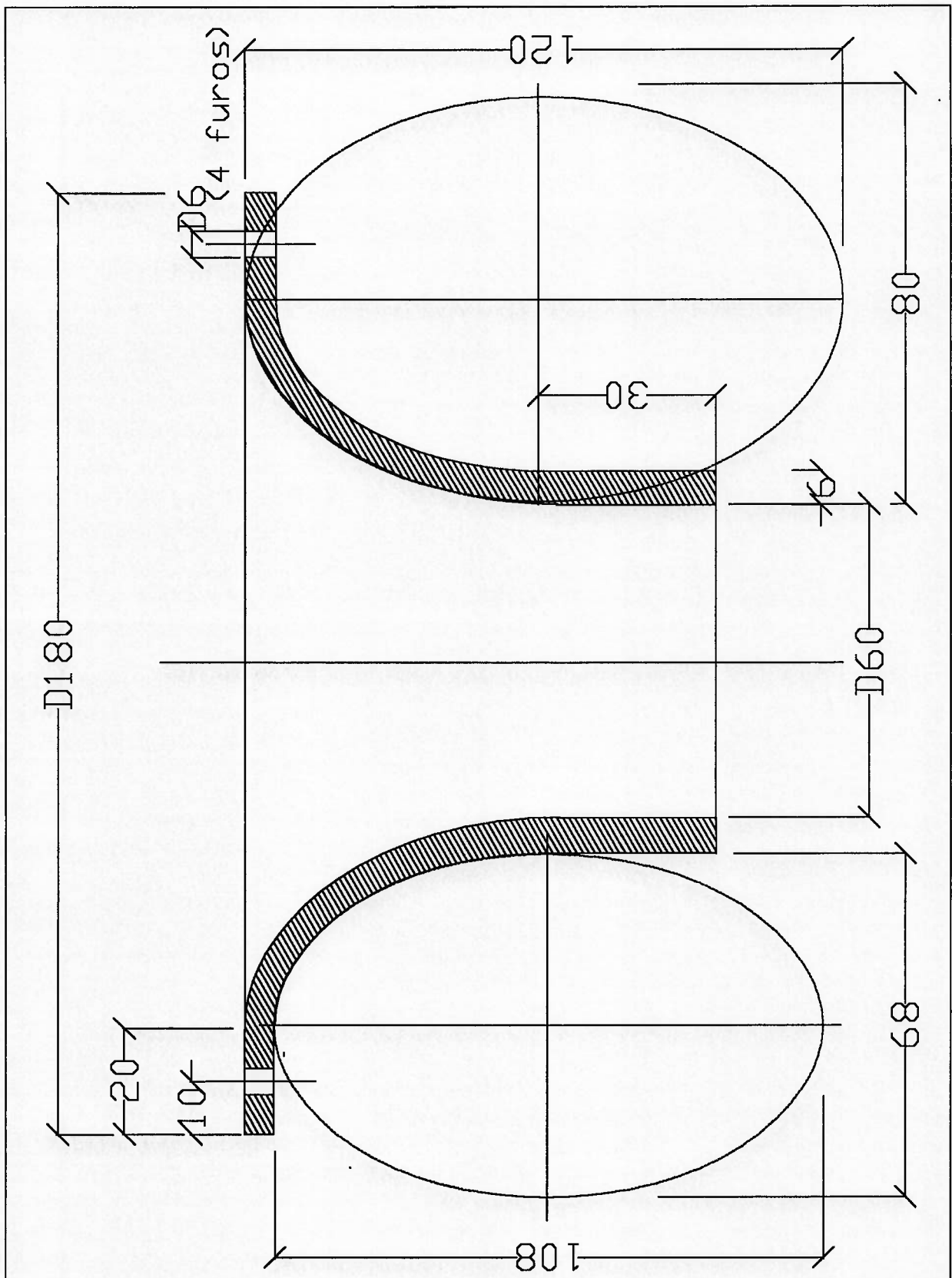
IPT	
Camara de bocais	
AET	peca 16





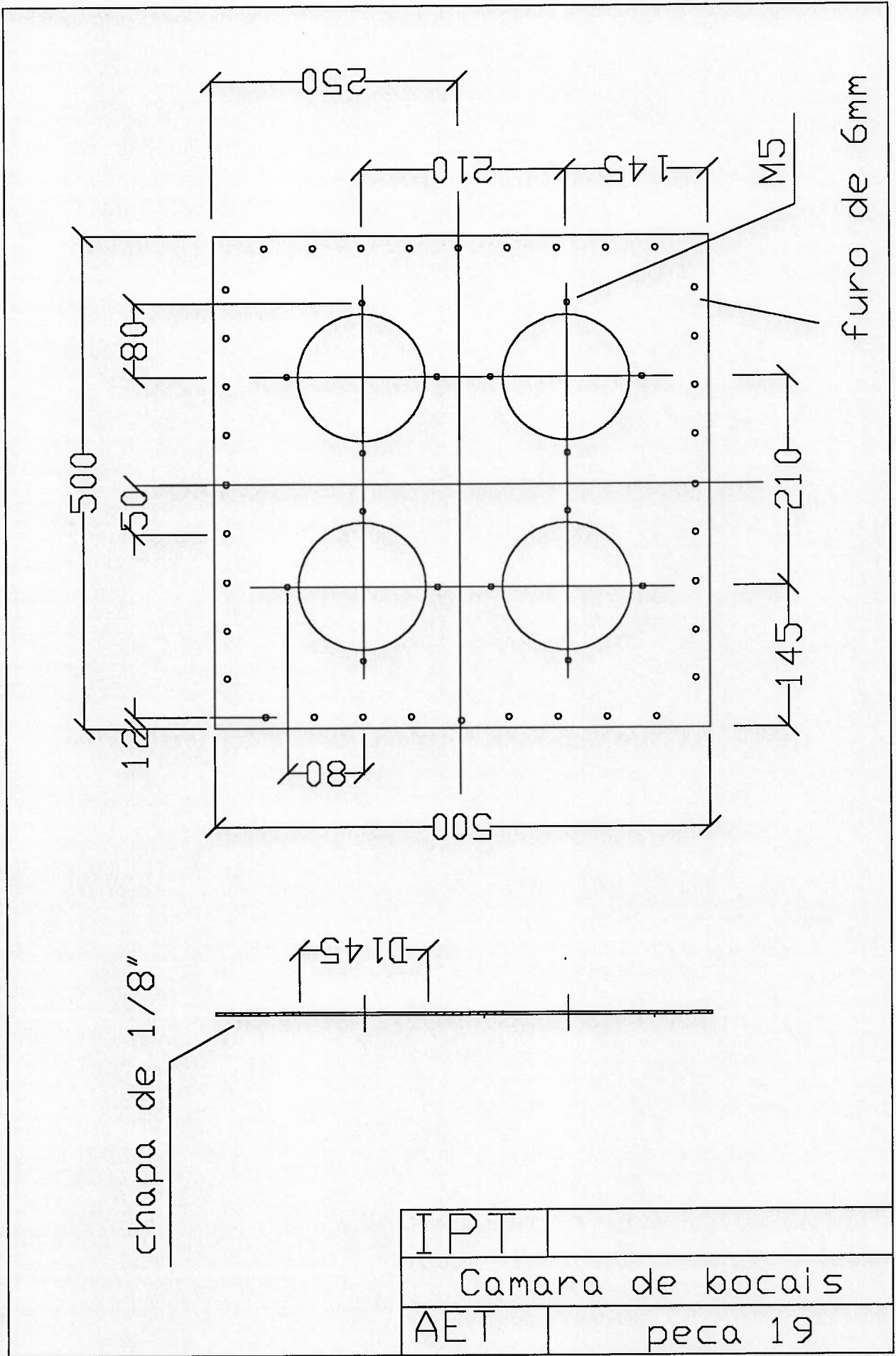
IPT	
Camara de bocais	
AET	peca 17

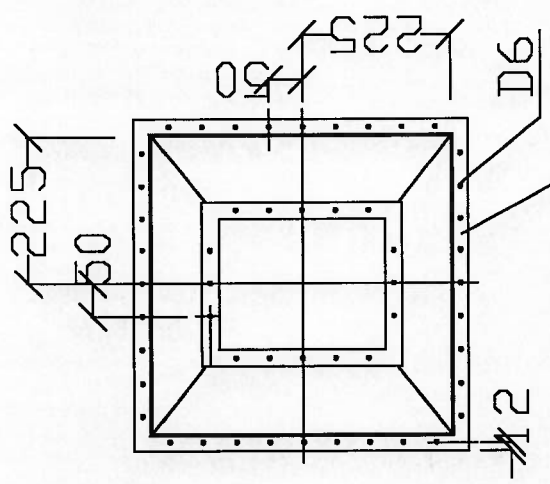




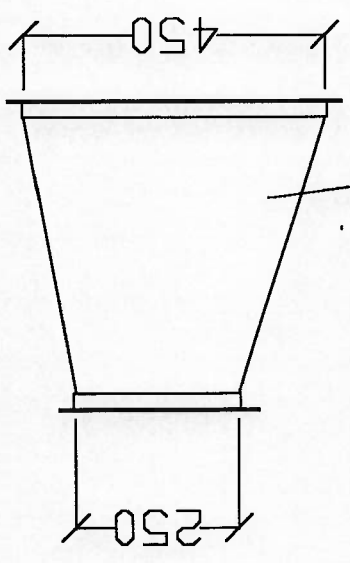
