

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

***ANÁLISE DA PERFORMANCE E DA DISTRIBUIÇÃO DE
FLUXO DE CALOR NUM REFRIGERADOR DOMÉSTICO***

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À
UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE**

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ROBERTO SEIDEL

FLORIANÓPOLIS, 12 DE DEZEMBRO DE 2001


**ANÁLISE DA PERFORMANCE E DA DISTRIBUIÇÃO DE
FLUXO DE CALOR NUM REFRIGERADOR DOMÉSTICO**

ROBERTO SEIDEL

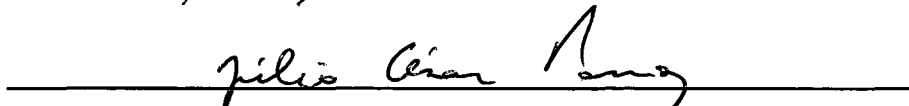
**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA
PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE**

MESTRE EM ENGENHARIA

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO CIÊNCIAS TÉRMICAS
E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

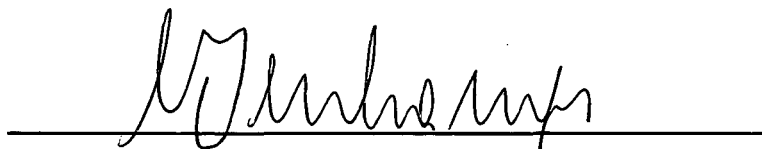


Prof. Cláudio Melo, Ph. D. - Orientador

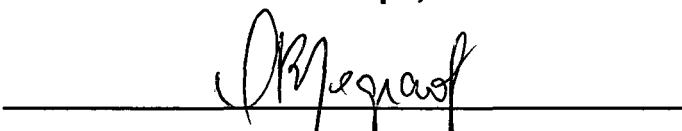


Prof. Júlio César Passos, Dr. - Coordenador do programa

BANCA EXAMINADORA



Prof. César José Deschamps, Ph. D. - Presidente



Prof. Cezar Otaviano Ribeiro Negrão, Ph. D.



Prof. Saulo Güths, Dr.

"Jamais considere seus estudos como uma obrigação, mas como uma oportunidade invejável para aprender a conhecer a influência libertadora da beleza do reino do espírito, para seu próprio prazer pessoal e para proveito da comunidade à qual seu futuro trabalho pertencer."

"Penso noventa e nove vezes e nada descubro; deixo de pensar, mergulho em profundo silêncio e eis que a verdade se me revela."

"De absoluto, só a relatividade."

Albert Einstein (1879-1955)

ÍNDICE

Lista de figuras.....	7
Lista de tabelas.....	10
Lista de símbolos.....	12
Resumo	14
Abstract	15
1. Introdução	16
1.1 - Histórico da refrigeração	16
1.2 - Refrigeração por compressão mecânica de vapor	18
1.3 - Motivação para o presente trabalho	21
2. Revisão bibliográfica	23
3. Aparato experimental.....	27
3.1 - Refrigerador doméstico	27
3.2 - Câmara de testes	29
3.3 - Transdutores de temperatura	30
3.4 - Transdutores de pressão	30
3.5 - Transdutores de grandezas elétricas.....	30
3.6 - Transdutores de fluxo de calor	31
3.7 - Sistema de aquisição de dados	33

4. Metodologia	34
4.1 - Teste de “pull down”	34
4.2 - Teste de consumo de energia.....	35
4.3 - Teste de “UA” (fluxo reverso)	36
4.4 - Avaliações instantâneas da transferência de calor.....	38
4.5 - Radiação e convecção no evaporador.....	39
5. Experimentos e análise dos resultados.....	41
5.1 - Caracterização do sistema original	41
5.1.1 - Teste de “pull down” a 43°C.....	42
5.1.2 - Teste de consumo de energia	47
5.1.3 - Teste de “UA” (fluxo reverso)	50
5.2 - Teste de “pull down” com transdutores de pressão	55
5.3 - Testes cíclicos e de “pull down” com transdutores de fluxo de calor no gabinete.....	56
5.3.1 - Teste de “pull down” a 32°C.....	56
5.3.2 - Teste de “pull down” a 43°C.....	61
5.3.3 - Teste em regime cíclico	66
5.4 - Testes com transdutores de fluxo de calor no evaporador	69
5.4.1 - Teste de “pull down” a 32°C.....	69
5.4.2 - Teste de “pull down” a 43°C.....	72
5.4.3 - Teste em regime cíclico	74
5.5 - Radiação e convecção no evaporador	76
6. Conclusões	82
Referências bibliográficas.....	83
Apêndice A - Calibração dos cabos de compensação.....	85
A.1 - Incerteza de medição.....	85
A.2 - Dados e resultados da calibração	85

Apêndice B - Calibração dos transdutores de pressão	89
B.1 - Incerteza de medição	89
B.2 - Dados e resultados da calibração	90
Apêndice C - Calibração dos transdutores de grandezas elétricas	92
C.1 - Calibração do transdutor de tensão	92
C.2 - Calibração do transdutor de corrente	93
C.3 - Calibração do transdutor de potência	93
Apêndice D - Calibração dos transdutores de fluxo de calor	94
D.1 - Transdutores de 4,5 x 1 cm.....	94
D.2 - Transdutores de 14,4 x 1,7 cm.....	95
D.3 - Transdutores de 5 x 5 cm.	96
D.4 - Transdutores de 5 x 1 cm.	97

LISTA DE FIGURAS

Capítulo 1

Figura 1.1 – Refrigerador a gelo.....	16
Figura 1.2 – Ciclo de refrigeração de Carnot.	19
Figura 1.3 – Ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor.	19
Figura 1.4 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor com trocador de calor tubo capilar - linha de sucção.	20

Capítulo 2

Figura 2.1 – Região da gaxeta.	24
-------------------------------------	----

Capítulo 3

Figura 3.1 – Refrigerador utilizado.....	28
Figura 3.2 – Câmara de testes.	29
Figura 3.3 – Transdutor de fluxo de calor.....	31
Figura 3.4 – Procedimento de calibração.....	32

Capítulo 4

Figura 4.1 – Posição das resistências elétricas no teste de “UA”.....	37
---	----

Capítulo 5

Figura 5.1 – Posição dos termopares no sistema e no gabinete.....	41
Figura 5.2 – Potência consumida pelo compressor no teste de “pull down” a 43°C.....	44
Figura 5.3 – Temperaturas internas do gabinete no teste de “pull down” a 43°C.....	45
Figura 5.4 – Temperaturas das regiões do condensador e compressor no teste de “pull down” a 43°C.....	45
Figura 5.5 – Temperaturas do evaporador e do trocador de calor no teste de “pull down” a 43°C.....	46
Figura 5.6 – Temperaturas externas ao gabinete no teste de “pull down” a 43°C.	46

Figura 5.7 – Potência consumida pelo compressor no teste de consumo de energia.	47
Figura 5.8 – Temperaturas internas do gabinete no teste de consumo de energia.	49
Figura 5.9 – Temperaturas das regiões do condensador e compressor no teste de consumo de energia.	49
Figura 5.10 – Temperaturas do evaporador e do trocador de calor no teste de consumo de energia.	50
Figura 5.11 – Posição dos transdutores de fluxo de calor no gabinete.	52
Figura 5.12 – Distribuição da taxa e fluxo de calor no teste de fluxo reverso.	54
Figura 5.13 – Pressões de sucção e descarga do sistema no teste de “pull down” a 43°C.	56
Figura 5.14 – Fotos do refrigerador instrumentado.	57
Figura 5.15 – Taxa de transferência de calor através do gabinete no teste de “pull down” a 32°C.	59
Figura 5.16 – Taxa de transferência de calor na região posterior no teste de “pull down” a 32°C.	59
Figura 5.17 – Distribuição da taxa e fluxo de calor no teste de “pull down” a 32°C.	61
Figura 5.18 – Taxa de transferência de calor através do gabinete nos testes de “pull down”.	63
Figura 5.19 – Taxa de transferência de calor na região posterior nos testes de “pull down”.	64
Figura 5.20 – Taxa de transferência de calor na região superior nos testes de “pull down”.	64
Figura 5.21 – Distribuição da taxa e fluxo de calor nos testes de “pull down”.	66
Figura 5.22 – Pressões de sucção e descarga do sistema no teste em regime cíclico.	67
Figura 5.23 – Taxa de transferência de calor através do gabinete no teste em regime cíclico.	68
Figura 5.24 – Taxa de transferência de calor em cada região no teste em regime cíclico.	68
Figura 5.25 – Posição dos transdutores de fluxo de calor no evaporador.	69
Figura 5.26 – Capacidade de refrigeração e taxa de transferência de calor através do gabinete no teste de “pull down” a 32°C.	70
Figura 5.27 – Coeficiente de performance (COP), potência consumida pelo compressor e capacidade de refrigeração no teste de “pull down” a 32°C.	71

