

## DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DA CAPACIDADE TÉRMICA DE CONDENSADORES EVAPORATIVOS

### Felipe Roman Centeno

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, PROMEC, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Av. Sarmiento Leite, 425, sala 314, 3º andar, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brasil, tel.: +55 51 3316-3776 fax: +55 51 3316-4001  
frccenteno@yahoo.com.br

### Paulo Otto Beyer

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, PROMEC, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Av. Sarmiento Leite, 425, sala 314, 3º andar, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brasil, tel.: +55 51 3316-3360 fax: +55 51 3316-4001  
pob@mecanica.ufrgs.br

### Paulo Smith Schneider

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, PROMEC, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Av. Sarmiento Leite, 425, sala 314, 3º andar, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brasil, tel.: +55 51 3316-3931 fax: +55 51 3316-4001  
pss@mecanica.ufrgs.br

*Resumo: A construção de uma bancada de ensaios para condensadores evaporativos é apresentada nesse trabalho, que integra o programa de pesquisa e desenvolvimento da empresa Frost Frio Refrigeração Industrial. Instalações dessa natureza tem como finalidade verificar experimentalmente a capacidade de rejeição de calor desses equipamentos, bem como instrumento para pesquisa e desenvolvimento de novos produtos. A bancada é baseada na norma ASHRAE 64-1995, assim como a sua operação e tratamento dos parâmetros mensurados. A opção construtiva adotada é do tipo externa, dependente das condições ambientais da cidade de Caxias do Sul, Brasil. Os primeiros resultados experimentais mostram que a capacidade medida do condensador evaporativo testado é maior do que aquela declarada no catálogo do produto, sendo este resultado de grande importância para a indústria frigorífica.*

*Palavras chave: Condensadores evaporativos, Refrigeração, Amônia, Análise experimental.*

### 1. Introdução

A empresa Frost Frio Refrigeração Industrial, sediada em Caxias do Sul, monta sistemas de refrigeração industrial de grande porte, destinados principalmente para atender o mercado de frigoríficos, navios pesqueiros e similares. Boa parte de seus equipamentos é fabricada na própria empresa, onde se destacam os trocadores de calor, depósitos de líquidos, redes de distribuição, etc. São comprados de outros fornecedores apenas os compressores, motores, bombas e ventiladores, válvulas e outros equipamentos auxiliares.

A potência rejeitada pelos sistemas de refrigeração é obtida pela associação de módulos de condensadores. A empresa necessitava determinar a potência térmica rejeitada por cada módulo, estimada em 200 000 kcal/h (232,4 kW) para condições de 23°C de temperatura de bulbo úmido do ar e temperatura de condensação da amônia de 35°C, e a partir dessa necessidade desenvolveu-se a um programa de pesquisa e desenvolvimento que inclui uma bancada de ensaios. Seu projeto foi baseado na norma ANSI/ASHRAE 64-1995, específica para testes experimentais de condensadores evaporativos, sendo que os resultados esperados destes ensaio relacionam-se com a quantidade de calor que é dissipada pelo condensador.

Trabalhos experimentais são reportados na literatura, onde destaca-se o de Hwang et al. (2001), com a montagem de uma câmara de testes cujo objetivo foi de comparar o desempenho de um condensador evaporativo com aquele de um condensador a água convencional. O sistema foi testado em uma câmara de teste ambientalmente controlada que era capaz de simular as condições de teste especificadas pela norma ASHRAE 116. Foram realizados testes para otimizar a carga de refrigerante e o tamanho do tubo capilar usando o refrigerante HCFC-22. Usando estes parâmetros ótimos, foram conduzidos testes em regime permanente. Os resultados experimentais mostraram que o condensador evaporativo possui uma capacidade de rejeição de calor superior ao condensador a água, sendo esta da ordem 1,8-8,1%, o que levou ao aumento do COP do sistema em 11,1 a 21,6%. Hosoz e Kilicarlan (2004) compararam experimentalmente as características de desempenho de sistemas de refrigeração empregando três tipos de condensadores, a saber: condensadores resfriados a ar, resfriados a água, e evaporativos. Tais estudos foram conduzidos na mesma unidade de refrigeração por compressão de vapor operando com um condensador diferente em cada teste. Foi encontrado que o sistema com condensador resfriado a água tinha uma capacidade de refrigeração superior da ordem de 2,9-14,4%, e um COP do sistema superior em 1,5-10,2% do que aquele com o condensador evaporativo. Entretanto, a capacidade de refrigeração e o COP da unidade

com condensador evaporativo foram superiores aqueles do sistema com condensador resfriado a ar por 31,0 e 14,3%, respectivamente.

## 2. Condensadores evaporativos

### 2.1 Descrição

Condensadores evaporativos rejeitam calor para o ambiente externo, resultante da condensação do fluido de trabalho do equipamento. No caso do circuito de refrigeração em estudo, vapor de amônia superaquecido proveniente da descarga do compressor é admitido no conjunto de serpentinas do condensador. Pelo lado externo, uma corrente de ar forçado é misturada com outra corrente de água, escoando em sentidos opostos. A água admitida sofre evaporação, até o limite de saturação do ar que escoo em contracorrente, provocando assim o rebaixamento de sua temperatura e aumentando a capacidade de troca de calor do equipamento. A Fig. 1 apresenta, de forma esquemática, a operação de um condensador evaporativo.

O calor resultante da condensação do fluido refrigerante é rejeitado para o exterior, onde tanto o ar como a água atuam em conjunto para promover sua retirada. A evaporação da água na corrente de ar é o mecanismo mais importante na remoção de calor do refrigerante que se condensa. A quantidade de água remanescente da evaporação cai para uma bacia. Assim, fica claro que se tem uma combinação das características dos condensadores resfriados a água e a ar.

Para efeito comparativo, as características dos três tipos principais de condensadores são, a seguir, sumariamente apresentadas (Stoecker e Jabardo, 2002).