Material: alumínio

IPT	
AET	Camara de bocais peca 18

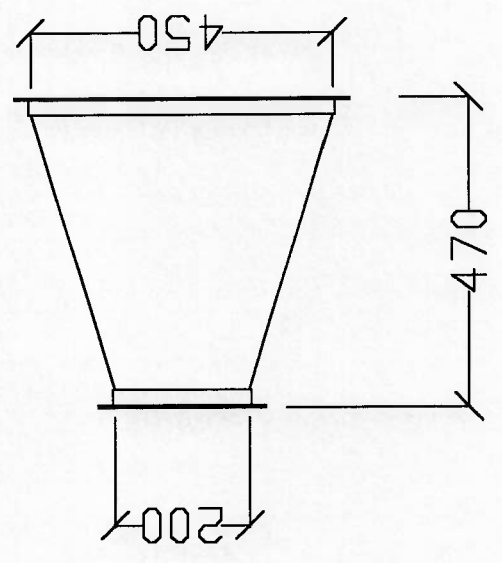




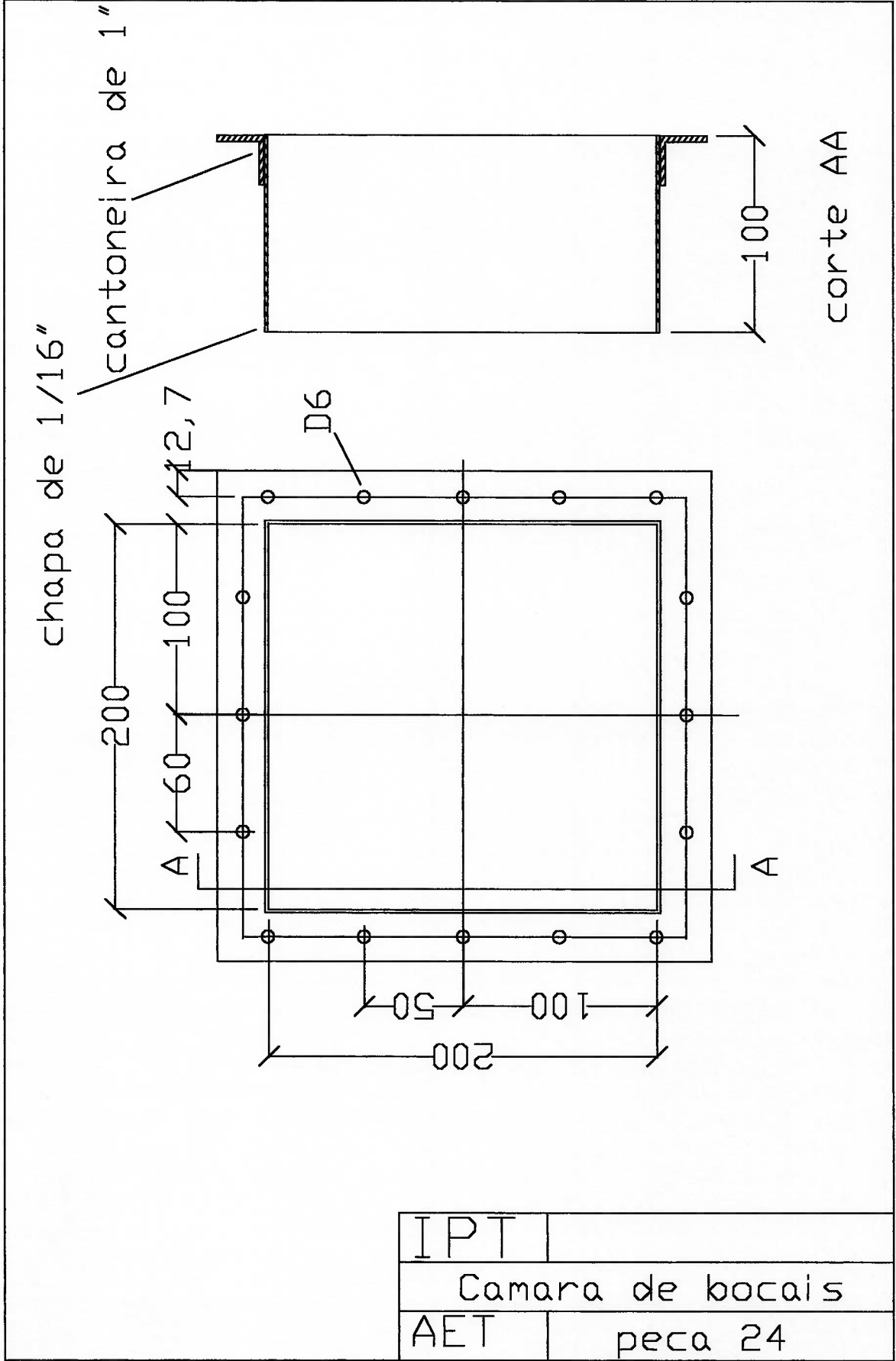
cantoneira 1" x 1/8"



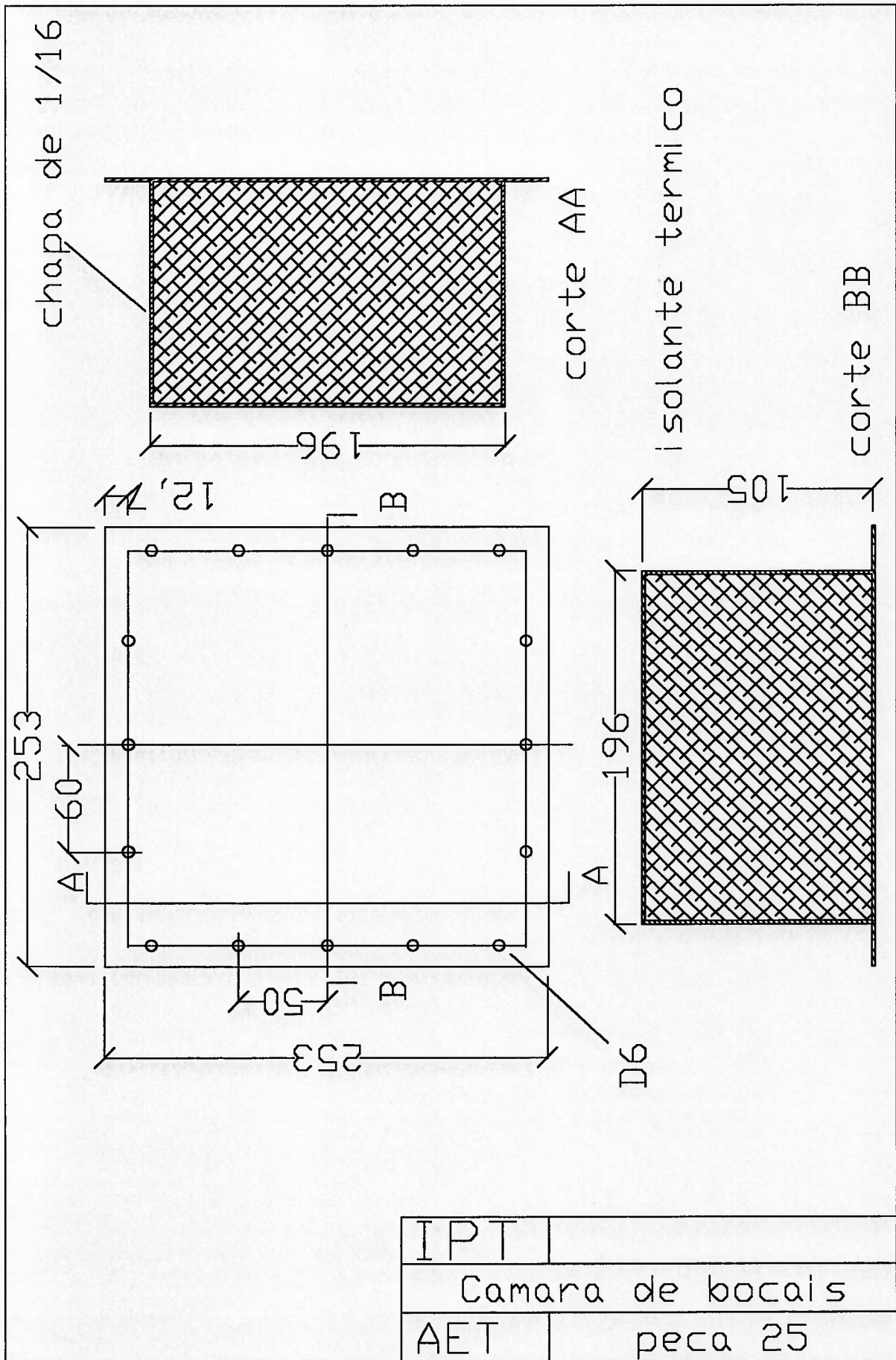
chapa 1/16"