Figura 5.28 – Capacidade de refrigeração e taxa de transferência de calor através do gabinete nos testes de “pull down” a 32°C e a 43°C.	72
Figura 5.29 – Coeficiente de performance (COP) e potência consumida pelo compressor nos testes de “pull down”.	74
Figura 5.30 – Capacidade de refrigeração e taxa de transferência de calor através do gabinete no teste em regime cíclico.	75
Figura 5.31 – Coeficiente de performance (COP) e potência consumida pelo compressor no teste em regime cíclico.	76
Figura 5.32 – Instrumentação do evaporador para a análise de radiação e convecção.....	77
Figura 5.33 – Fluxos de calor no evaporador no teste de “pull down” a 43°C.	78
Figura 5.34 – Fluxos de calor no evaporador no início do teste de “pull down” a 43°C.....	78
Figura 5.35 – Temperaturas analisadas no teste de “pull down” a 43°C.	79
Figura 5.36 – Fluxos de calor no evaporador durante a parada do compressor no teste de “pull down” a 43°C.	80
Figura 5.37 – Temperaturas analisadas durante a parada do compressor no teste de “pull down” a 43°C.	80
Figura 5.38 – Fluxos de calor no evaporador em regime permanente no teste de “pull down” a 43°C.	81

LISTA DE TABELAS

Capítulo 4

Tabela 4.1 - Distribuição dos termopares.	36
--	----

Capítulo 5

Tabela 5.1 - Resultado do teste de “pull down” a 43°C.....	43
Tabela 5.2 - Resultado do teste de consumo de energia.	48
Tabela 5.3 - Resultado do teste de “UA”.....	51
Tabela 5.4 - Distribuição de fluxo de calor no teste de fluxo reverso.	53
Tabela 5.5 - Resultado do teste de “pull down” a 43°C com transdutores de pressão.	55
Tabela 5.6 - Resultado do teste de “pull down” a 32°C.....	58
Tabela 5.7 - Distribuição de fluxo de calor no teste de “pull down” a 32°C.	60
Tabela 5.8 - Resultado do teste de “pull down” a 43°C.....	62
Tabela 5.9 - Distribuição de fluxo de calor no teste de “pull down” a 43°C.	65
Tabela 5.10 - Resultado da transferência de calor no evaporador em regime permanente no teste de “pull down” a 32°C.....	71
Tabela 5.11 - Resultado da transferência de calor no evaporador em regime permanente no teste de “pull down” a 43°C.....	73

Apêndice A

Tabela A.1 - Dados da calibração do lote “curva 47”.....	86
Tabela A.2 - Dados da calibração do lote “curva 32”.....	87

Apêndice B

Tabela B.1 - Fatores multiplicativos usados na calibração dos transdutores de pressão.....	89
Tabela B.2 - Dados da calibração do PTF40.....	90
Tabela B.3 - Dados da calibração do PTF42.....	91

Apêndice C

Tabela C.1 - Resultado da calibração do transdutor de tensão.....92
Tabela C.2 - Resultado da calibração do transdutor de corrente.....93
Tabela C.3 - Resultado da calibração do transdutor de potência.....93

Apêndice D

Tabela D.1 - Constantes de calibração e incertezas dos transdutores de 4,5 x 1 cm.94
Tabela D.2 - Constantes de calibração e incertezas dos transdutores de 14,4 x 1,7
 cm.....95
Tabela D.3 - Constantes de calibração e incertezas dos transdutores de 5 x 5 cm.96
Tabela D.4 - Constantes de calibração e incertezas dos transdutores de 5 x 1 cm.97

LISTA DE SÍMBOLOS

α	Absortividade	-
Δ	Diferença	
A	Área	m ²
C	Constante de calibração do transdutor de fluxo de calor	W/mV
COP	Coefficiente de performance	-
E	Erro	°C
h	Entalpia específica	kJ/kg
IM	Incerteza de medição	bar
\dot{m}	Fluxo de massa	kg/s
P	Potência	W
p	Pressão	bar
q	Taxa de transferência de calor	W
q''	Fluxo de calor	W/m ²
s	Entropia específica	kJ/(kg·K)
T	Temperatura	°C
Td	Tendência	V
U	Incerteza de medição expandida	
UA	Produto entre o coeficiente global de transferência de calor e a área média total do gabinete	W/°C
V	Tensão	V

Índices

Al	Película de alumínio
<i>a</i>	Ajuste
abs	Absorvido
CT	Correspondente ao transdutor
conv	Convecção
dir	Lado direito
e	Externo

esq	Lado esquerdo
evap	Evaporador
front	Região frontal
i	Interno
ind	Indicação do multímetro
l	Lido
N	Tinta negra
p	Pontual
pad	Sensor de temperatura padrão
pd	Padrão
post	Região posterior
R	Resistência elétrica
rad	Radiação incidente
ref	Referência (sensor de temperatura auxiliar)
Reg	Região
regr	Regressão (polinômio direto)
T	Transdutor de fluxo de calor
TA	Transdutor A
TB	Transdutor B

RESUMO

Este trabalho explorou a utilização de transdutores de fluxo de calor na avaliação do desempenho de refrigeradores domésticos. Tais dispositivos foram posicionados sobre as paredes externas do refrigerador e sobre o evaporador para serem utilizados durante a realização de testes normalizados de fluxo reverso e de “pull down”.

Uma das potencialidades do presente trabalho consiste na determinação das taxas de transferência de calor através de cada uma das paredes externas do refrigerador possibilitando assim a identificação de áreas críticas do ponto de vista de transferência de calor.

Outra importante contribuição é a determinação instantânea da taxa total de transferência de calor para o interior do gabinete, da capacidade de refrigeração e do coeficiente de performance do sistema, o que confere um caráter inédito neste trabalho.

ABSTRACT

This work explores the use of heat flux transducers to evaluate the thermal performance of household refrigerators. Such devices were placed on the external surfaces of the refrigerator and also on the evaporator and used during reverse heat loss and pull down standard tests.

One of the potentialities of this work is the determination of the heat transfer rates through each one of the external walls of the refrigerator, enabling the identification of the critical heat transfer paths from the surrounding to the interior of the cabinet.

Another potentiality is the determination of the instantaneous total heat transfer rate to the interior of the cabinet, refrigeration capacity and system coefficient of performance, which is a unique characteristic of this work.

O comércio do gelo natural cresceu consideravelmente na América do Norte a partir de 1806. Em 1854 foram exportados, apenas do porto de Boston, aproximadamente 156 mil toneladas de gelo. Os armazéns de gelo se espalharam por vários lugares e eram essencialmente grandes construções que utilizavam palha ou serragem como material isolante. Esta atividade continuou mesmo após a invenção da refrigeração mecânica e só foi interrompida por volta de 1930.

Hoje em dia o processo mais difundido de refrigeração utiliza uma substância volátil que tem a sua pressão e, conseqüentemente, sua temperatura reduzida mediante uma seqüência de operações mecânicas. Este conceito foi desenvolvido pelo físico americano Jacob Perkins em 1834, mas não mereceu crédito imediato. Apenas em 1862, um equipamento projetado por James Harrison, fabricado por Daniel Siebe e que seguia os conceitos estabelecidos por Perkins entrou em escala comercial. Os primeiros sistemas mecânicos de refrigeração eram acionados por motores a vapor e destinavam-se à produção de gelo.