*Condensador resfriado a ar:* apresentam o menor custo inicial aliado a um custo reduzido de manutenção, uma vez que não há circulação ou evaporação de água.

*Condensador resfriado a água, associado a uma torre de resfriamento:* menor temperatura de condensação que os resfriados a ar, uma vez que a rejeição de calor se faz com referência à temperatura de bulbo úmido do ar ambiente. Em casos em que a distância entre o compressor e o equipamento de rejeição de calor é relativamente longa, os condensadores resfriados a água são mais vantajosos que os evaporativos, uma vez que água é bombeada até a torre de resfriamento, ao invés de refrigerante.

*Condensador evaporativo:* é compacto e permite operação a temperaturas de condensação inferiores àsquelas dos resfriados a ar ou a água com torre de resfriamento.

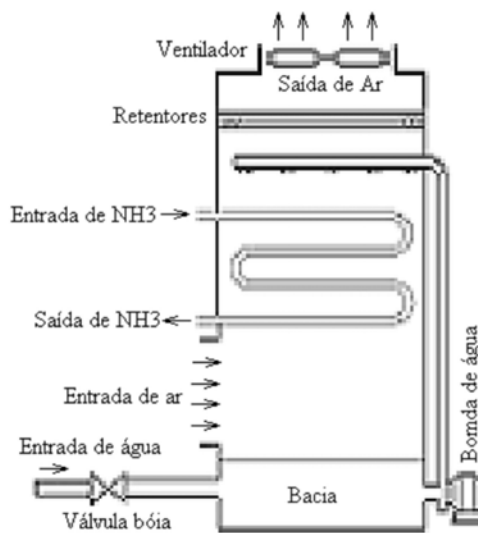


Figura 1. Representação esquemática de um condensador evaporativo (Centeno, 2005)

Utilizam-se largamente os condensadores evaporativos na refrigeração industrial porque permitem operar a temperaturas de condensação do fluido refrigerante relativamente baixas. Em conseqüência, consome-se menos energia na instalação e opera-se com temperaturas de descarga reduzidas, aspecto importante em instalações de amônia ou de R-22.

Apresenta-se na Tab. 1 uma relação das características operacionais e de projeto de condensadores evaporativos.

Tabela 1 - Características operacionais e de projeto de condensadores evaporativos  
(Fonte: Stoecker e Jabardo, 2002)

Área de transferência de calor: 0,25 m <sup>2</sup> por kW de rejeição de calor
Vazão de água: 0,018 l/s por kW de rejeição de calor
Vazão volumétrica de ar: 0,03 m <sup>3</sup> /s por kW de rejeição de calor
Queda de pressão do ar através do condensador: 250-375 Pa
Taxa de evaporação de água: 1,8-2,16 l/h por kW de refrigeração
Taxa de consumo total de água: 2,52 a 3,24 l/h por kW de refrigeração

## 2.2 Determinação do calor rejeitado pelo condensador evaporativo

Calcula-se a quantidade de calor rejeitado pelo condensador evaporativo,  $Q_C$ , em kW, tanto pelo lado do fluido refrigerante como da corrente de ar externo. Tomando-se o lado do ar como referência, tem-se que

$$Q_C = m_{Ar} \cdot (h_{Ar,Out} - h_{Ar,In}) \quad (1)$$

onde  $m_{Ar}$  é a vazão mássica de ar, dada por catálogo do ventilador, kg/s;  $h_{Ar,Out}$  e  $h_{Ar,In}$  é a entalpia do ar na saída e na entrada do condensador, respectivamente, kJ/kg.

Também é possível determinar a quantidade de calor rejeitado pelo lado da amônia e da água de circulação, como mostra a Eq. (2)

$$Q_C = m_{NH_3} \cdot (h_{NH_3,In} - h_{NH_3,Out}) - m_{H_2O} \cdot (h_{H_2O,Out} - h_{H_2O,In}) \quad (2)$$

onde os índices NH<sub>3</sub> e H<sub>2</sub>O referem-se a amônia e da água, respectivamente.

## 3. Bancada de testes experimentais

### 3.1. Descrição do sistema

Para a realização do experimento montou-se o mostrado na Fig. 2 e no apêndice A, baseado na norma ASHRAE 64-1995. Sendo composto pelos condensadores evaporativos da FrostFrio modelos RCCE 200 e RCCE 300, um evaporador de dimensões 12X12X3,5m, dois compressores alternativos SABROE SMC 106-S, válvula solenóide expansora, depósito de líquido, separador de fases, bomba de engrenagens e válvulas de passagem.

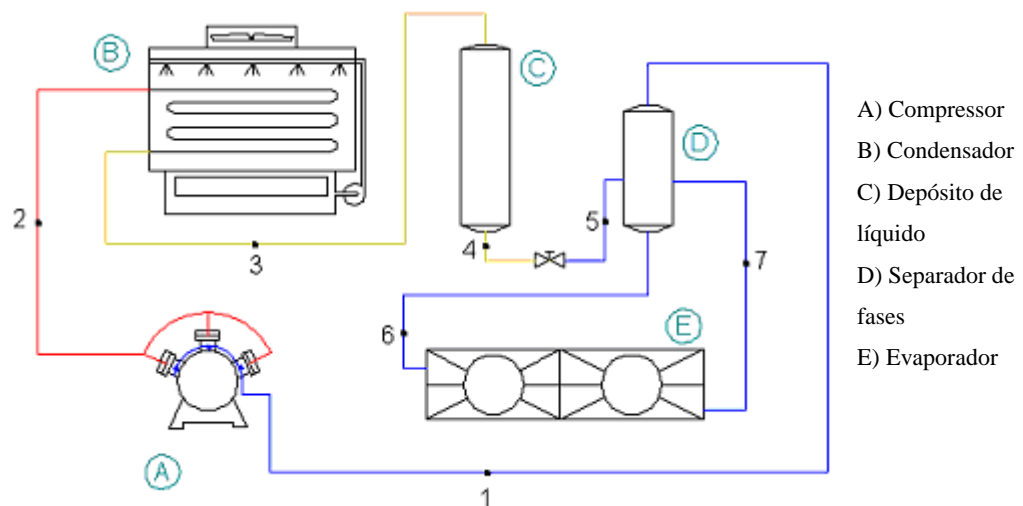


Figura 2. Diagrama de fluxo do sistema montado para teste experimental de condensadores  
(Fonte: Departamento de Engenharia da FrostFrio)