IPT	
Transicao da camara	
AET	peca 21



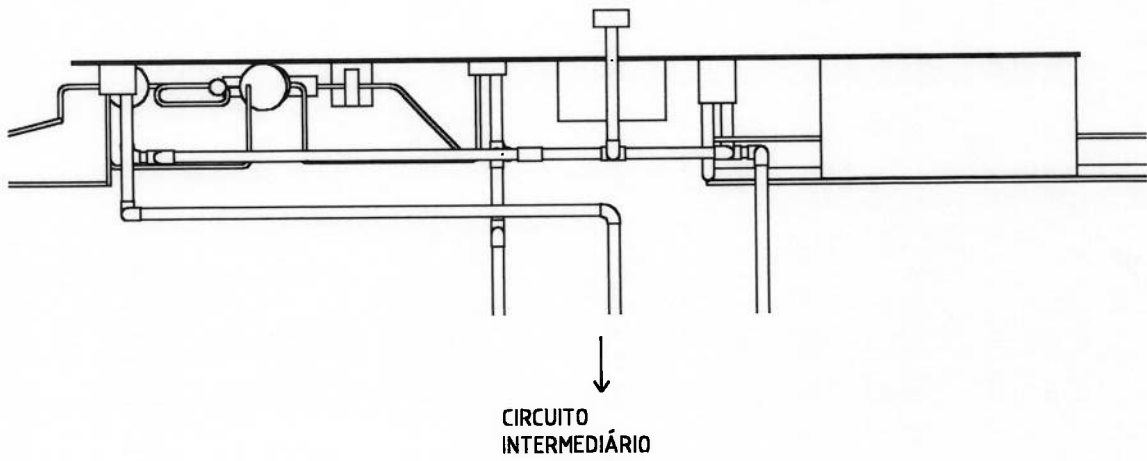
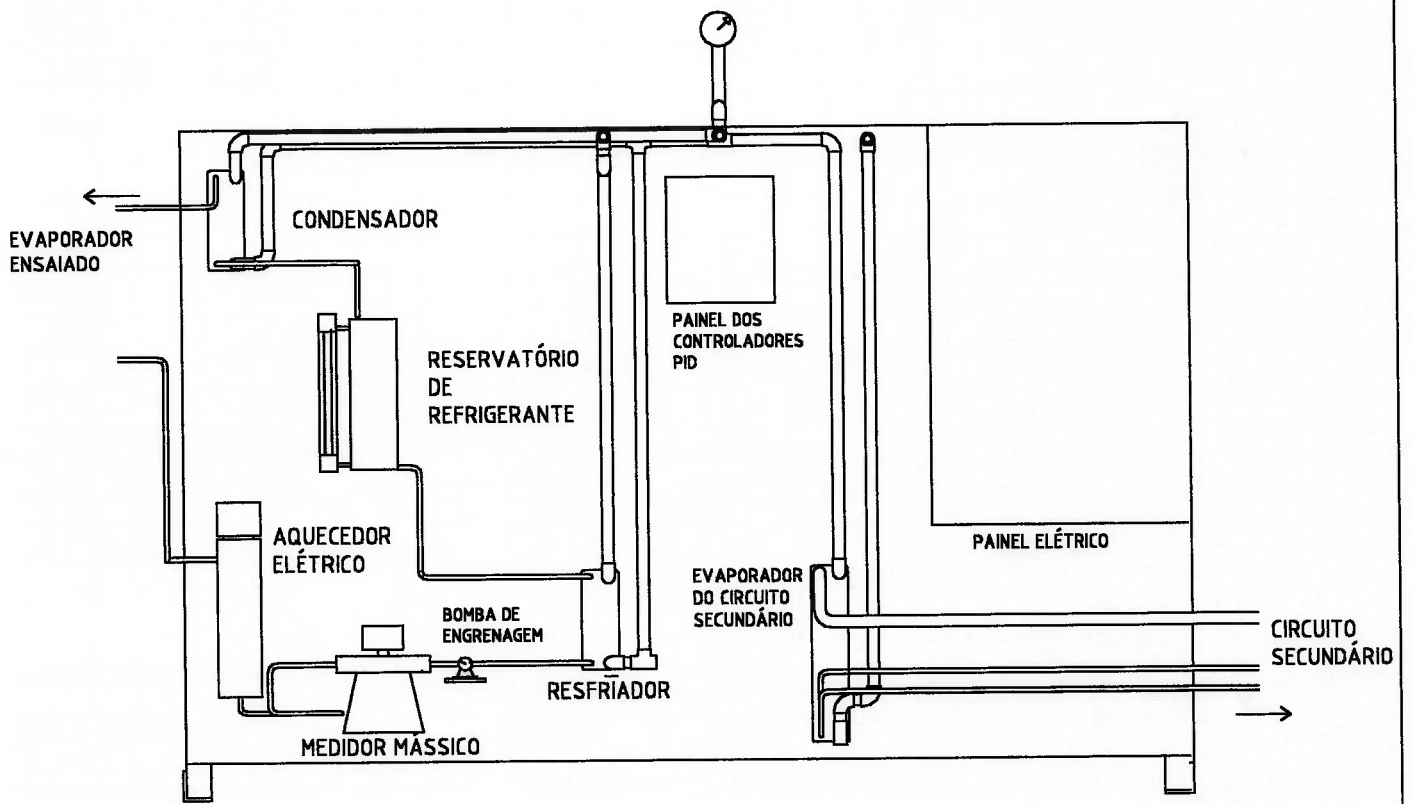
IPT	
Camara de bocais	
AET	peca 24