Em 1897, com a disponibilidade da energia elétrica, Willian Singer patenteou o primeiro sistema de refrigeração com acionamento elétrico. A primeira unidade doméstica com acionamento elétrico foi construída e comercializada por Fred Wolf neste mesmo ano. No início o éter era utilizado como fluido refrigerante passando-se depois para o dióxido de enxofre e a amônia. Em 1911 a General Eletric iniciou a produção de refrigeradores e, em 1918, a Kelvinator passou a controlar os refrigeradores com termostatos mecânicos. Na década de 1920, o desenvolvimento de sistemas de refrigeração mais compactos facilitou a chegada de refrigeradores às residências. Porém, o uso residencial de pequenos sistemas de refrigeração só se difundiu após o desenvolvimento de refrigerantes mais seguros, o que só ocorreu por volta de 1930.

O éter, que era o refrigerante mais usado neste período, tem uma temperatura de ebulição de 34°C. Isto significa que os sistemas trabalhavam com pressões inferiores à atmosférica havendo, portanto, a possibilidade de formação de misturas explosivas (Dossat, 1997). Os outros refrigerantes disponíveis na época eram tóxicos havendo, conseqüentemente, registros de mortes causadas por vazamentos destas substâncias.

Apenas em 1930 a equipe de Thomas Midgley desenvolveu o CFC-12 e outros hidrocarbonetos halogenados. A descoberta dos refrigerantes halogenados revolucionou a indústria de refrigeração, pois estes não eram tóxicos nem inflamáveis. A partir desta data os refrigeradores domésticos passaram a seguir um mesmo padrão de construção:

alimentação elétrica, sistema hermético, tubo capilar como dispositivo de expansão e utilização de materiais não ferrosos.

Em 1974 os refrigerantes halogenados foram associados com problemas ecológicos como a rarefação da camada de ozônio e o efeito estufa. Surgiram então novos refrigerantes, como por exemplo o HFC-134a, que não contém cloro e, portanto, não agride a camada de ozônio da atmosfera. Este refrigerante, apesar de ser largamente utilizado em sistemas domésticos de refrigeração, tem um efeito marcante sobre o efeito estufa (aquecimento global). Este fato fez com que muitos países, especialmente europeus, passassem a utilizar hidrocarbonetos puros, como o isobutano (HC-600a), como fluido refrigerante.

1.2 - REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO MECÂNICA DE VAPOR

Existem diversas maneiras de se produzir efeito refrigerante, como os métodos de absorção de vapor, expansão de ar e refrigeração termoelétrica. No entanto, o sistema de refrigeração de uso mais difundido, e que constitui o objeto deste trabalho, é o de compressão mecânica de vapor. É composto basicamente por um condensador, um dispositivo de expansão, um compressor e um evaporador pelos quais circula uma substância volátil denominada fluido refrigerante. O ciclo ideal é o de Carnot que consiste de transferências isotérmicas de calor e de operações adiabáticas de compressão e expansão, todas ocorrendo de forma reversível tornando este ciclo o mais eficiente se comparado a qualquer ciclo real (Stoecker & Jones, 1985). Justifica-se, desta maneira, o seu estudo, pois ele deve ser usado como referência no projeto dos ciclos reais para se alcançar as maiores eficiências possíveis na prática.

O ciclo de refrigeração de Carnot opera no sentido inverso ao ciclo do motor térmico de Carnot, de modo que transfere energia de um nível mais baixo de temperatura para um nível de temperatura maior. Para isto, este ciclo requer a ação de trabalho externo que é disponibilizado por meio de um compressor.

A figura 1.2 mostra um esquema do ciclo de Carnot e o respectivo diagrama temperatura - entropia. Conforme pode ser observado, o efeito refrigerante útil corresponde ao calor transferido durante o processo 4-1 representado pela área sob a linha 4-1 no diagrama temperatura - entropia. Da mesma forma, o calor rejeitado pelo ciclo é representado pela área sob a linha 2-3. A diferença entre essas áreas, representada pelo retângulo 1-2-3-4, corresponde ao trabalho líquido entregue ao ciclo.

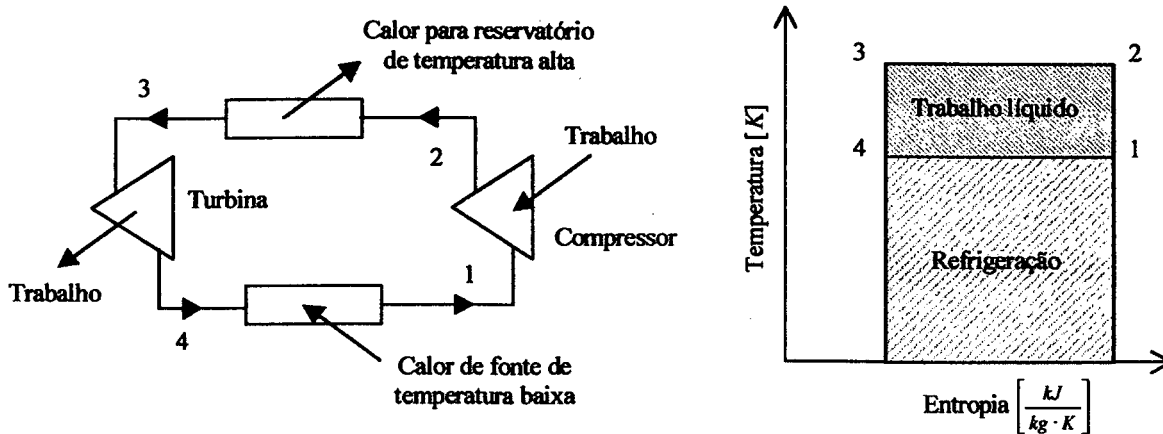


Figura 1.2 – Ciclo de refrigeração de Carnot.

O coeficiente de performance (COP) relaciona o efeito refrigerante útil com o trabalho de compressão da seguinte forma:

$$COP_{Carnot} = \frac{\text{Efeito refrigerante útil}}{\text{Trabalho líquido}} = \frac{T_1 \cdot (s_1 - s_4)}{T_2 \cdot (s_2 - s_3) - T_1 \cdot (s_1 - s_4)} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (1.1)$$

Infelizmente, apesar de gerar ciclos com eficiência termodinâmica máxima, as idéias de Carnot não podem ser implementadas na prática (Gosney, 1982). O ciclo que mais se aproxima do ciclo de Carnot é o mostrado na figura 1.3, também conhecido por ciclo padrão, caracterizado por estados de saturação nas saídas do condensador e do evaporador.

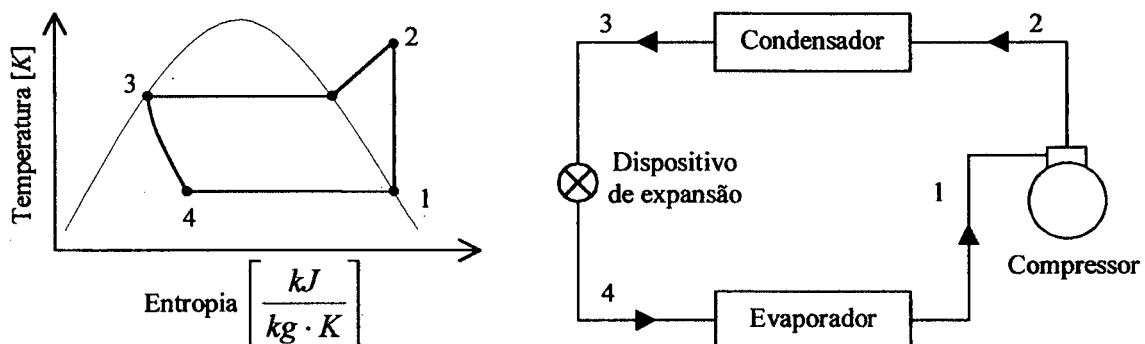


Figura 1.3 – Ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor.