O refrigerante NH<sub>3</sub> é admitido no condensador como vapor superaquecido, saindo deste como líquido subresfriado. Após, passa para o depósito de líquido, e na seqüência a NH<sub>3</sub> líquida sofre perda de pressão ao passar pela válvula solenóide expansora, e seu estado é bifásico, entre líquido-vapor saturado. A NH<sub>3</sub> entra no separador de fases, onde o líquido saturado vai para a parte inferior do mesmo e o vapor saturado vai para a parte superior. O líquido saturado é bombeado para o evaporador onde volta a ser vapor saturado, que retorna ao separador pela parte

superior. A sucção do compressor está conectada a essa parte superior do separador.

Em decorrência da possibilidade do NH<sub>3</sub> sair do condensador como bifásico, a baixo título, o depósito de líquido funciona de forma a garantir que somente o líquido saturado entre na válvula solenóide expansora. Da mesma forma, devido a possibilidade do NH<sub>3</sub> sair do evaporador no estado de líquido-vapor saturado, a alto título, o separador de fases funciona de forma a garantir que somente vapor seja succionado pelo compressor, afim de evitar o fenômeno denominado "golpe de líquido".

No depósito de líquido e no separador de fases encontram-se instaladas válvulas reguladoras de nível, que garantem que NH<sub>3</sub> líquida seja succionada pelos compressores. Estas válvulas reguladoras de nível estão interligadas a válvula solenóide expansora, e essa última somente dará passagem de NH<sub>3</sub> ao separador no momento em que o nível de líquido no mesmo estiver abaixo do limite pré-estabelecido e ainda o nível de líquido no depósito de líquido estiver acima de um limite também pré-estabelecido. Sendo assim, o sistema funciona por bateladas, ou seja, enquanto o nível de líquido no separador está acima de determinado nível, a válvula solenóide não dá passagem, e o NH<sub>3</sub> proveniente do condensador acumula-se no depósito de líquido. Em função disso, os dados de vazão empregados para a análise do presente trabalho são coletados durante o período de ensaio de forma integrada, sendo que as temperaturas envolvidas não variam de forma significativa.

### 3.2. Norma ASHRAE 64-1995

Essa norma especifica procedimentos, aparatos e instrumentação com os quais a determinação da capacidade de condensadores evaporativos pode ser obtida com acuracidade satisfatória para ser usado como base para taxas comerciais. Conforme esta norma, o condensador evaporativo sob teste deve ser instalado e testado de acordo com o sistema mostrado no anexo A.

A fim de avaliar a performance de um condensador, deve-se determinar o calor rejeitado na condensação e o calor rejeitado pelo efeito da água de reposição, e a diferença entre esses valores será a capacidade do condensador. Após estabelecer condições de regime permanente, deve-se fazer 4 leituras consecutivas dos parâmetros medidos, descritos a seguir, em intervalos de 10 minutos entre estas.

Um esquema de montagem da bancada é mostrado no apêndice B. São medidas as temperaturas do refrigerante na entrada e na saída do condensador,  $T_{r1}$  e  $T_{r2}$ , de bulbo seco do ar na entrada do condensador,  $T_{db1}$ , de bulbo úmido do ar na entrada e na saída do condensador  $T_{wb1}$  e  $T_{wb2}$ , da água na bacia e de reposição no condensador,  $T_p$  e  $T_{mu}$ . As pressões lidas correspondem a entrada e a saída do refrigerante no condensador,  $P_1$  e  $P_2$ , respectivamente. Ainda, mede-se a vazão mássica de NH<sub>3</sub>,  $m_r$ , e a vazão volumétrica de água de reposição,  $V_{mu}$ . O valor medido de  $V_{mu}$  está na unidade m<sup>3</sup>/h, a qual deve ser convertida para kg/s ( $m_{mu}$ )

Os instrumentos de medição de temperatura devem ter acuracidade de  $\pm 0.2$  °F (0.1 °C). Os de medição de pressão devem ter acuracidade para permitir a determinação da temperatura de saturação correspondente dentro de  $\pm 0.2$ °F (0.1°C). Medidas de vazão mássica devem ser medidas com instrumentos tendo acuracidades dentro de  $\pm 1.0\%$  da quantidade medida. Medidas de tempo, se usadas na determinação de vazões ou força, devem ser feitas com instrumentos tendo acuracidade dentro de  $\pm 0.5\%$  do tempo transcorrido medido.

Medidores por obstrução (placas de orifício, venturi, ou bocais) são recomendados para a medição de vazão do refrigerante, seguindo a ASME Power Test Code (PTC) 19.51972 (*apud* ASHRAE 64-1995). Também são permitidos outros medidores que demonstrem a habilidade de medir a vazão com acuracidade adequada, incluindo os do tipo Coriolis e as turbinas, com suas associações de sistemas eletrônicos. A mesma referência também indica a fonte de consulta das propriedades termodinâmicas dos fluidos envolvidos.

Com a medição das grandezas descritas logo acima, é possível determinar os valores das entalpias específicas  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_p$  e  $h_{mu}$ , em kJ/kg, correspondentes aos pontos da Fig. 1.