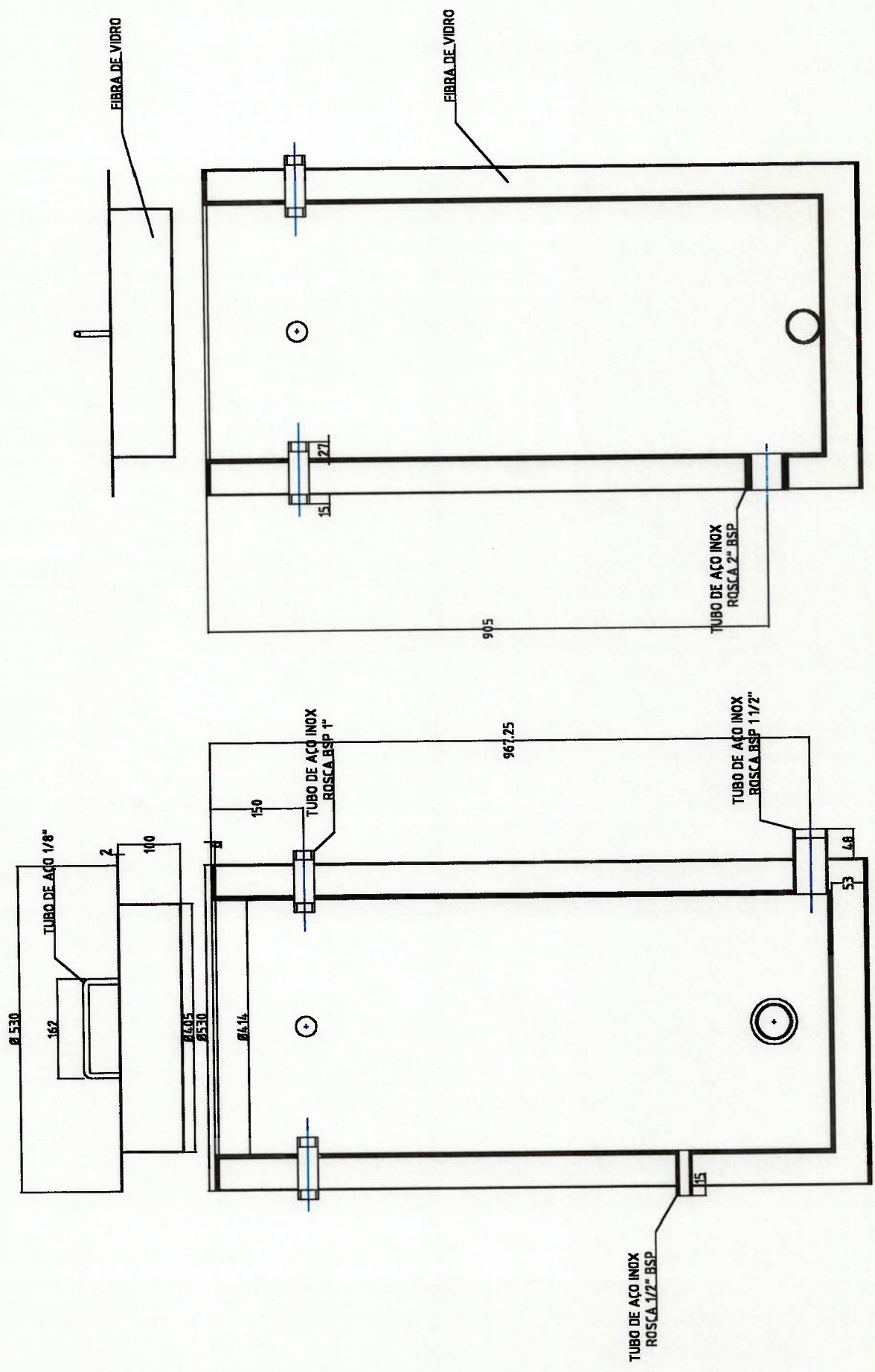


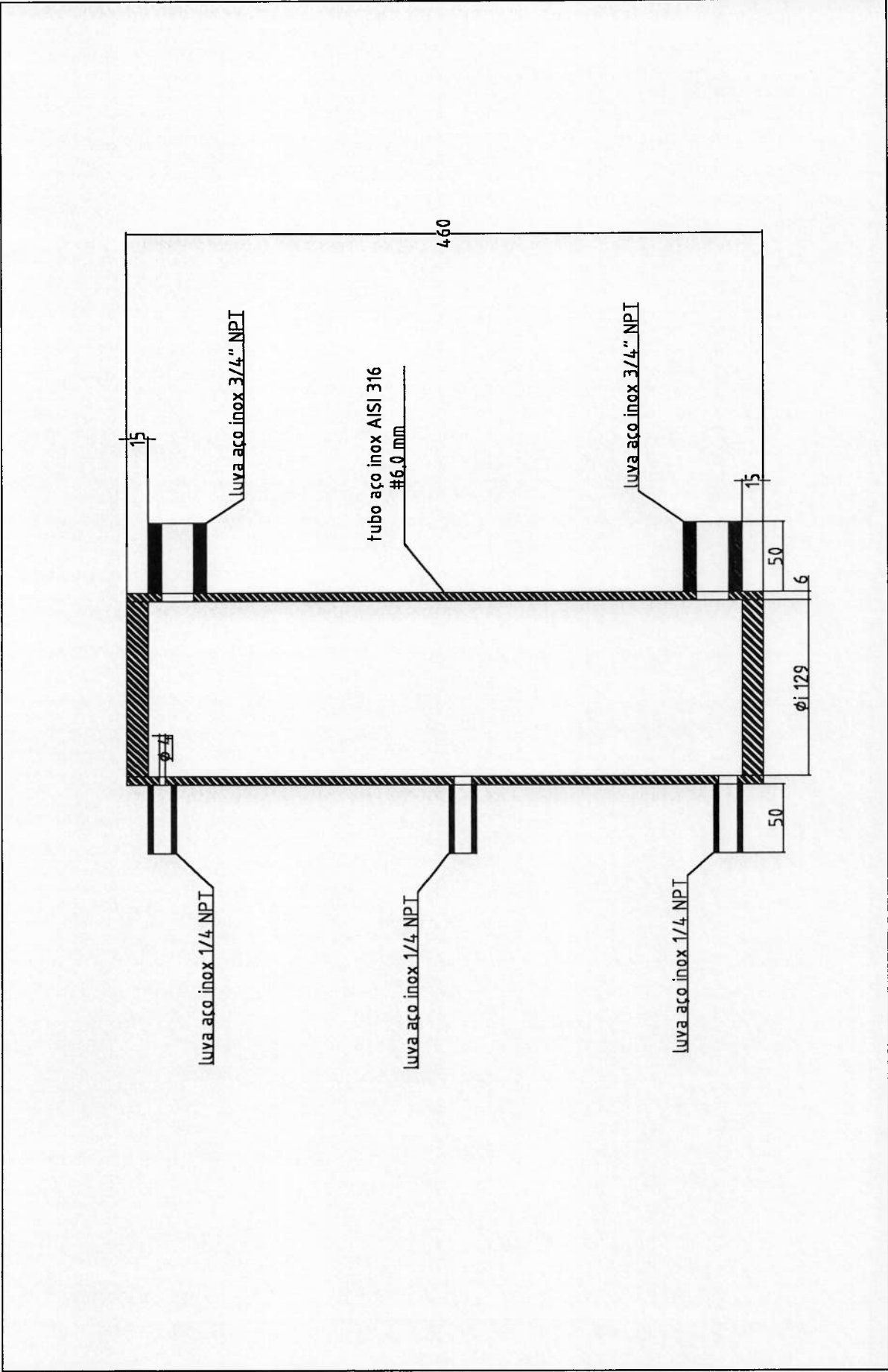
IPT	
Camara de bocais	
AET	peca 25

**ANEXO D - DESENHOS DE MONTAGEM DO CIRCUITO DE REFRIGERANTE E DE FABRICAÇÃO DOS RESERVATÓRIOS DE ETILENOGLICOL E REFRIGERANTE**









**ANEXO E - CÓPIAS DOS CERTIFICADOS DE CALIBRAÇÃO**



# ELCONTROL ENERGY

Sasso Marconi Plant

## CERTIFICATO DI CALIBRAZIONE

Dichiariamo che lo strumento sotto indicato è stato prodotto e ispezionato durante tutte le fasi di produzione usando le tecnologie più sofisticate.

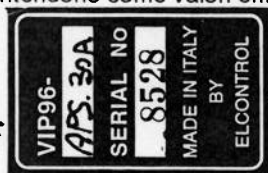
Certifichiamo inoltre che lo strumento è stato calibrato al meglio della precisione alle condizioni sotto riportate prima della spedizione.

**Condizioni di prova:** strumento da almeno 48 ore in equilibrio con l'ambiente. Strumento alimentato per almeno 30 m. con onda sinusoidale di 220 V efficaci frequenza 50 Hz (da gruppo di continuità).

**Strumenti di prova:** Per misure di tensione: FLUKE 8840A  
Per misure di corrente: FLUKE 8840A  
Gli strumenti sopra indicati sono tarati e controllati per mezzo di un multimetro di riferimento tipo FLUKE 8505A certificato periodicamente dal centro SIT (Servizio Italiano di Taratura).

**Risultati di prove:** sotto indicati qui di seguito (i valori di tensione e corrente si intendono come valori efficaci).

Model: \*\*\*  
Serial number



Test Conditions:  $f = 50\text{Hz}$   $\text{Cos}\phi = 0.8$

Reference Voltage Tensione applicata	Reading Valore di lettura	e%
400 V	400.4395	0.1099
300 V	300.8483	0.2828
150 V	150.3149	0.2099
90 V	89.8742	- 0.1397
30 V	29.9245	- 0.2517
15 V	14.9746	- 0.1696

Reference Current Corrente applicata	Reading Valore di lettura	e%
4500 ma	4504.8706	0.1082
2000 ma	2005.6553	0.2828
900 ma	901.8876	0.2097
500 ma	501.0496	0.2099
200 ma	200.0265	0.0132
105 ma	104.8533	- 0.1397

Timbro:  
Stamp:

Operatore: **Lanzoni F.**  
Operator:

Data  
Date 01/07/96 15:55:57

Responsabile della Calibrazione:  
Calibration Supervisor:

## CALIBRATION CERTIFICATE

We hereby declare that the below-indicated unit has been produced and inspected in all its manufacturing stages using the most advanced techniques.

We also hereby certify that the unit indicated below has been calibrated for highest accuracy under the following conditions before shipment:

**Test Conditions:** Unit in ambient temperature for min. 48 hrs. Unit powered for at least 30 min. with sinusoidal wave of 220 Vrms Frequency 50 Hz (from UPS).

**Test Instruments:** For voltage measurement: FLUKE 8840A  
For current measurement: FLUKE 8840A  
The above instruments are calibrated periodically through a FLUKE 8505A multimeter which is periodically certified by the S.I.T. (Italian Calibration Service) center.

**Test results:** As indicated below (voltage and current values to be understood as RMS values).

**CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO / AFERIÇÃO N° 14 038**

**Material :** Medidor Mássico tipo "Coriolis"  
**Natureza :** Aferição  
**Interessado :** Agrupamento de Engenharia Térmica - DME / IPT

**1. Identificação do Medidor :**

**Fabricante :** Micro Motion Inc. - Colorado USA  
**Representante :** Hirsá Sistemas de Automação e Controle  
**Modelo :** DS025S119SU (Sensor)  
RFT9739E3SUJ (Transmissor)  
**N° de Série :** 199 300 (Sensor / transmissor)  
**Diâmetro nominal :** 3/8"  
**Faixa de Vazão calibrada :** 0 - 500 kg/h  
**Fator K nominal :** 36000 pulsos/kg

**2. Condições de Aferição :**

**Data da Aferição :** 22 Abr 96  
**Fluido de aferição :** Água  
**Temperatura do fluido :** 20 / 25°C  
**Metodologia de ensaio :** Método gravimétrico, baseado nas normas ISO 4185 e ISO 10790, utilizando a saída em pulsos do transmissor (bornes 14/15)

**3. Resultados :**

Vazão mássica (kg/h)	Erro (%)
38,16	- 0,12
42,72	- 0,11
95,26	- 0,06
142,0	- 0,03
175,3	- 0,05
223,5	- 0,01
268,3	- 0,05
273,6	- 0,02
293,3	- 0,07
398,2	- 0,02
448,1	- 0,07
501,5	- 0,02
531,0	0,00
555,3	- 0,02
576,4	0,02
601,2	0,01

Os resultados apresentados no presente Documento têm significação restrita e se aplicam somente à amostra ensaiada. A utilização dos mesmos para fins promocionais depende de prévia autorização do IPT. A reprodução do documento para outros fins só poderá ser feita integralmente, sem nenhuma alteração.