Neste ciclo o fluido refrigerante à baixa pressão e temperatura (ponto 1) é comprimido por um compressor passando para uma condição de vapor superaquecido

(ponto 2). Em seguida o refrigerante cede calor para o meio externo enquanto sofre um processo de condensação (ponto 3). Após o condensador o refrigerante sofre uma expansão e entra no evaporador (ponto 4) absorvendo calor do meio a refrigerar e retornando ao estado inicial (ponto 1).

Existem variações deste ciclo que envolvem a presença de vapor superaquecido na sucção do compressor e de líquido sub-resfriado na entrada do dispositivo de expansão. Em sistemas domésticos de refrigeração estas condições são normalmente atingidas com a utilização de um trocador de calor tubo capilar - linha de sucção (ver figura 1.4).

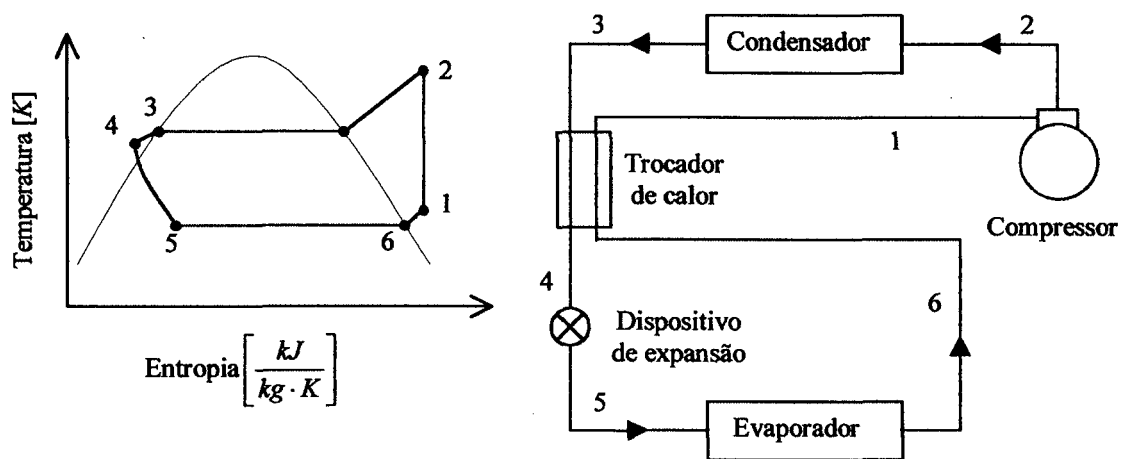


Figura 1.4 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor com trocador de calor tubo capilar - linha de sucção.

O coeficiente de performance, neste caso, é dado pela razão entre a capacidade de refrigeração (calor absorvido no evaporador) e a potência elétrica consumida pelo compressor. Uma maneira de se determinar a taxa de transferência de calor no evaporador (q_{evap}) baseia-se no fluxo de massa (\dot{m}) e nas entalpias do refrigerante na entrada (h_4) e na saída (h_1) do evaporador (ASHRAE, 1997), ou seja:

$$q_{evap} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (1.2)$$

O problema com este procedimento consiste no efeito da instalação do transdutor de fluxo de massa sobre o sistema e na determinação dos valores exatos das entalpias na entrada e na saída do evaporador. Uma maneira de contornar tal situação é utilizar

transdutores de fluxo de calor aderidos na superfície do evaporador, como proposto neste trabalho.

1.3 - MOTIVAÇÃO PARA O PRESENTE TRABALHO

A preocupação com o consumo de energia elétrica faz com que os refrigeradores domésticos sejam constantemente aperfeiçoados. Esta preocupação é estimulada pelo governo federal mediante ações que objetivam a redução do crescimento excessivo da demanda de energia elétrica no país e é justificada quando se analisa a participação da refrigeração neste contexto. Os refrigeradores domésticos são equipamentos que não possuem um consumo individual de energia significativo, embora, no conjunto, a refrigeração represente 11% do consumo total de energia elétrica no país de acordo com dados fornecidos pelo PROCEL (Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica), referentes ao ano de 1998.

Além disso, atualmente o país se encontra numa situação extremamente crítica quanto à disponibilidade de energia elétrica, inclusive com programas de racionamento, aumentando ainda mais a exigência de produtos com maior eficiência energética, o que justifica todos os esforços no sentido de se reduzir ao máximo o consumo de qualquer equipamento elétrico. O que, em princípio, era uma questão apenas econômica tornou-se também uma questão de ordem prática considerando que a energia elétrica passou a ser um produto em escassez.

Para atender as necessidades do mercado os fabricantes utilizam técnicas computacionais e experimentais com diferentes níveis de sofisticação. Entretanto, todos, sem exceção, submetem os seus produtos a testes normalizados de “pull down” (abaixamento de temperatura) e de consumo de energia. Apesar de tais testes fornecerem uma quantidade razoável de informações, eles não são capazes de avaliar instantaneamente a transferência de calor para o interior do gabinete, a capacidade de refrigeração e o coeficiente de performance.

O aperfeiçoamento de sistemas de refrigeração não se deve limitar apenas ao melhoramento de cada um dos componentes básicos do sistema (evaporador, compressor, condensador e dispositivo de expansão). Preferencialmente a análise deve ser geral, visto que o desempenho de um componente afeta o desempenho dos demais. Além disso, um cuidado especial deve ser dado à carga térmica do sistema, pois cargas elevadas exigem compressores maiores e, conseqüentemente, grande consumo de energia elétrica.

Uma das propostas deste trabalho consiste na determinação da taxa de transferência de calor através do gabinete de um refrigerador específico, no caso o refrigerador RA-30 fabricado pela Multibrás, submetido a um teste de “UA” (isolamento térmico) e, simultaneamente, mediante a utilização de transdutores de fluxo de calor. Esta técnica, desenvolvida por Silva (1998), permite também a obtenção da distribuição de fluxo de calor nas superfícies do gabinete e, desta forma, a identificação das regiões críticas de transferência de calor para o interior do refrigerador.

Outro objetivo se constitui na realização de testes de “pull down” (abaixamento de temperatura) e consumo de energia com transdutores de fluxo de calor instalados sobre a superfície do evaporador permitindo a determinação instantânea da capacidade de refrigeração e do coeficiente de performance do sistema. Pode-se analisar também a defasagem instantânea existente entre o calor que entra no gabinete e o calor absorvido pelo evaporador.

Ressalta-se aqui o caráter inédito deste trabalho por permitir a determinação direta do coeficiente de performance de todo o sistema em funcionamento e a sua comparação com dados obtidos em testes de compressores isolados em calorímetro, no qual a operação ocorre em regime permanente.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A abordagem convencional para se produzir equipamentos com menor consumo de energia é a termodinâmica, na qual se procura maximizar o desempenho individual de cada componente bem como o desempenho global do sistema. Porém, outra maneira não menos importante de se alcançar o mesmo objetivo consiste na minimização da transferência de calor para o interior do gabinete.

Neste capítulo são apresentados sucintamente os resultados de algumas pesquisas relacionadas diretamente com os objetivos deste trabalho.

Silva (1998) estudou a transferência de calor para o interior de um refrigerador de 230 litros, com compartimento único, utilizando o valor de UA (produto entre o coeficiente global de transferência de calor e a área média total do gabinete) como parâmetro característico. Adicionalmente, foram realizadas medições da capacidade de refrigeração em regime permanente. As condições internas do gabinete e as condições de operação do evaporador eram controladas por uma bancada de testes especialmente desenvolvida para esta finalidade. Estas medições foram efetuadas com evaporadores do tipo “roll bond” (placas justapostas) de diferentes geometrias e com diferentes posicionamentos no interior do refrigerador. Foram utilizadas técnicas de medição baseadas na utilização de transdutores de fluxo de calor e em balanços de energia no lado do ar e no lado do refrigerante. Apresentou-se também uma metodologia para avaliar a transferência de calor nas superfícies externas de refrigeradores enfocando, inclusive, a região da gaxeta (elemento de vedação entre a porta e a parede do refrigerador - ver figura 2.1). Foram realizados testes com temperaturas internas superiores à externa e vice-versa. Quando a temperatura interna foi mantida inferior à externa ($\Delta T \cong 26,4^\circ\text{C}$) a região de contato entre o gabinete e a porta foi responsável por, aproximadamente, 12,9% da transferência de calor total para o interior do gabinete sendo que, deste valor, a gaxeta foi responsável por apenas 2,4%.