Calcula-se a rejeição de calor pela água de reposição,  $Q_{mu}$ , em kW, pela Eq. (3)

$$Q_{mu} = m_{mu} \cdot (h_p - h_{mu}) \quad (3)$$

Com o valor de  $Q_{mu}$  determinado, calcula-se o valor da capacidade de rejeição de calor no condensador evaporativo,  $Q_c$ , em kW, pela Eq. (4).

$$Q_c = m_r \cdot (h_1 - h_2) - Q_{mu} \quad (4)$$

### 3.3. Metodologia de teste

Com a finalidade de iniciar-se o teste, deve-se garantir a carga de NH<sub>3</sub> em todo sistema, e ainda acionar os motores dos ventiladores e das bombas e os compressores.

Aguarda-se que as temperaturas do sistema se equalizem, afim de garantir a validação das medições. Deve-se gravar os valores das variáveis mencionadas acima em intervalos de 10 minutos, totalizando 4 medições consecutivas, que serão usadas para calcular seus valores médios, os quais serão utilizados nas etapas subseqüentes.

Devido ao fato das pressões  $P_1$  e  $P_2$  serem manométricas, se faz necessário acrescentar 0,1 MPa a cada uma delas, para que as mesmas tornem-se pressões absolutas.

Com o auxílio de tabelas de propriedades termodinâmicas para  $\text{NH}_3$  (Tillner et al, 1993), determinam-se os valores de entalpia específica de  $\text{NH}_3$  na entrada,  $h_1$ , em kJ/kg, e na saída,  $h_2$ , em kJ/kg, do condensador, com o uso dos valores médios de  $T_{r1}$  e  $P_1$  e de  $T_{r2}$  e  $P_2$ , respectivamente. Então, consultando tabelas termodinâmicas para água saturada (Van Wylen and Sonntag, 1986), determinam-se os valores de entalpia de  $\text{H}_2\text{O}$  nas temperaturas  $T_p$  e  $T_{mu}$ ,  $h_p$  e  $h_{mu}$ , em kJ/kg, respectivamente.

Com os valores de  $m_{mu}$ ,  $h_p$  e  $h_{mu}$  calcula-se o calor rejeitado pela água,  $Q_{mu}$ , em kW, utilizando-se a Eq. (3) e com os valores de  $m_r$ ,  $h_1$ ,  $h_2$  e  $Q_{mu}$  calcula-se o calor total rejeitado pelo condensador,  $Q_c$ , em kW, utilizando-se a Eq. (4).

Após obter-se o calor rejeitado pelo condensador,  $Q_c$ , determina-se, pela Eq. (5), o coeficiente global de transferência de calor experimental,  $U_{exp}$ , em  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ .

$$U_{exp} = \frac{Q_c}{A \cdot \Delta T_{exp}} \quad (5)$$

onde  $A$  é a área de troca de calor,  $\text{m}^2$ ,  $\Delta T_{exp}$  é a diferença média de temperaturas experimental,  $^\circ\text{C}$ .

A diferença média de temperaturas experimental é dada pela seguinte relação,

$$\Delta T_{exp} = T_{cond} - T_{H2O} \quad (6)$$

onde  $T_{cond}$  é a temperatura de condensação da amônia à  $P_2$ ,  $^\circ\text{C}$ ,  $T_{H2O}$  é a temperatura média da água  $[(T_{mu} + T_p)/2]$ ,  $^\circ\text{C}$ .

### 3.3.1 Planilha de cálculos

Com o objetivo de agilizar os cálculos para determinação do calor total rejeitado no condensador, criou-se uma planilha, mostrada no apêndice C. Após entrar com os dados de temperatura, pressão e vazão, calculam-se as suas médias, conforme comentado em 3.3.

Com os valores de temperaturas e pressões médias, consultam-se tabelas de propriedades termodinâmicas e obtêm-se as entalpias, e consequentemente o calor rejeitado pela água e finalmente o calor total rejeitado pelo condensador,  $Q_c$ .

### 3.3.2 Seqüência de resultados

Afim de exemplificar o que foi mencionado acima nos itens 3.3 e 3.3.1, segue uma seqüência de resultados obtidos em um dos experimentos. O ciclo de refrigeração para este caso apresenta-se no apêndice D, onde se tem o diagrama pressão vs entalpia.

Primeiramente faz-se a coleta de dados, apresentados na Tab. 2.

Tabela 2 – Dados medidos na bancada

Leitura do hidrômetro $\text{H}_2\text{O}$ $V_{mu}$	Inicial	274,39 $\text{m}^3$			Tempo de teste: 1 hora
	Final	274,58 $\text{m}^3$			
Vazão Mássica de $\text{NH}_3$ - $m_r$		801,36 kg			
	Medição 1	Medição 2	Medição 3	Medição 4	
Pressão de $\text{NH}_3$ na entrada- $P_1$	1,216	1,196	1,196	1,196	MPa
Pressão de $\text{NH}_3$ na saída- $P_2$	1,196	1,177	1,177	1,177	MPa
Temperatura de $\text{NH}_3$ na entrada- $T_{r1}$	85,5	85,8	86,8	86,9	$^\circ\text{C}$
Temperatura de $\text{NH}_3$ na saída- $T_{r2}$	29,3	29,3	29,1	29,2	$^\circ\text{C}$
Temperatura de $\text{H}_2\text{O}$ na entrada- $T_{mu}$	14,0	14,0	14,0	14,0	$^\circ\text{C}$
Temperatura de $\text{H}_2\text{O}$ na saída- $T_p$	26,8	26,1	26	26	$^\circ\text{C}$
$\text{TBU}_{ENT} - T_{wb1}$	10,9	10,9	10,6	11,2	$^\circ\text{C}$
$\text{TBS}_{ENT} - T_{db1}$	13,4	13,3	12,8	13,9	$^\circ\text{C}$
$\text{TBU}_{SAÍDA} - T_{wb2}$	23,8	23,1	23,1	23,3	$^\circ\text{C}$

Conforme ASHRAE 64-1995, as vazões em cada leitura não podem diferir do valor médio além de 2,5%, as temperaturas em  $1^\circ\text{C}$ , e as pressões em 1,5%, para que os dados coletados sejam válidos. Assim, os dados coletados estão dentro dos limites estabelecidos pela norma e não é necessário descarte.