## Instituto de Pesquisas Tecnológicas

onde :

$$\text{Erro} = \frac{(\text{massa indicada} - \text{massa verdadeira}) * 100}{\text{massa verdadeira}}$$

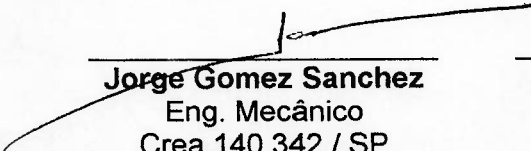
$$\text{Massa indicada} = K \text{ nominal} * \text{número de pulsos emitidos}$$

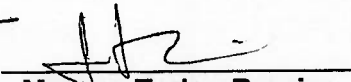
### 4. Observações :

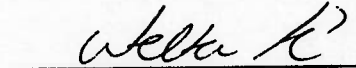
- Padrão de referência : Balança eletrônica N.S. 2019866, certificado n° 9074 rastreada ao Laboratório de Metrologia do IPT (RBC n°021). Os pulsos foram totalizados com contador universal HP 5315 A, N.S. 2536A17629, aferido no Laboratório de Avaliações de Materiais e Equipamentos Elétricos do IPT, certificado n° 6497.

- A incerteza global estimada do método empregado é melhor que 0,3 % do valor medido.

São Paulo, 25 de Abril de 1996

  
\_\_\_\_\_  
**Jorge Gomez Sanchez**  
Eng. Mecânico  
Crea 140 342 / SP

  
\_\_\_\_\_  
**Marcos Tadeu Pereira**  
Chefe de Laboratório  
R.E. 4469.3

  
\_\_\_\_\_  
**Walter Link**  
Chefe de agrupamento  
R.E. 0504.1

Os resultados apresentados no presente Documento têm significação restrita e se aplicam somente à amostra ensaiada. A utilização dos mesmos para fins promocionais depende de prévia autorização do IPT. A reprodução do documento para outros fins só poderá ser feita integralmente, sem nenhuma alteração.

### CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO/ AFERIÇÃO N° 13.699

Material entregue: Registrador/ Indicador de temperatura

Interessado: Agrupamento de Engenharia Térmica - DME-IPT

#### DESCRIÇÃO

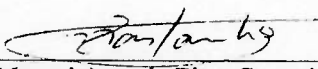
Indicador	Sensores
Fabricante: Yokogawa	Quantidade: 04
Identificação: AET - 700	Fabricante: Consistec
Número de série: 403YV022	Tipo: Termopar T
Modelo: 3088-23	Identificações: LR7, LR5, LR1 e LR 14
Faixa Nominal: -200,0 a 400,0°C	Comprimento das bainhas: 190,190,190 e 100mm
Valor de uma divisão: 0,1°C	Diâmetro das bainhas: 1,5; 1,5; 1,5 e 1,5 mm

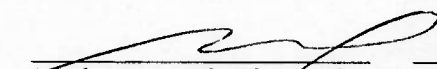
#### RESULTADOS

Indicação no Termômetro (°C)	Correção (EIT-90) (°C)			
	LR7	LR5	LR1	LR14
-20,0	-	-	-	0,1
-10,0	0,3	0,2	0,1	-
0,0	-	-	-	0,1
10,0	0,2	0,3	0,3	-

Incerteza dos resultados (95%):  $\pm 0,2$  °C.

São Paulo, 10 de abril de 1996

  
Manoel Antonio Pires Castanho  
Laboratório de Metrologia  
NRE 7208.2

  
Marisa Ferraz Figueira Pereira  
Divisão de Mecânica e Eletricidade  
Laboratório de Metrologia  
Chefe  
NRE 0910.0

  
Walter Link  
Divisão de Mecânica e Eletricidade  
Agrupamento de Metrologia e Avaliação de  
Equipamentos e Instrumentos  
Chefe  
NRE 0504.1

#### Padrões utilizados:

TLV ASTM 62 C

Calib.31.01.96

Cert. IPT 12.752

TLV PTR 1453

Calib. 18.01.96

Cert. IPT 12.639

Este certificado atende aos requisitos de credenciamento do INMETRO, o qual avaliou a competência de medição do laboratório e comprovou sua rastreabilidade a padrões nacionais de medida.

Os resultados apresentados no presente Documento têm significação restrita e se aplicam somente à amostra ensaiada. A utilização dos mesmos para fins promocionais depende de prévia autorização do IPT. A reprodução do documento para outros fins só poderá ser feita integralmente, sem nenhuma alteração.

Obs.:

- Todas as temperaturas desta calibração são baseadas na Escala Internacional de Temperatura de 1990 (EIT-90).
  
- Se o sinal da correção for positivo, a temperatura correta é maior que a temperatura indicada pelo termômetro, se o sinal da correção for negativo, a temperatura correta é menor do que a temperatura indicada pelo termômetro.
  
- As correções para temperatura entre os pontos calibrados podem ser determinadas através de interpolação linear.
  
- A calibração foi feita por comparação com sensores padrão em banhos e/ou fornos de calibração, conforme procedimento interno T -05/00.
  
- A seleção dos pontos calibrados foi feita pelo interessado.
  
- Os resultados da calibração referem-se a indicações no mostrador digital.

Os resultados apresentados no presente Documento têm significação restrita e se aplicam somente à amostra ensaiada. A utilização dos mesmos para fins promocionais depende de prévia autorização do IPT. A reprodução do documento para outros fins só poderá ser feita integralmente, sem nenhuma alteração.

## CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO/ AFERIÇÃO N° 13.718

Material entregue: Registrador/ Indicador de temperatura

Interessado: Agrupamento de Engenharia Térmica - DME-IPT

### DESCRIÇÃO

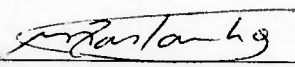
Indicador	Sensores
Fabricante: Yokogawa	Quantidade: 10
Identificação: AET - 700	Fabricante: Consistec
Número de série: 403YV022	Tipo: Termopar T
Modelo: 3088-23	Identificações: LR10,LR11,LR13,LR4,LR12, LR9, LR8,LR3, LR2 e LR6
Faixa Nominal: -200,0 a 400,0°C	Comprimento das bainhas: 190 mm
Valor de uma divisão: 0,1°C	Diâmetro das bainhas: 1,5 mm

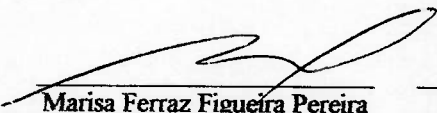
### RESULTADOS

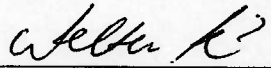
Indicação no Termômetro (°C)	Correção (EIT-90) (°C)				
	LR10	LR11	LR13	LR4	LR12
0,0	0,3	0,1	0,2	0,2	0,1
40,0	0,2	0,0	0,2	0,1	0,0
	LR9	LR8	LR3	LR2	LR6
0,0	0,0	0,3	0,2	0,1	0,2
40,0	0,0	0,2	0,0	-0,1	0,0

Incerteza dos resultados (95%):  $\pm 0,2$  °C.

São Paulo, 10 de abril de 1996

  
Manoel Antonio Pires Castanho  
Laboratório de Metrologia  
NRE 7208.2

  
Marisa Ferraz Figueira Pereira  
Divisão de Mecânica e Eletricidade  
Laboratório de Metrologia  
Chefe  
NRE 0910.0

  
Walter Link  
Divisão de Mecânica e Eletricidade  
Agrupamento de Metrologia e Avaliação de  
Equipamentos e Instrumentos  
Chefe  
NRE 0504.1

Padrão utilizado:  
TLV ASTM 64 C  
Calib.31.01.96  
Cert. IPT 12.754

**Este certificado atende aos requisitos de credenciamento do INMETRO, o qual avaliou a competência de medição do laboratório e comprovou sua rastreabilidade a padrões nacionais de medida.**

Os resultados apresentados no presente Documento têm significação restrita e se aplicam somente à amostra ensaiada. A utilização dos mesmos para fins promocionais depende de prévia autorização do IPT. A reprodução do documento para outros fins só poderá ser feita integralmente, sem nenhuma alteração.