Boughton et al. (1996) quantificaram a transferência de calor para o interior de um gabinete de dois compartimentos (530 litros), enfocando tanto as paredes como a região da gaxeta, usando técnicas experimentais e numéricas. Para tanto foi desenvolvido um modelo computacional, baseado no método de diferenças finitas, para computar a distribuição de

temperatura e as taxas de transferência de calor na gaxeta. Nos flanges da porta e da parede, as taxas de transferência de calor foram avaliadas experimentalmente mediante a utilização de termopilhas. Assim sendo, foram determinadas as diversas parcelas do calor total transferido para o interior do gabinete, ou seja: (1) transferência de calor unidimensional através das paredes e porta, (2) condução de calor bidimensional na região da gaxeta e (3) fontes extras de calor devido à presença de ventiladores e de resistências elétricas. As condições ambientais durante todos os testes foram: ambiente externo em 21°C, interior do resfriador em 4°C e interior do congelador em -10°C. Tanto as simulações quanto os testes experimentais mostraram que a região da gaxeta é responsável por, aproximadamente, 28,5% da transferência de calor total para o interior do gabinete sendo que a gaxeta colabora com 2,7% deste total. Verifica-se, portanto, uma concordância com o valor encontrado por Silva (1998). O restante dos 28,5% é atribuído às parcelas (1) e (2) descritas anteriormente. A figura 2.1 mostra a subdivisão da região da gaxeta.

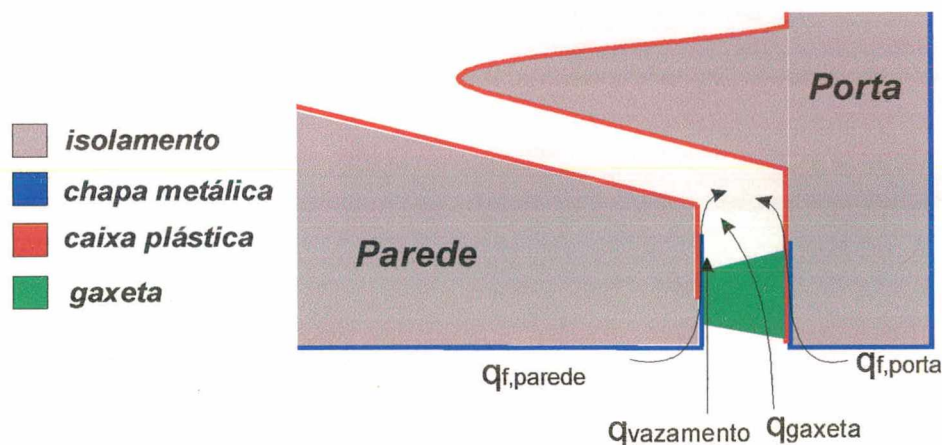


Figura 2.1 – Região da gaxeta.

Klein (1998) também focalizou o problema energético para justificar o seu trabalho de mestrado que consistiu no desenvolvimento de uma estrutura computacional para simular o desempenho de sistemas de refrigeração. O refrigerador utilizado foi o mesmo usado por Silva (gabinete simples de uma porta e sem congelador). Foi enfatizada a importância da quantificação e controle da transferência de calor para o interior do gabinete. A modelação matemática envolveu o gabinete, o compressor, o evaporador, o condensador e o trocador de calor tubo capilar - linha de sucção. A transferência de calor para o interior do gabinete foi dividida em duas partes: através da região da gaxeta e através das paredes e porta. Esta última parte foi tratada como um problema de condução

de calor unidimensional e a região da gaxeta foi subdividida na forma mostrada na figura 2.1. A taxa total de transferência de calor foi determinada através do parâmetro “UA” da qual foi descontada a parcela da condução unidimensional para se obter a taxa de transferência de calor na região da gaxeta. Conforme comentado por Klein & Melo (1998), o trabalho de Flynn (1992), que analisa especificamente a transferência de calor através da região da gaxeta mediante a utilização da técnica de elementos finitos, mostra que esta região é responsável por cerca de 25% da transferência de calor total para o interior do gabinete. Verifica-se, portanto, resultados semelhantes aos obtidos por Boughton et al. (1996).

Hessami (1993) preocupado em encontrar materiais alternativos (que não usassem os CFC's) para a gaxeta e para o isolamento do gabinete também desenvolveu uma estrutura computacional para simular a transferência de calor através das paredes e da gaxeta, considerando a lei de Fourier da condução e a lei de Newton do resfriamento. O objetivo foi investigar o efeito das propriedades termofísicas de diferentes tipos de isolantes de forma rápida e sem a necessidade de grandes investimentos em testes experimentais. Alguns dados experimentais, entretanto, foram utilizados para estimar a taxa de transferência de calor através da gaxeta. Nas simulações realizadas a gaxeta foi responsável por, aproximadamente, 12% da transferência de calor através das paredes do gabinete. É importante enfatizar que, neste trabalho, foi considerado somente as transferências unidimensionais de calor através da gaxeta e das paredes do gabinete de modo que as demais contribuições (dos flanges, por exemplo) não foram determinadas.

Outro modelo computacional foi apresentado por Abramson et al. (1990) para prever o impacto de várias opções de projeto no consumo de energia de refrigeradores e congeladores. O modelo utilizou os princípios básicos da transferência de calor com adaptações para se considerar a região da gaxeta e as curvas do gabinete. Foi usado um refrigerador de 510 litros e dois compartimentos. As simulações foram realizadas considerando a temperatura externa a 32°C, o ambiente resfriado a 3°C e o interior do congelador a -15°C. Nessa situação, constatou-se que a região da gaxeta foi responsável por cerca de 22,4% da transferência de calor total para o interior do gabinete. Além disso, também foram analisados os efeitos da substituição dos CFC's, do aumento da espessura do isolamento térmico e da transferência de calor (pelo fator “UA”) no evaporador e no condensador sobre o consumo de energia do sistema.

Logicamente os resultados de cada trabalho nem sempre podem ser diretamente comparados entre si, pois dependem dos sistemas em estudo (refrigeradores, congeladores ou combinados) e das condições analisadas. Porém, de qualquer forma, nota-se que há uma certa uniformidade entre os valores apresentados nos diferentes trabalhos.

Bejan & Lim (1994) desenvolveram um procedimento de cálculo objetivando a otimização da espessura do isolamento de refrigeradores a partir do custo do material isolante e do consumo de energia do sistema. Neste trabalho, foram focalizados dois problemas fundamentais: a adaptação ao uso de isolantes sem CFC's e a melhor distribuição do isolamento pelas superfícies do gabinete. Foi analisada ainda a possibilidade de se utilizar uma camada híbrida de isolamento, ou seja; utilizar um material sem CFC na camada interna do gabinete e espuma de poliuretano na camada externa. Uma solução apresentada foi a utilização de painéis de vácuo. Esta nova concepção de isolamento garantiria não só maior eficiência energética do sistema como também melhor aproveitamento do espaço interno do gabinete.

Este último trabalho, assim como os anteriores, mostra a preocupação mundial em se investir no desenvolvimento de refrigeradores mediante o aperfeiçoamento do próprio sistema de refrigeração ou do isolamento dos gabinetes sempre visando a melhor eficiência por intermédio da minimização do consumo de energia elétrica justificando, portanto, o presente trabalho.

3. APARATO EXPERIMENTAL

No desenvolvimento deste trabalho foram utilizados uma câmara de testes com temperatura, velocidade e umidade do ar controladas, um refrigerador doméstico e transdutores de fluxo de calor, pressão, potência e temperatura (termopares).

Todos estes equipamentos estavam disponíveis no NRVA (Núcleo de Pesquisa em Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar), local de realização dos experimentos, e foram devidamente calibrados seguindo recomendações de normas técnicas e de trabalhos anteriores.