Inserem-se os valores apresentados na Tab. 2 na planilha mostrada no apêndice C e obtêm-se os resultados

apresentados na Tab. 3.

Tabela 3 – Cálculos dos valores médios dos dados da Tabela 2

$m_{mu} =$	0,053 kg/s	$T_{mu} =$	14,00 °C
$m_r =$	0,22 kg/s	$T_p =$	26,22 °C
$P_1 =$	1,20 MPa	$T_{wb1} =$	10,90 °C
$P_2 =$	1,18 MPa	$T_{db1} =$	13,35 °C
$T_{r1} =$	86,45 °C	$T_{db2} =$	23,32 °C
$T_{r2} =$	29,22 °C		

Com os valores obtidos na Tab. 3 determinam-se os valores das entalpias de H<sub>2</sub>O e de NH<sub>3</sub>, e insere-os no local correto da planilha de cálculos, conforme Tab. 4.

Tabela 4 – Entalpia específica de H<sub>2</sub>O e de NH<sub>3</sub> obtidos a partir dos dados da Tab. 3

Entalpia de NH <sub>3</sub> à $T_{r1}$ ( $h_1$ – vapor superaquecido)	2956,57 kJ/kg
Entalpia de NH <sub>3</sub> à $T_{r2}$ ( $h_2$ – líquido saturado)	608,31 kJ/kg
Entalpia de H <sub>2</sub> O à $T_{mu}$ ( $h_{mu}$ – líquido saturado)	105,88 kJ/kg
Entalpia de H <sub>2</sub> O à $T_p$ ( $h_p$ – líquido saturado)	197,94 kJ/kg

Assim, tem-se todas as variáveis necessárias para o cálculo do calor total rejeitado pelo condensador evaporativo,  $Q_c$ . Calcula-se  $Q_c$  utilizando-se as Eqs. (3) e (4), conforme se verifica na Tab. 5.

Tabela 5 – Resultados finais do ensaio

Rejeição de calor pela água ( $Q_{mu}$ )	2,7 kW
Rejeição total de calor no condensador ( $Q_c$ )	<b>287,7 kW</b>

Parte-se então para a determinação das incertezas de medição, as quais são determinadas com o auxílio do *software* EES (www.fChart.com), sendo esta determinação baseada na equação de Kline e McClintock (Hollman, 1996). Desta forma, a partir dos dados da Tabela 3, e de suas incertezas, conforme apêndice E, o programa calcula o valor da incerteza propagada para  $Q_c$ , a qual resulta nesse caso em  $Q_c = 287,7 \pm 4,3$  kW com confiança de 95%. Ou seja, o valor verdadeiro de  $Q_c$  tem 95% de probabilidade de estar entre 283,4 e 292,0 kW.

Aplicando-se as Eqs. (6) e (5), juntamente com a equação de Kline e McClintock, determinam-se o valor da diferença média de temperaturas experimental,  $\Delta T_{exp}$ , e o valor do coeficiente global de transferência de calor experimental,  $U_{exp}$ , respectivamente, assim  $\Delta T_{exp} = 10,34 \pm 0,83$  °C e  $U_{exp} = 403,34 \pm 4,78$  W/(m<sup>2</sup>.K).

#### 4. Análise de resultados

Partindo-se da capacidade de refrigeração retirada de catálogo do condensador em questão (Catálogo Frost Frio, 2004), corrigida para as condições do teste descrito, ou seja,  $T_{bul} = 10,9$  °C e  $T_{cond} = 30,45$  °C, a qual vale 261,3 kW já corrigidos, pode-se considerar os resultados obtidos com o teste experimental satisfatórios, visto que conforme observa-se na Tab. 5, a capacidade de rejeição de calor no condensador evaporativo é de 287,7 ± 4,3 kW.

#### 5. Conclusão

A capacidade de refrigeração dos condensadores evaporativos Frost Frio RCCE 200 é maior do que a estabelecida no catálogo de produtos da empresa, como pode ser evidenciado no capítulo precedente, sendo necessário realizar mais testes e analisar os seus resultados, afim de obter-se conclusões mais seguras. Tais conclusões seriam resultantes de testes realizados com  $T_{bu}$  e  $T_{cond}$  variadas, obtendo assim correlações daquelas variáveis com a capacidade do condensador evaporativo.

#### 6. Agradecimentos

Ao CNPq pelo apoio financeiro ao primeiro autor do trabalho na forma de bolsa de mestrado e ao corpo técnico da empresa Frost Frio Refrigeração Industrial, pelo apoio na construção e operação da bancada experimental.

#### 7. Direitos autorais

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

## 8. Apêndices

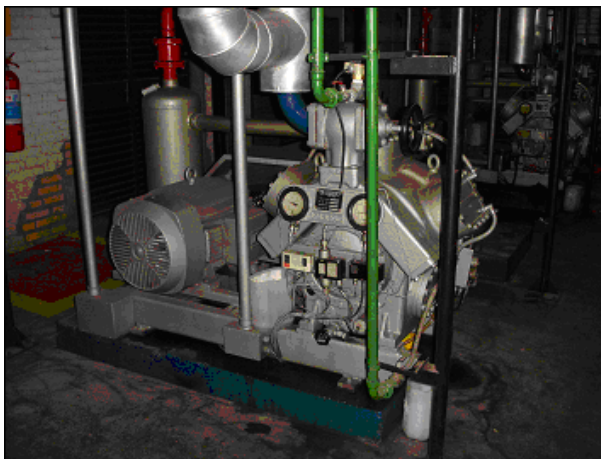
Apêndice A – Fotos dos equipamentos pertencentes a bancada de testes de condensadores