Obs.:

- Todas as temperaturas desta calibração são baseadas na Escala Internacional de Temperatura de 1990 (EIT-90).
- Se o sinal da correção for positivo, a temperatura correta é maior que a temperatura indicada pelo termômetro, se o sinal da correção for negativo, a temperatura correta é menor do que a temperatura indicada pelo termômetro.
- As correções para temperatura entre os pontos calibrados podem ser determinadas através de interpolação linear.
- A calibração foi feita por comparação com sensores padrão em banhos e/ou fornos de calibração, conforme procedimento interno T -05/00.
- A seleção dos pontos calibrados foi feita pelo interessado.
- Os resultados da calibração referem-se a indicações no mostrador digital.

Os resultados apresentados no presente Documento têm significação restrita e se aplicam somente à amostra ensaiada. A utilização dos mesmos para fins promocionais depende de prévia autorização do IPT. A reprodução do documento para outros fins só poderá ser feita integralmente, sem nenhuma alteração.

**ANEXO F - VALORES MEDIDOS DURANTE O ENSAIO REALIZADO**





Condição 1

Pt	Paq	Peve	dPer	Pb	dPb	dPea	Mr	U	I
bar	bar	bar	mmH2O	mmH2O	mmH2O	mmH2O	kg/h	V	A
5.05	5.91	5.79	129.09	64.19	62.19	4.69	115.43		
5.06	5.91	5.79	121.42	64.23	62.02	4.63	116.48		
5.12	5.97	5.86	112.75	64.13	62.20	4.64	115.55		
5.20	6.03	5.92	113.23	64.50	62.44	4.92	117.07		
5.26	6.08	5.97	111.25	64.64	62.72	4.86	117.34		
5.31	6.14	6.03	110.20	64.67	62.58	4.92	117.34		
5.33	6.16	6.05	112.25	64.63	62.44	4.50	117.11		
5.28	6.12	6.02	115.55	64.83	62.70	4.69	117.38	219.00	4.05
5.22	6.10	5.98	118.63	64.72	62.63	4.64	116.09		
5.18	6.07	5.95	125.75	64.72	62.61	4.92	116.45		
5.12	6.02	5.90	129.14	64.78	62.86	4.78	117.46		
5.06	5.94	5.83	126.81	64.58	62.69	4.70	118.75		
5.10	5.97	5.86	118.91	64.83	62.55	4.78	117.93	217.00	3.99
5.15	6.02	5.90	116.41	64.56	62.84	4.61	117.89		
5.22	6.08	5.97	114.08	64.64	62.78	4.70	118.24		
5.28	6.13	6.01	114.09	64.72	62.64	4.72	119.10		
5.33	6.18	6.06	110.91	64.63	62.63	4.64	118.75		
5.31	6.17	6.05	115.67	64.69	62.84	4.86	118.13	217.00	4.04
5.24	6.12	6.00	119.83	64.56	62.58	4.56	117.50		
5.19	6.09	5.97	124.39	64.36	62.50	4.50	117.50	219.00	4.03
5.20	6.06	5.95	118.02	64.58	62.57	4.71	117.38	218.00	4.03
0.09	0.09	0.09	6.18	0.20	0.23	0.13	1.01	1.15	0.03
0.04	0.04	0.04	2.71	0.09	0.10	0.06	0.44	1.13	0.03
0.024	0.024	0.024	2	2	2	2	3.52	2.90	0.03
0.05	0.04	0.04	3.37	2.00	2.00	2.00	3.55	3.12	0.04



Condição 2

Pt	Paq	Peve	dPer	Pb	dPb	dPea	Mr	U	I
bar	bar	bar	mmH2O	mmH2O	mmH2O	mmH2O	kg/h	V	A
5.22	6.10	5.98	141.30	64.55	62.48	4.64	116.25	218	5.01
5.29	6.17	6.05	144.38	64.55	62.63	4.75	116.84	218	5.03
5.36	6.24	6.11	138.97	64.75	62.78	4.67	116.88	219	5.09
5.38	6.26	6.15	146.19	64.67	62.80	4.81	116.25	220	5.1
5.30	6.21	6.09	156.42	64.64	63.06	4.84	116.25	219	5.08
5.23	6.14	6.01	159.31	64.81	62.89	4.84	116.56	219	5.08
5.17	6.09	5.97	161.45	64.75	62.98	4.66	117.03	221	5.12
5.10	6.04	5.92	163.09	64.75	62.77	4.67	116.25	220	5.12
5.06	5.98	5.86	160.52	64.69	63.08	4.77	116.45	220	5.13
5.12	6.04	5.91	151.80	64.58	62.64	4.66	116.68	220	5.13
5.19	6.11	5.99	149.20	64.77	62.95	4.84	117.27	220	5.13
5.26	6.16	6.04	145.88	64.53	63.03	4.94	117.42	220	5.13
5.33	6.21	6.08	146.03	64.58	62.75	4.83	116.56	220	5.13
5.34	6.24	6.12	145.84	64.50	62.78	4.58	117.11	220	5.13
5.29	6.20	6.08	157.80	64.70	62.92	4.92	117.89	220	5.13
5.22	6.14	6.01	164.06	64.69	62.81	4.84	118.01	220	5.13
5.17	6.09	5.97	161.80	64.78	62.80	4.92	116.99	220	5.13
5.10	6.05	5.92	167.23	64.70	62.88	4.92	117.07	220	5.13
5.06	5.99	5.87	164.22	64.80	62.72	4.92	116.68	220	5.13
5.10	6.02	5.90	155.64	64.89	63.02	5.00	116.60	220	5.13
5.18	6.09	5.97	149.52	64.89	63.03	5.00	118.28	220	5.13
5.21	6.12	6.00	154.47	64.70	62.87	4.82	116.95	219.44	5.10
0.10	0.09	0.09	8.25	0.11	0.14	0.12	0.58	0.88	0.04
0.04	0.04	0.04	3.62	0.05	0.06	0.05	0.26	0.55	0.02
0.024	0.024	0.024	2	2	2	2	0.35	2.91	0.04
0.05	0.04	0.05	4.13	2.00	2.00	2.00	0.43	2.96	0.04

Condição 3

Data : 23/ 5/1997

Hora	TBSe °C	TBUe °C	TBSS °C	TBUS °C	Tt °C	Taq °C	Teve °C	Tevs °C
14	38.35	22.71	24.31	18.09	7.44	3.00	11.51	16.73
14	38.41	22.78	24.34	18.12	7.18	2.64	11.17	18.53
14	38.20	22.71	24.17	18.06	6.80	2.26	10.90	19.27
14	37.99	22.63	24.06	18.04	6.63	2.04	11.04	18.62
14	38.78	22.79	24.42	18.08	6.73	2.24	11.36	18.57
15	38.11	22.66	24.27	18.05	6.85	2.53	11.53	17.01
15	38.48	22.71	24.33	18.08	6.96	2.82	11.84	14.74
15	38.03	22.64	24.24	18.12	7.15	3.10	12.05	11.93
15	38.92	22.89	24.57	18.28	7.41	3.38	12.26	13.45
15	38.41	22.83	24.46	18.24	7.66	3.40	12.01	14.50
15	38.19	22.62	24.24	18.00	7.61	3.14	11.65	15.45
15	37.98	22.60	24.14	18.03	7.33	2.81	11.30	17.46
15	37.93	22.67	24.04	18.09	6.97	2.42	10.92	19.06
15	38.01	22.92	24.08	18.29	6.72	2.15	10.93	19.31
15	38.11	22.98	24.09	18.35	6.67	2.15	11.24	17.92
15	38.45	23.13	24.29	18.43	6.76	2.37	11.47	18.02
15	38.05	23.11	24.18	18.54	6.96	2.73	11.70	15.99
15	38.14	23.17	24.25	18.61	7.09	2.99	11.88	15.82
15	38.35	23.24	24.46	18.67	7.27	3.24	11.94	17.49
15	38.19	23.25	24.43	18.71	7.48	3.35	11.87	17.54
Média	38.25	22.85	24.27	18.24	7.08	2.74	11.53	16.87
Desvio Padrão	0.27	0.22	0.15	0.23	0.33	0.45	0.41	2.04
Incerteza	0.12	0.10	0.07	0.10	0.14	0.20	0.18	0.89
Incerteza do instrumento	0.3	0.3	0.3	0.3	0.4	0.4	0.4	0.4
Incerteza da medição	0.32	0.32	0.31	0.32	0.42	0.45	0.44	0.98