3.1 - REFRIGERADOR DOMÉSTICO

O gabinete de refrigeradores domésticos é feito de aço, cujas junções são soldadas, sendo a superfície exterior normalmente lisa e projetada para que se evite condensação do vapor d'água existente no ambiente. O interior tem a superfície adaptada para a instalação de acessórios como prateleiras, lâmpadas, termostatos e gavetas (Althouse et al., 1996).

A maioria dos gabinetes usa espuma de poliuretano ou fibra de vidro como material de isolamento que serve para restringir o fluxo de calor através das paredes do refrigerador para o interior do gabinete. Este isolamento fica localizado entre as superfícies externa e interna do gabinete. No caso do uso de poliuretano, ele é expandido neste espaço de maneira que não se forme fendas ou bolhas e se elimine espaços vazios (ASHRAE, 1998).

Nos refrigeradores mais simples, o evaporador fica localizado no topo do interior do gabinete que, por sua vez, é construído com uma forma que facilite a circulação natural de ar que se cria devido ao resfriamento do ambiente interno e assim se pode dispensar o uso de ventiladores. A gaveta de verduras fica geralmente localizada no fundo do gabinete e normalmente tem uma cobertura cujo objetivo é manter a umidade do ar que, nesta região, já é relativamente maior em relação ao restante do ambiente. Para se evitar o fluxo de calor e umidade para o interior do gabinete, após o fechamento da porta, é usado um material de borracha por toda a periferia onde haveria o contato entre a porta e o gabinete. Este material fixado à porta é denominado gaxeta e promove a vedação do ambiente

interior por intermédio de um imã, existente em sua estrutura, que se adere ao flange (parte metálica no exterior do gabinete).

Especificamente neste trabalho utilizou-se um refrigerador Consul, modelo RA-30 de 293 litros, de um único compartimento, porém, composto por dois ambientes: um congelador e um resfriador. O resfriador possui uma gaveta de verduras na região inferior e três prateleiras no restante do ambiente. No congelador existe um evaporador do tipo “roll bond” (placas justapostas) dobrado em forma de “C” e uma porta interna na parte frontal. Abaixo do evaporador localiza-se uma bandeja para coletar a água de degelo. Esta bandeja é o único componente que divide o resfriador do congelador de modo que o ar interno circula livremente entre os dois ambientes (ver figura 3.1). O isolamento térmico do gabinete é composto por espuma de poliuretano com 50% de CFC-11.

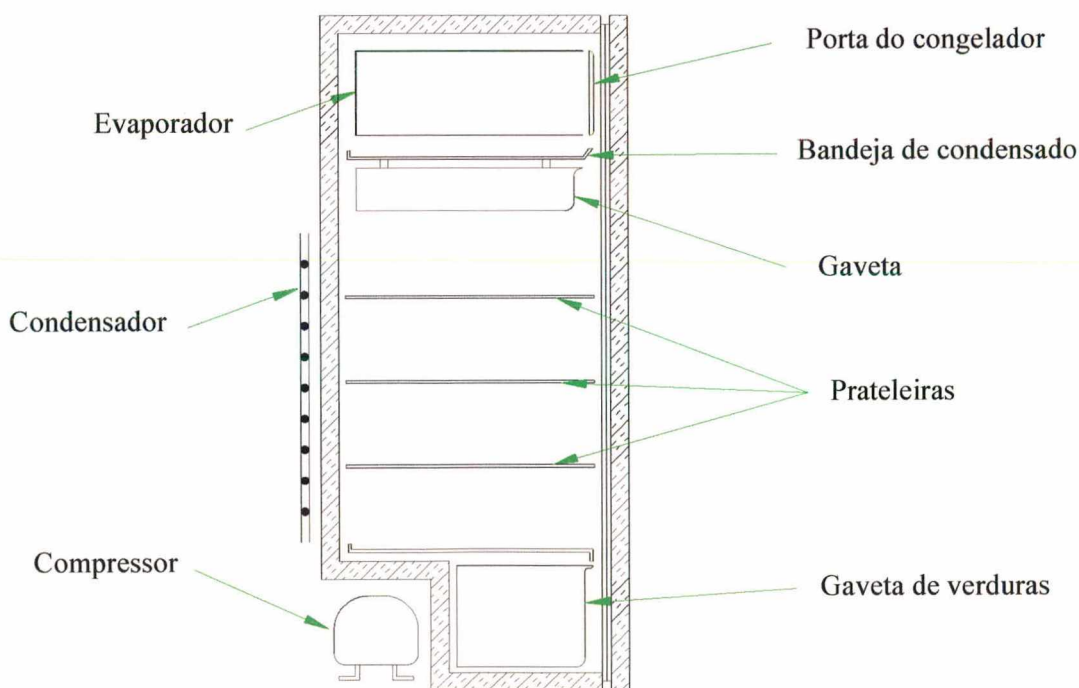


Figura 3.1 – Refrigerador utilizado.

Além do evaporador já descrito, o sistema de refrigeração é composto ainda pelos seguintes componentes: condensador do tipo arame sobre tubo com arames uniformemente distribuídos e movimentação natural de ar (conforme acontece também no evaporador), compressor hermético alternativo modelo EM 30HNR 220 V / 60 Hz fabricado pela Embraco, trocador de calor tubo capilar - linha de sucção do tipo concêntrico e um filtro

secador na saída do condensador. O sistema utiliza as seguintes cargas nominais: 95 gramas de HFC-134a e, aproximadamente, 265 mililitros de óleo Freol α 22.

3.2 - CÂMARA DE TESTES

Durante os testes, é necessário que as condições externas ao gabinete se mantenham contantes. Desta forma utilizou-se a câmara de testes do NRVA que é formada por dois ambientes: a região de testes no lado esquerdo e a região de tratamento do ar no lado direito (ver figura 3.2). A região de testes é compreendida por um espaço livre, para o posicionamento dos refrigeradores, onde estão localizados os anteparos que ficam em torno do sistema, o painel para conectar os cabos de aquisição de sinais (temperatura, pressão, tensão e potência consumida) e os sensores de temperatura e umidade relativa do ar. Na região de tratamento do ar, encontram-se os equipamentos responsáveis por manter as condições do ambiente interno da câmara (evaporadores, umidificadores, ventiladores, dispositivos controladores do fluxo de ar e resistências elétricas).

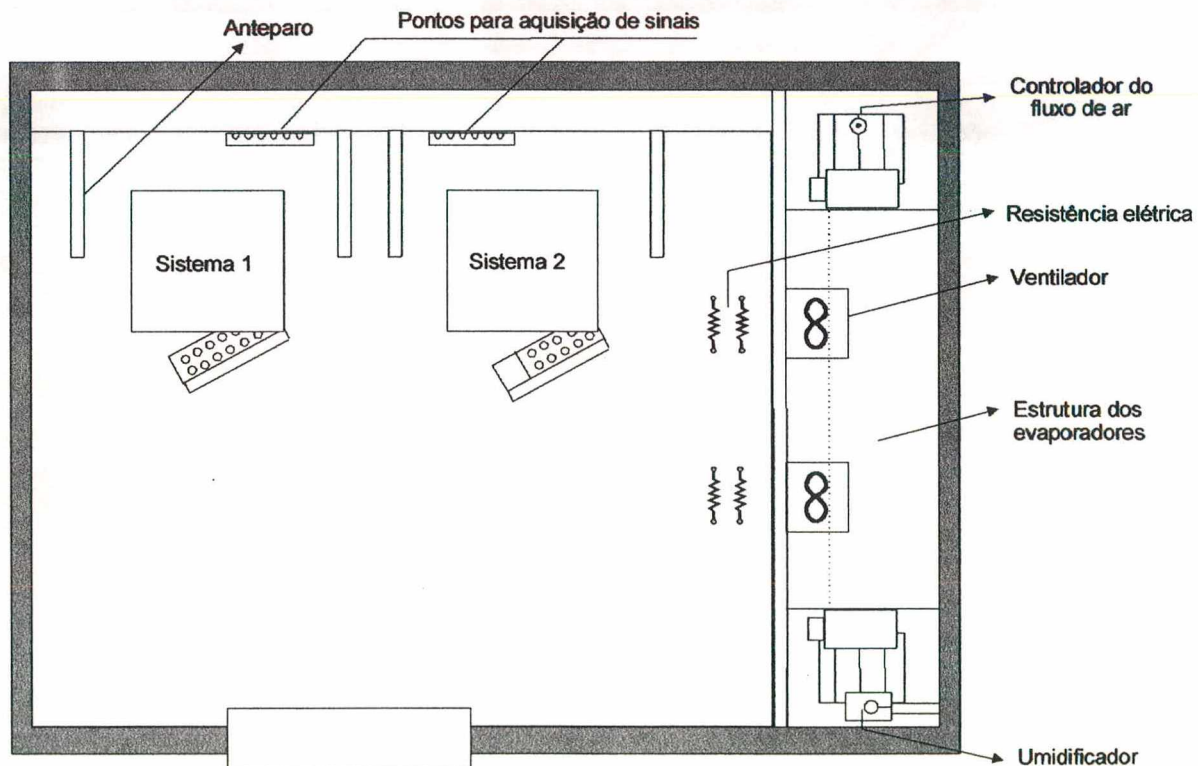


Figura 3.2 – Câmara de testes.