Condensador evaporativo RCCE 200



Separador de fases e bomba de engrenagens



Compressor alternativo SABROE SMC 106-S

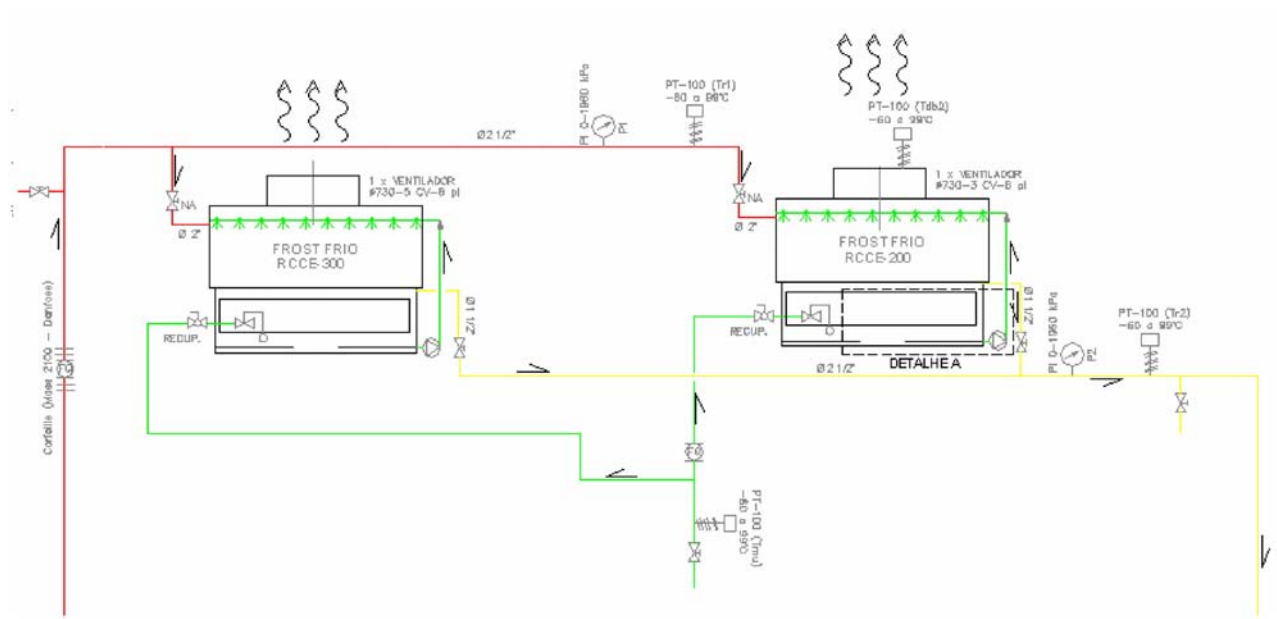


Depósito de líquido e medidor de vazão Coriolis




Evaporador 12X12X3,5m

Apêndice B – Bancada de testes de condensadores evaporativos

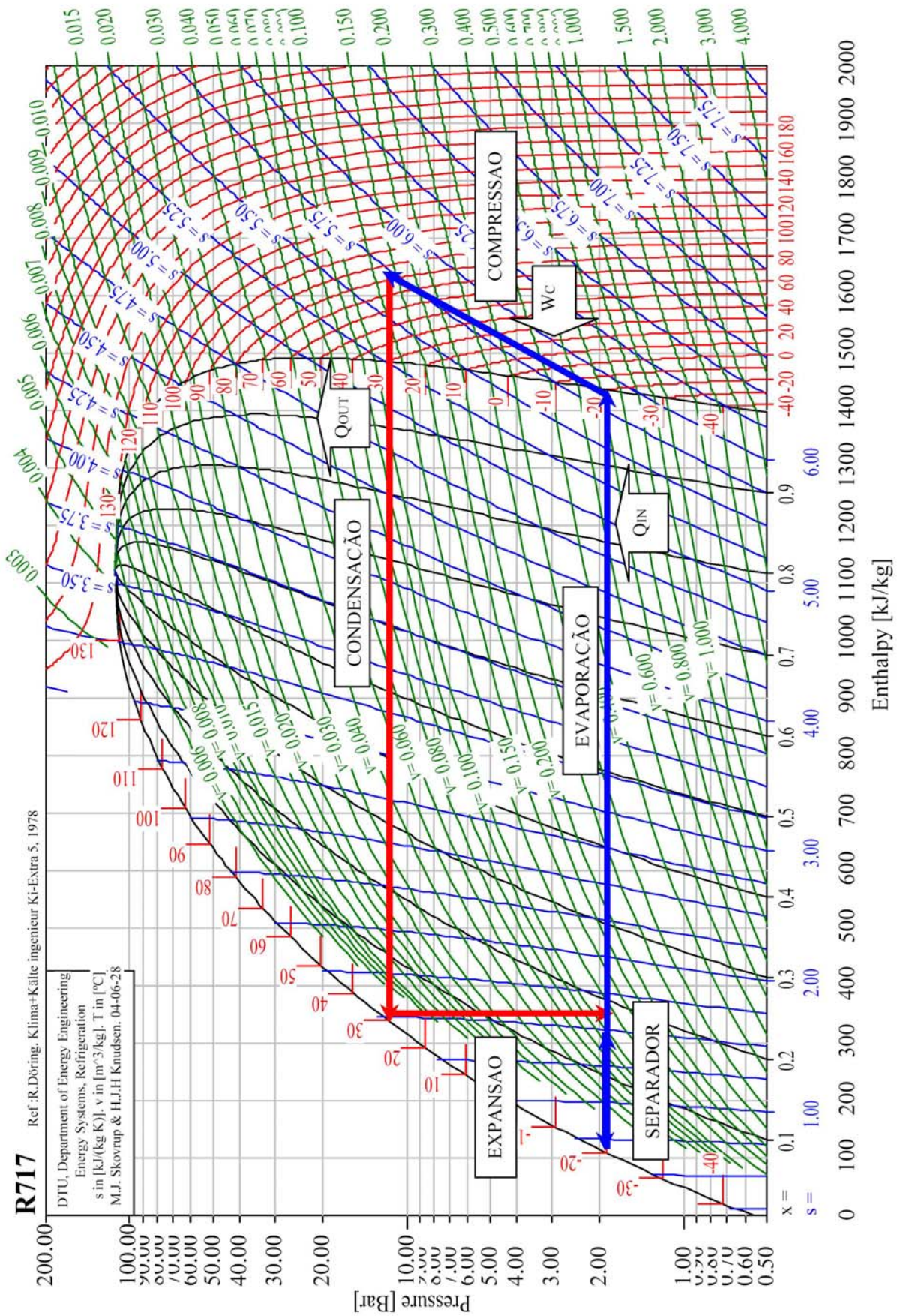




Apêndice C – Planilha de cálculos

 <p><b>Frost Frio</b> Refrigeração Industrial Ltda. Rua Hermes Fontes, 365 Bairro Santa Fé - Caxias do Sul Fone/Fax: (54) 224 4925</p>		Data do teste		23/6/2005		Regime do(s) compressor(es)	
		Hora inicial		11:25		T = -20 / +29°C	
		Hora Final		11:47			
		Compressores		( ) 1 ( X ) 2		Dados coletados convertidos para as unidades da Norma ANSI/ASHRAE 64-1995	
Condensadores		( X ) 200 ( ) 300					
<b>DADOS COLETADOS NA BANCADA</b>							
Leitura do Hidrômetro H <sub>2</sub> O (M <sub>mu</sub> )		Inicial	274,39m <sup>3</sup>	M <sub>mu</sub> = 418,571608lb/h		Dados convertidos para unidades do SI	
		Final	274,58m <sup>3</sup>	Mr = 1766,67826lb/h		0,052739kg/s	
Vazão Mássica de NH <sub>3</sub> (Mr)		801,36kg		Média		0,222598kg/s	
				Medição 1		Medição 2	
				Medição 3		Medição 4	
Pressão de NH <sub>3</sub> na entrada (P <sub>1</sub> )	12,4	12,2	12,2	12,2	12,2	12,25kgf/cm <sup>2</sup>	P <sub>1</sub> = 174,235952psig
Pressão de NH <sub>3</sub> na saída (P <sub>2</sub> )	12,25	12	12	12	12	12,0625kgf/cm <sup>2</sup>	P <sub>2</sub> = 171,569075psig
Temperatura de NH <sub>3,ENT</sub> (T <sub>r1</sub> )	82,3	85,8	87,8	89,9	89,9	86,45°C	T <sub>r1</sub> = 187,61°F
Temperatura de NH <sub>3,SAIDA</sub> (T <sub>r2</sub> )	29,3	29,3	29,1	29,2	29,2	29,225°C	T <sub>r2</sub> = 84,605°F