Condição 3

Pt	Paq	Peve	dPer	Pb	dPb	dPea	Mr	U	I
bar	bar	bar	mmH2O	mmH2O	mmH2O	mmH2O	kg/h	V	A
5.18	6.16	6.03	197.27	65.06	63.23	5.00	114.77	220	6.11
5.10	6.09	5.96	206.09	64.98	63.11	5.00	114.10	220	6.08
5.04	6.02	5.90	204.89	65.03	63.16	5.00	114.53	220	6.08
5.10	6.07	5.94	188.03	64.92	62.94	5.00	114.14	219	6.11
5.17	6.12	5.99	190.23	65.06	63.48	5.00	114.41	219	6.11
5.23	6.16	6.03	183.42	65.06	63.17	5.00	114.06	219	6.08
5.29	6.23	6.11	180.20	64.86	63.06	5.00	115.20	219	6.08
5.34	6.27	6.14	180.27	64.80	63.14	5.00	115.66	220	6.13
5.37	6.32	6.19	185.39	64.94	63.22	5.00	115.23	220	6.13
5.29	6.26	6.13	195.34	64.86	63.03	5.00	115.00	219	6.13
5.22	6.19	6.06	201.66	65.08	63.14	5.00	114.41	219	6.13
5.14	6.11	5.98	202.66	65.14	63.14	5.00	113.75	220	6.11
5.06	6.04	5.91	205.34	64.89	62.78	5.00	114.34	220	6.11
5.07	6.05	5.92	197.17	64.89	63.28	5.00	114.57	219	6.12
5.13	6.10	5.97	185.28	64.83	62.97	5.00	114.61	219	6.12
5.21	6.15	6.03	185.25	65.09	63.31	5.00	114.22	219	6.07
5.25	6.20	6.07	183.36	65.14	63.52	5.00	114.69	219	6.07
5.31	6.24	6.11	183.14	65.02	63.41	5.00	113.59	219	6.13
5.33	6.25	6.13	185.27	65.00	63.50	5.00	111.13	219	6.13
5.27	6.23	6.10	194.36	65.00	63.20	5.01	114.34	219	6.13
5.21	6.16	6.03	191.73	64.98	63.19	5.00	114.34	219.40	6.11
0.10	0.09	0.09	8.95	0.10	0.19	0.00	0.91	0.52	0.02
0.04	0.04	0.04	3.92	0.05	0.08	0.00	0.40	0.32	0.01
0.024	0.024	0.024	2	2	2	2	0.34	2.91	0.04
0.05	0.04	0.04	4.40	2.00	2.00	2.00	0.52	2.93	0.04



Condição 4

Data : 23/ 5/1997

Hora	TBSe °C	TBUe °C	TBSS °C	TBUs °C	Tt °C	Taq °C	Teve °C	Tevs °C
15	39.27	23.48	25.61	19.06	6.65	2.36	11.49	24.39
15	38.91	23.47	25.81	19.14	6.77	2.58	11.63	25.07
15	38.10	23.16	25.37	18.96	6.87	2.85	11.67	23.97
15	37.85	23.00	25.14	18.89	6.99	3.08	11.98	22.78
15	38.57	23.16	25.34	18.90	7.11	3.28	12.23	22.42
15	38.16	23.14	25.29	18.91	7.34	3.48	12.36	21.97
15	39.02	23.29	25.74	18.96	7.49	3.56	12.13	23.22
15	38.37	23.20	25.62	19.01	7.41	3.34	11.68	24.47
15	38.47	23.13	25.52	18.90	7.06	2.95	11.37	24.45
15	38.09	22.98	25.29	18.75	6.67	2.49	11.01	24.49
15	38.97	23.33	25.80	18.96	6.54	2.28	11.14	25.44
15	38.17	23.02	25.23	18.79	6.51	2.27	11.32	23.79
15	39.13	23.32	25.73	18.93	6.64	2.43	11.64	24.28
15	38.12	23.09	25.18	18.86	6.78	2.69	11.80	23.15
15	38.92	23.36	25.57	19.03	6.93	2.96	11.99	23.55
15	37.89	23.16	25.26	18.99	7.06	3.16	12.00	23.03
15	38.32	23.18	25.19	18.92	7.20	3.28	12.24	21.63
15	37.91	23.09	25.07	18.84	7.36	3.36	11.95	22.12
15	38.12	23.12	25.10	18.84	7.25	3.07	11.64	22.85
15	37.90	23.07	24.95	18.79	6.93	2.68	11.24	23.21
15	39.35	23.47	25.93	19.04	6.58	2.34	11.09	25.66
Média	38.42	23.19	25.41	18.92	6.97	2.91	11.71	23.58
Desvio Padrão	0.47	0.14	0.29	0.10	0.30	0.41	0.41	1.14
Incerteza	0.21	0.06	0.13	0.04	0.13	0.18	0.18	0.50
Incerteza do instrumento	0.3	0.3	0.3	0.3	0.4	0.4	0.4	0.4
Incerteza da medição	0.36	0.31	0.33	0.30	0.42	0.44	0.44	0.64

Condição 4

Pt	Paq	Peve	dPer	Pb	dPb	dPea	Mr	U	I
bar	bar	bar	mmH2O	mmH2O	mmH2O	mmH2O	kg/h	V	A
5.14	6.17	6.03	209.00	65.25	63.52	5.00	108.87	219	7.07
5.19	6.20	6.06	209.00	65.42	63.56	5.00	108.63	219	7.06
5.23	6.21	6.08	209.00	65.45	63.48	5.00	107.58	219	7.06
5.28	6.26	6.13	209.00	65.39	63.50	5.00	109.22	218	7.08
5.33	6.33	6.20	209.00	65.31	63.53	5.00	109.26	219	7.08
5.37	6.35	6.22	209.00	65.22	63.39	5.00	109.80	219	7.08
5.27	6.30	6.16	209.00	65.30	63.58	5.00	107.97	219	7.08
5.17	6.21	6.06	209.00	65.58	63.55	5.00	108.91	219	7.08
5.10	6.15	5.99	209.00	65.52	63.70	5.00	109.02	219	7.08
5.03	6.07	5.93	209.00	65.64	63.84	5.00	109.22	219	7.06
5.07	6.09	5.95	209.00	65.38	63.64	5.00	109.84	219	7.06
5.12	6.14	6.01	209.00	65.70	63.80	5.00	110.16	219	7.08
5.19	6.20	6.07	209.00	65.67	63.80	5.00	110.04	219	7.08
5.22	6.23	6.09	209.00	65.58	63.63	5.00	110.00	219	7.06
5.27	6.28	6.13	209.00	65.50	63.69	5.00	109.22	220	7.09
5.29	6.28	6.14	209.00	65.56	63.36	5.00	109.45	219	7.09
5.34	6.34	6.21	209.00	65.41	63.61	5.00	109.69	219	7.1
5.24	6.27	6.13	209.00	65.44	63.41	5.00	109.77	219	7.1
5.15	6.21	6.07	209.00	65.50	63.72	5.00	110.16	219	7.1
5.06	6.12	5.97	209.00	65.36	63.58	5.00	109.49	218	7.09
5.04	6.09	5.94	209.01	65.28	63.56	5.06	109.49	218	7.09
5.20	6.22	6.08	209.00	65.46	63.60	5.00	109.35	218.90	7.08
0.10	0.09	0.09	0.00	0.14	0.13	0.01	0.68	0.57	0.01
0.05	0.04	0.04	0.00	0.06	0.06	0.01	0.30	0.34	0.01
0.024	0.024	0.024	2	2	2	2	0.33	2.91	0.04
0.05	0.04	0.05	2.00	2.00	2.00	2.00	0.44	2.93	0.04

Condição 5

Data : 28/ 5/1997

Hora	TBSe	TBUs	TBPe	TBSe	TBUs	TBPe	TBSe	TBUs	TBPe	TBSe	TBUs	TBPe	TBSe	TBUs	TBPe
	°C	°C	°C	°C	°C	°C	mmH2O	mmH2O	mmH2O	mmH2O	mmH2O	mmH2O	mmH2O	mmH2O	mmH2O
10	39.22	23.28	39.07	23.39	40.14	29.64	1.50								
10	39.31	23.29	38.94	23.39	40.14	29.77	1.60								
10	39.05	23.33	38.91	23.45	40.00	29.75	1.50								
10	39.12	23.34	38.83	23.43	40.00	29.80	1.50								
10	38.78	23.27	38.65	23.41	40.00	29.88	1.40								
10	39.33	23.33	38.96	23.40	40.02	29.88	1.40								
10	38.99	23.21	38.75	23.37	40.03	29.78	1.40								
10	39.76	23.38	39.28	23.42	39.97	29.92	1.40								
10	38.98	23.10	38.82	23.24	40.00	30.05	1.40								
10	39.64	23.22	39.13	23.26	40.00	30.08	1.40								
11	38.98	23.14	38.88	23.32	40.00	29.92	1.40								
Média	39.19	23.26	38.93	23.37	40.03	29.86	1.45								
Desvio Padrão	0.30	0.09	0.18	0.07	0.06	0.13	0.07								
Incerteza	0.19	0.05	0.11	0.04	0.04	0.08	0.04								
Incerteza do instrumento	0.3	0.3	0.3	0.3	2	2	0.0635								
Incerteza da medição	0.35	0.30	0.32	0.30	2.00	2.00	0.08								