A câmara tem capacidade para operar com temperaturas entre -10°C e 60°C e umidade relativa entre 10% e 90%. O controle ocorre por meio de um controlador lógico

programável que comanda o acionamento das resistências elétricas, dos evaporadores e do sistema de umidificação.

3.3 - TRANSDUTORES DE TEMPERATURA

Os termopares são transdutores que fornecem um sinal de tensão proporcional a uma diferença de temperatura. Neste trabalho, foram utilizados termopares de 0,13 mm de diâmetro e cabos de compensação de bitola 24 AWG (ambos do tipo “T”).

Os cabos de compensação foram calibrados no laboratório de metrologia da Embraco seguindo normas e procedimentos de calibração da empresa. Os cabos utilizados na medição da temperatura do ar no interior do gabinete apresentaram uma incerteza de medição de 0,2°C enquanto que os utilizados na avaliação da temperatura externa ao gabinete apresentaram uma incerteza de 0,5°C. Ambos foram soldados com estanho no centro geométrico de uma massa térmica padrão de cobre (cilindro com diâmetro e altura igual a 15,2 mm). A calibração dos cabos de compensação é mostrada no Apêndice A.

Os termopares foram utilizados para medir as temperaturas nas linhas de sucção e descarga, no evaporador, no compressor e em outras partes do sistema. Para os termopares empregou-se a curva de calibração padrão fornecida pela norma ASTM E 20 (Gonçalves, 1994) o que gerou uma incerteza de medição de 0,2°C.

3.4 - TRANSDUTORES DE PRESSÃO

Os transdutores de pressão foram calibrados utilizando uma máquina de peso morto seguindo o procedimento descrito por Gonçalves (1994).

Foram utilizados dois transdutores: um de 10 bar para a pressão de sucção e outro de 20 bar para a pressão de descarga. O de 10 bar apresenta uma incerteza de medição de 0,008 bar e o de 20 bar uma incerteza de medição de 0,007 bar.

O resultado da calibração destes transdutores é apresentado no Apêndice B.

3.5 - TRANSDUTORES DE GRANDEZAS ELÉTRICAS

Neste item estão discriminados os transdutores de potência, tensão e corrente elétrica. Todos apresentam apenas um fator de conversão do sinal elétrico do transdutor para a respectiva grandeza física avaliada.

O transdutor de corrente utilizado é de fabricação Yokogawa, modelo 2383A, com a seguinte faixa de medição: entrada 0-5 A AC 50-60 Hz e saída 0-5 V DC. O de tensão tem a mesma marca e modelo, mas a faixa de medição é: entrada 0-300 V AC 50-60 Hz e saída 0-5 V DC. Utilizou-se ainda um transdutor de potência Yokogawa, modelo 2385A, com a seguinte faixa de medição: entrada 0-1000 W AC 60 Hz e saída 0-5 V DC.

Estes transdutores foram calibrados no laboratório de metrologia do CTAI (Centro de Tecnologia em Automação e Informática) seguindo procedimentos normalizados e os resultados das calibrações estão apresentados no Apêndice C.

3.6 - TRANSDUTORES DE FLUXO DE CALOR

Para quantificar as trocas de calor no gabinete e no evaporador foram utilizados transdutores de fluxo de calor similares aos empregados por Silva (1998). Este transdutor desvia as linhas de fluxo de calor gerando um gradiente de temperatura num plano perpendicular ao plano de medição (Güths et al., 1995). A figura 3.3 mostra um esquema do transdutor em questão. Por ter espessura reduzida e elevada condutividade térmica, este transdutor é adequado à caracterização de fenômenos transientes.

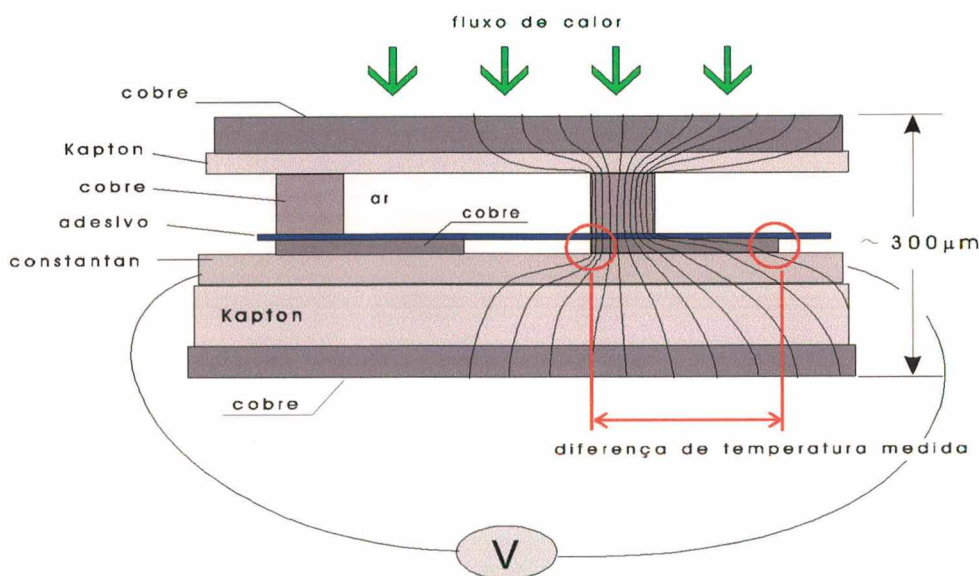


Figura 3.3 – Transdutor de fluxo de calor.

O transdutor gera uma tensão elétrica proporcional à taxa de transferência de calor incidente. O processo de calibração consiste na determinação de uma constante que relaciona o fluxo de calor com a tensão gerada. Matematicamente tem-se:

$$q_T'' = C \cdot \frac{V}{A_T} \quad (3.1)$$

na qual q_T'' é o fluxo de calor incidente, C é a constante de calibração, V é a tensão gerada pelo transdutor e A_T é a área superficial do transdutor.

Para se determinar a constante C é necessário que se aplique um determinado fluxo de calor sobre o transdutor, o que é feito com uma resistência elétrica de potência conhecida.

Esta resistência elétrica é montada entre dois transdutores como mostrado na figura 3.4. O transdutor superior (B) é colocado em contato com um material isolante enquanto o inferior (A) é colocado sobre uma placa metálica submetida a um fluxo de ar no lado inferior para dissipar o calor gerado pela resistência elétrica. Entre os diversos elementos aplicou-se uma camada de pasta térmica para evitar a formação de bolhas de ar e melhorar o contato entre eles.

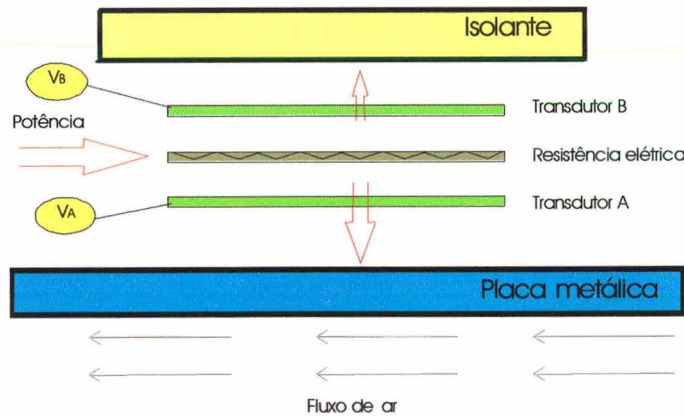


Figura 3.4 – Procedimento de calibração.