Temperatura de H <sub>2</sub> O <sub>ENT</sub> (T <sub>mu</sub> )	14	14	14	14	14	14°C	T <sub>mu</sub> = 57,2°F
Temperatura de H <sub>2</sub> O <sub>SAIDA</sub> (T <sub>p</sub> )	26,8	26,1	26	26	26	26,225°C	T <sub>p</sub> = 79,205°F
T <sub>B,ENT</sub> (T <sub>wb1</sub> )	10,9	10,9	10,6	11,2	11,2	10,9°C	T <sub>wb1</sub> = 51,62°F
T <sub>B,ENT</sub> (T <sub>db1</sub> )	13,4	13,3	12,8	13,9	13,9	13,35°C	T <sub>db1</sub> = 56,03°F
T <sub>B,SAIDA</sub> (T <sub>db2</sub> )	23,8	23,1	23,1	23,3	23,3	23,325°C	T <sub>db2</sub> = 73,985°F
<b>PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DE NH<sub>3</sub> E H<sub>2</sub>O (CONFORME ASHRAE THERMODYNAMICS PROPERTIES OF REFRIGERANTS)</b>							
Densidade de H <sub>2</sub> O à T <sub>mu</sub>	r <sub>H2O</sub> = 62,383431lb/ft <sup>3</sup>			999,28898kg/m <sup>3</sup>			
Entalpia de NH <sub>3</sub> à T <sub>r1</sub> (h <sub>1</sub> - vapor)	h <sub>1</sub> = 706,2Btu/lb			2956,574kJ/kg			
Entalpia de NH <sub>3</sub> à T <sub>r2</sub> (h <sub>2</sub> - líquido)	h <sub>2</sub> = 145,3Btu/lb			608,31238kJ/kg			
Entalpia de H <sub>2</sub> O à T <sub>mu</sub> (h <sub>mu</sub> - líq.)	h <sub>mu</sub> = 25,29Btu/lb			105,87901kJ/kg			
Entalpia de H <sub>2</sub> O à T <sub>p</sub> (h <sub>p</sub> - líquido)	h <sub>p</sub> = 47,28Btu/lb			197,94225kJ/kg			
<b>CÁLCULOS CONFORME NORMA ANSI/ASHRAE 64-1995</b>							
Rejeição de calor pela água (q <sub>mu</sub> )		9.204Btu/h		2.319kcal/h		2.6978066kW	
<b>Rejeição total de calor no condensador (q<sub>c</sub>)</b>		<b>981.725 Btu/h</b>		<b>247.378kcal/h</b>		<b>287.74373kW</b>	