Condição 6

Data : 28/ 5/1997

Hora	TBSe °C	TBUe °C	TBSS °C	TBUS °C	Pb mmH2O	dPb mmH2O	dPea polH2O
11	41.12	23.72	40.51	23.65	61.27	51.42	2.10
11	40.07	23.55	39.96	23.60	60.89	51.36	2.20
11	39.54	23.43	39.48	23.53	60.80	51.42	2.00
11	39.12	23.28	39.11	23.41	61.05	51.42	2.10
11	40.17	23.52	39.74	23.52	61.16	51.58	2.00
11	39.39	23.38	39.37	23.48	61.06	51.66	2.00
11	39.77	23.41	39.44	23.48	61.00	51.73	1.90
11	39.48	23.33	39.40	23.47	61.06	51.92	1.90
11	39.02	23.11	38.98	23.28	60.92	51.89	1.80
11	39.14	23.18	39.08	23.31	60.80	51.80	1.80
Média	39.68	23.39	39.51	23.47	61.00	51.62	1.98
Desvio Padrão	0.64	0.18	0.46	0.11	0.15	0.21	0.13
Incerteza	0.40	0.11	0.29	0.07	0.09	0.13	0.08
Incerteza do instrumento	0.30	0.30	0.30	0.30	2.00	2.00	0.06
Incerteza da medição	0.50	0.32	0.42	0.31	2.00	2.00	0.10

Condição 7

Data : 28/ 5/1997

Hora	TBSe	TBUE	TBSS	TBUS	Pb	dPb	dPea
	°C	°C	°C	°C	mmH2O	mmH2O	polH2O
10	39.74	23.52	39.69	23.53	81.72	73.16	3.00
11	39.51	23.36	39.42	23.41	81.56	73.28	3.00
12	39.16	23.11	39.02	23.17	81.64	73.44	3.00
12	39.88	23.33	39.66	23.35	81.70	73.88	2.90
12	39.24	23.17	39.14	23.25	81.81	73.95	2.90
12	39.58	23.23	39.43	23.30	81.56	74.08	2.80
12	39.22	23.09	39.02	23.18	81.72	74.27	2.80
12	40.01	23.41	39.73	23.40	81.56	74.33	2.80
12	39.01	23.18	38.98	23.29	81.58	74.59	2.80
12	39.15	23.31	39.05	23.36	81.53	74.55	2.80
12	39.21	23.33	39.00	23.41	81.16	74.48	2.90
Média	39.43	23.28	39.29	23.33	81.60	74.00	2.88
Desvio Padrão	0.33	0.13	0.31	0.11	0.17	0.51	0.09
Incerteza	0.21	0.08	0.19	0.07	0.11	0.32	0.05
Incerteza do instrumento	0.30	0.30	0.30	0.30	2.00	2.00	0.06
Incerteza da medição	0.36	0.31	0.36	0.31	2.00	2.03	0.08

Condição 8

Data : 28/ 5/1997

Hora	TBSe	TBUs	TBSS	TBUs	Pb	dPb	dPea
	°C	°C	°C	°C	mmH2O	mmH2O	polH2O
12	38.93	23.08	38.81	23.13	96.13	89.92	3.40
12	39.73	23.37	39.40	23.36	96.09	90.27	3.40
12	39.00	23.21	38.90	23.28	96.05	90.34	3.40
12	39.36	23.37	39.15	23.39	95.73	90.11	3.40
12	39.25	23.32	38.98	23.36	96.30	90.50	3.30
12	39.70	23.53	39.49	23.53	96.14	90.38	3.30
12	39.19	23.31	39.01	23.36	96.25	90.50	3.40
12	39.21	23.39	39.13	23.44	95.88	90.23	3.40
12	39.37	23.38	39.11	23.41	96.25	90.52	3.40
12	39.14	23.40	39.06	23.46	96.44	90.59	3.30
12	39.53	23.37	39.23	23.37	96.20	90.91	
Média	39.31	23.34	39.11	23.37	96.13	90.39	3.37
Desvio Padrão	0.26	0.12	0.20	0.10	0.20	0.26	0.05
Incerteza	0.16	0.07	0.12	0.06	0.12	0.16	0.03
Incerteza do instrumento	0.30	0.30	0.30	0.30	2.00	2.00	0.06
Incerteza da medição	0.34	0.31	0.32	0.31	2.00	2.01	0.07

Condição 9

Data : 28/ 5/1997

Hora	TBSe	TBUe	TBSS	TBUss	Pb	dPb	dPea
	°C	°C	°C	°C	mmH2O	mmH2O	polH2O
12	39.04	23.33	39.03	23.38	112.33	107.03	4.30
12	39.47	23.39	39.23	23.41	112.67	107.27	4.30
12	39.08	23.29	38.94	23.35	113.05	107.63	4.40
12	39.06	23.40	39.00	23.42	112.78	107.20	4.40
12	39.41	23.45	39.13	23.38	112.80	107.27	4.50
12	38.82	23.35	38.77	23.42	112.61	107.28	4.40
12	39.43	23.53	39.20	23.53	112.66	107.45	4.40
12	39.09	23.42	38.90	23.44	112.50	107.47	4.30
12	39.15	23.55	39.12	23.59	112.66	107.38	4.30
13	39.45	23.45	39.17	23.45	112.89	107.64	4.30
Média	39.20	23.42	39.05	23.44	112.69	107.36	4.36
Desvio Padrão	0.22	0.08	0.15	0.07	0.20	0.19	0.07
Incerteza	0.14	0.05	0.09	0.05	0.12	0.12	0.04
Incerteza do instrumento	0.30	0.30	0.30	0.30	2.00	2.00	0.06
Incerteza da medição	0.33	0.30	0.31	0.30	2.00	2.00	0.08



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Air Conditioning and Refrigeration Institute. **Standard for forced-circulation air-cooling and air-heating coils. ARI Standard 410**, 1981.

Altman, M.; Norris, R. H.; Staub, F.W. **Local and average heat transfer and pressure drop for refrigerants.** ASME Transactions, August 1960, p.189.

American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. **ASHRAE Handbook & Product Directory of Equipment**, 1979.

American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. **ASHRAE Handbook of Fundamentals**, 1987.

American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. **Methods of testing forced circulation air cooling and air heating coils. ASHRAE Standard 33-78**, 1978.

American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. **Standard method for measurement of moist air properties. ANSI/ASHRAE Standard 41.6**,1992.

American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. **Standard method for temperature measurement. ANSI/ASHRAE Standard 41.1**, 1986 (RA 91).

American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. **Standard methods for laboratory airflow measurement. ANSI/ASHRAE Standard 41.2**, 1987 (RA 92).

American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. **Standard method for pressure measurement. ANSI/ASHRAE Standard 41.3**,1989.

European Committee for Standardization. **Heat exchangers - Definitions of performance of heat exchangers and the general test procedure for establishing performance of all heat exchangers, European Prestandard ENV-305**, 1990.

European Committee for Standardization. **Heat exchangers - Forced circulation air-cooling and air-heating coils - Test procedures for establishing the performance, European Prestandard ENV-1216, 1993.**

European Committee for Standardization. **Heat exchangers - Methods of measuring the parameters necessary for establishing the performance, European Prestandard ENV-306, 1990.**

Gates, R.R.; Sepsy, C.F.; Huffman, G.D. **Heat transfer and pressure loss in extended surface heat exchangers operating under frosting conditions.-Part I, 1967.**

Godwin, David S. **Results of soft-optimized system tests in ARI's R-22 alternative refrigerants evaluation program; Air-Conditioning and Refrigeration Institute, Arlington, Virginia, USA, 1993.**

Kolliopoulos, Kelly G. **Update on developmental HFC replacements for HCFC-22. DuPont Fluorochemicals, October 24, 1994.**

Kondepudi, S. N. **Experimental investigation of R-22 replacement refrigerants in a split-system residential air conditioner. U. S. Environmental Protection Agency, September 1992.**

McQuiston, Faye C. **Fin efficiency with combined heat and mass transfer. ASHRAE Transactions, vol. 81, part. 1, 1975.**

McQuiston, Faye C. **Heat, mass and momentum transfer data for five plate-fin-tube heat transfer surfaces. ASHRAE Transactions N°. 2486 (1978).**

Pedersen, C.O.; Nygaard, Tim; Ragazzi, Franco; Zietlow, David. **Experimental breadboard for testing residential air conditioning systems using R-22 alternatives. FY94 Annual Report. Project #29. October 1992.**

Peixoto, R. A.; Vodianitskaia, P.; Silveiras, O.M.M.; Paiva, M. A. S. **A substituição dos CFCs e HCFCs e a indústria de refrigeração. Revista Brasileira de Ciências Mecânicas. Vol XV. No. 4., 1993.**

Pierre, Bo, **Kylteknisk Trdskrift**, vol.3, May 1957.

Pierre, Bo; **S.F. Review**. vol.2, No. 1, 1955.

Radermacher, R.; Jung, D. **Theoretical analysis of replacement refrigerants for R22 for residential uses**. U.S. Environmental Protection Agency. December 1991.

Rich, D.G. **The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row smooth plate fin and tube heat exchangers**. ASHRAE Transactions, 1973.

Turaga, M.; Fazio, P.P. **Design and operation of a multifunctional test facility for heat exchanger performance rating**. ASHRAE Transactions, 1980.

Turaga, M.; Lin, S.; Fazio, P.P. **Performance of direct expansion plate finned tube coils for air cooling and dehumidification**. Int. J. Refrig, vol 11, 1988.