Apêndice D – Ciclo de refrigeração no diagrama pressão-entalpia

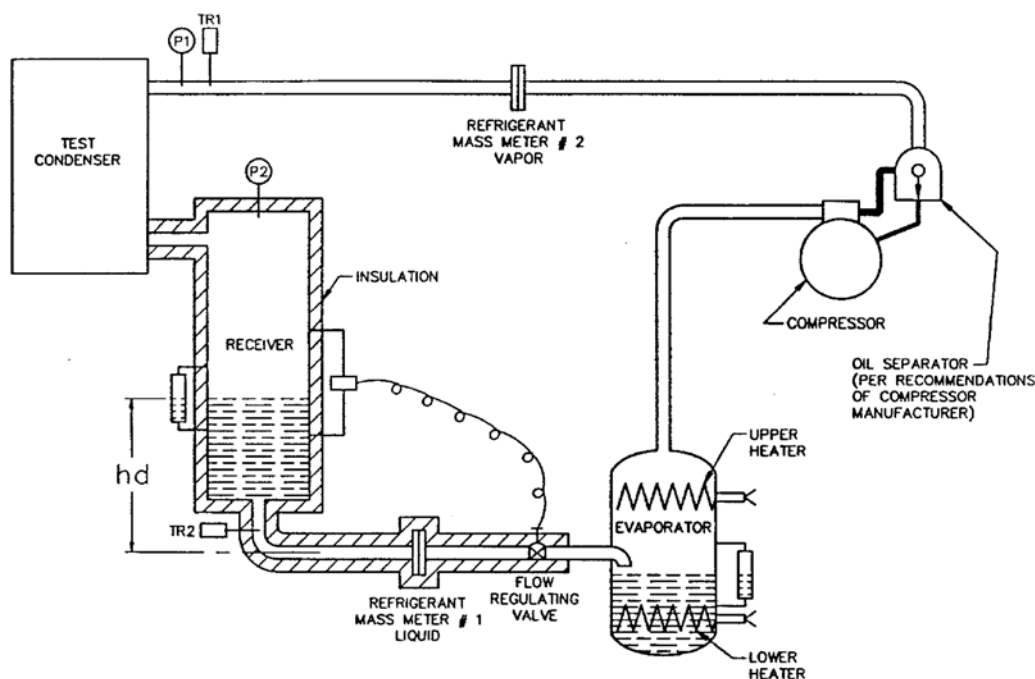


Apêndice E – Instrumentação utilizada e suas incertezas

Grandeza medida	Tipo de sensor	Fabricante	Modelo	Unidade	Incerteza
$T_{db1}, T_{db2}, T_{wb1}, T_p, T_{mu}, T_{r1}, T_{r2}$	NTC	Full Gauge	TR-01	°C	0,1°C
$m_r$	Coriolis	Danfoss	Mass 2100	Kg/s	0,15%
$m_{mu}$	hidrômetro			m <sup>3</sup> /h	1%
$P_1, P_2$	manômetro de bourdon	VDO		kgf/cm <sup>2</sup>	0,1 kgf/cm <sup>2</sup>

9. Anexo

Anexo A – Sistema de montagem da bancada de testes apresentado na norma (Fonte: ASHRAE 64-1995).



10. Referências bibliográficas

ANSI/ASHRAE 64-1995, “Methods of Testing Remote Mechanical-Draft Evaporative Refrigerant Condensers”, Atlanta, 1995.

Centeno, F. R., 2005, “Análise teórico-experimental do desempenho de condensadores evaporativos”, Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica), Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS.

FROST FRIO, “Catálogo de condensadores evaporativos RCCE”, Caxias do Sul, 2004.

Hollman, J. P., “Experimental Methods for Engineers”, McGraw-Hill, New York, 1996.

Hosoz, M e Kilicarslan, A., 2004, “Performance evaluations of refrigeration systems with air-cooled, water-cooled and evaporative condensers”, International Journal of Energy Research, Vol. 28, No. 8, pp. 683-696.

Hwang, Y., Radermacher, R. e Kopko, W., 2001, “An experimental evaluation of a residential-sized evaporatively cooled condenser”, International Journal of Refrigeration, Vol. 24, pp. 238-249.

Incropera, F. P. e Dewitt, D. P., “Fundamentos de transferência de calor e massa”, 4.ed. Rio de Janeiro: LTC, 1998.

Stoecker, W. F. e Jabardo J. M., “Refrigeração Industrial”, 2.ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

Tillner, R.; Harms, W. und Baehr. “Eine neue Fundamentalgleichung für Ammoniak”, DKV-Tagungsbericht 20:167-181, 1993.

Wylen, G. J. V. and Sonntag, R. E., “Fundamentals of Classical Thermodynamics”, 3<sup>rd</sup> edition. John Wiley and Sons, 1986.

**EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE THERMAL CAPACITY OF  
EVAPORATIVE CONDENSERS**

**Felipe Roman Centeno**

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, PROMEC, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Av. Sarmiento Leite, 425, sala 314, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brasil, tel.:+55 51 3316-3776 fax.: +55 51 3316-4001  
frcenteno@yahoo.com.br

**Paulo Otto Beyer**

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, PROMEC, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Av. Sarmiento Leite, 425, sala 314, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brasil, tel.:+55 51 3316-3360 fax.: +55 51 3316-4001  
pob@mecanica.ufrgs.br

**Paulo Smith Schneider**

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, PROMEC, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Av. Sarmiento Leite, 425, sala 314, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brasil, tel.:+55 51 3316-3931 fax.: +55 51 3316-4001  
pss@mecanica.ufrgs.br

***Abstract***

The construction of an experimental plant for testing evaporative condensers is presented in this paper as a part of the research and development program of Frost Frio Industrial Refrigeration. This type of installation aims to measure the heat rejection of evaporative condensers as well as a tool for new products development and improving. Its construction and operation is based on ASHRAE STANDARDS 64-1995 for outdoor weather conditions (Caxias do Sul, Brazil). First experimental results for heat rejection of one specific evaporative condenser are bigger than the ones published in the company catalog and this opens an important work for the refrigerating industry.

**Keywords:** Evaporative condenser, Refrigeration, Ammonia, Experimental analysis.