A maior parte do calor flui através do transdutor inferior, devido ao contato com a placa metálica, e apenas uma pequena parte flui através do transdutor superior em contato com o isolante. Desconsiderando as perdas de calor laterais pode-se escrever as seguintes equações:

$$P_R = q_{TA} + q_{TB} \quad \text{ou} \quad P_R = C_{TA} \cdot V_{TA} + C_{TB} \cdot V_{TB} \quad (3.2)$$

nas quais P_R é a potência dissipada pela resistência elétrica, q é a taxa de transferência de calor através de cada transdutor e os índices TA e TB referem-se respectivamente aos transdutores A (inferior) e B (superior).

Medindo a potência dissipada e as tensões geradas pelos transdutores obtém-se uma equação com duas incógnitas, C_{TA} e C_{TB} . A segunda equação é obtida invertendo as posições dos transdutores na montagem apresentada na figura 3.4. Então, chamando a montagem original de 1 e a invertida de 2, tem-se o seguinte sistema de equações:

$$P_R = C_{TA} \cdot V_{TA1} + C_{TB} \cdot V_{TB1} \quad \text{e} \quad P_R = C_{TA} \cdot V_{TA2} + C_{TB} \cdot V_{TB2} \quad (3.3)$$

Como o calor dissipado pela resistência elétrica foi mantido constante, igualando as equações 3.3 e reagrupando os termos, tem-se:

$$C_{TA} = \frac{C_{TB} \cdot (V_{TB2} - V_{TB1})}{V_{TA1} - V_{TA2}} \quad \text{e} \quad C_{TB} = \frac{P_R}{\frac{V_{TA1} \cdot (V_{TB2} - V_{TB1})}{(V_{TA1} - V_{TA2})} + V_{TB1}} \quad (3.4)$$

Após a calibração dos dois primeiros transdutores, o procedimento para a determinação das constantes dos outros transdutores torna-se mais simples. Basta usar um dos transdutores calibrados na posição do transdutor B na figura 3.4 e utilizar a equação 3.2, pois agora a única incógnita é a constante do novo transdutor.

Foram utilizados 4 tamanhos de transdutores: 4,5 x 1 cm, 5 x 5 cm, 5 x 1 cm e 14,4 x 1,7 cm. As incertezas de medição dos transdutores foram calculadas seguindo o procedimento indicado por Silva (1998) e encontram-se no Apêndice D juntamente com as respectivas constantes de calibração.

3.7 - SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

Todos os sinais originados pelos transdutores foram captados por um sistema de aquisição de sinais da Hewlett-Packard, modelo HP 75000. Este equipamento possui uma unidade central com multímetro digital e 7 placas multiplexadoras das quais se obtêm 104 canais para a conexão dos sinais dos transdutores.

4. METODOLOGIA

O refrigerador foi avaliado mediante três tipos de testes experimentais: “pull down”, consumo de energia (funcionamento cíclico) e “UA”. Estes testes foram realizados de acordo com normas técnicas desenvolvidas pelo grupo Brasmotor e por métodos de ensaios estabelecidos pela ABNT. Outros testes foram realizados com algumas modificações em relação a estes procedimentos com o objetivo de explorar certos comportamentos específicos.

Inicialmente o refrigerador foi submetido a um teste de “pull down” e a um teste de consumo de energia com a finalidade de caracterizar o sistema original. Em seguida o sistema foi aberto para a instalação dos transdutores de pressão. O sistema foi carregado com nova carga de fluido refrigerante e submetido a um novo teste de “pull down”. O refrigerador foi então instrumentado com transdutores de fluxo de calor nas paredes externas do gabinete e com resistências elétricas no seu interior para ser submetido a um teste de “UA”. Após a conclusão deste teste, o evaporador foi instrumentado com transdutores de fluxo de calor sobre sua superfície para que se pudesse medir diretamente a capacidade de refrigeração do sistema. Foram então realizados testes de “pull down” utilizando-se duas temperaturas externas distintas. O sistema foi também avaliado numa condição cíclica de operação. Testes adicionais foram realizados na tentativa de separar as parcelas radiativa e convectiva da capacidade de refrigeração.

A seguir são apresentados os procedimentos padrões juntamente com os métodos experimentais utilizados neste trabalho.

4.1 - TESTE DE “PULL DOWN”

Para avaliar os efeitos de partida e o comportamento transiente do sistema até a condição de estabilização (regime permanente) são realizados testes de “pull down”. Além do monitoramento temporal da temperatura do ar no interior do gabinete, também são acompanhadas a potência consumida, as pressões de sucção e descarga, as temperaturas externas do gabinete e outras variáveis do sistema de refrigeração.

Para a realização deste teste, segue-se a norma NTB 00048 que estabelece uma temperatura ambiente de 43°C para sistemas de refrigeração de classe “T” (clima tropical) e de 32°C para classe “N” (clima temperado). Apesar do refrigerador em estudo ser da

classe “T”, foram realizados testes de “pull down” a 32°C e 43°C para avaliar o efeito da temperatura externa sobre o comportamento do sistema. A norma estabelece ainda que os dispositivos complementares do refrigerador como termostato, temporizadores de degelo automático, fabricante de gelo e outros dispositivos elétricos que possam interromper o funcionamento contínuo do compressor sejam desligados. O refrigerador deve ser posicionado a 100 mm do anteparo traseiro da câmara de testes e a 300 mm dos anteparos laterais e deve permanecer no interior da câmara de testes por um período não inferior a 12 horas, desligado, com as portas abertas, com todas as prateleiras e acessórios conforme manual do fabricante e equipado com os transdutores a serem utilizados no teste. O objetivo deste procedimento é uniformizar a temperatura de todo o sistema antes do início do teste.

Após este período a porta do gabinete é fechada e o refrigerador é ligado. O teste termina quando o sistema atinge o regime estabilizado em funcionamento contínuo caracterizado por variações de temperatura inferiores a 0,5°C durante um período de 3 horas. Esta condição é normalmente atingida após 24 horas de funcionamento. O tempo de “pull down” é definido como o tempo necessário para que o sistema atinja uma temperatura interna média de 5°C para refrigeradores classe “N” e de 7°C para refrigeradores da classe “T”.

Foram utilizados 25 termopares, distribuídos conforme a tabela 4.1, sendo 6 para medir a temperatura do ar no interior do gabinete, 12 distribuídos ao longo do sistema de refrigeração e 5 para medir a temperatura do ar externo próximo ao gabinete.

4.2 - TESTE DE CONSUMO DE ENERGIA

Os testes de consumo de energia seguiram a norma NBR 8888. Tanto o refrigerador como a instrumentação não foram alterados em relação ao teste de “pull down”. A única diferença está na ativação do termostato do refrigerador que faz com que o sistema opere de maneira cíclica.

Optou-se por não carregar o refrigerador com pacotes de tilose, como previsto pela norma, já que a presença deles interferiria muito na distribuição da temperatura interna do gabinete. Decidiu-se regular o termostato de forma que se atingisse uma temperatura interna média menor que a estabelecida pela norma para intensificar a diferença de temperatura entre os ambientes interno e externo do gabinete e atingir temperaturas e fluxos de calor mais expressivos em todas as regiões do sistema de

refrigeração. Neste teste, a temperatura externa é mantida em 32°C e o refrigerador é colocado em funcionamento com a porta constantemente fechada até atingir a condição de regime cíclico estabilizado, o que também geralmente ocorre após 24 horas de operação. Depois deste período, integram-se as curvas de potência consumida ao longo do tempo por um período de 3 horas.

Tabela 4.1 - Distribuição dos termopares.

Região	Posição	Termopar
Ambiente interior	Gaveta de verduras - centro geométrico	T01
	Fundo do gabinete - centro geométrico da grade inferior	T02
	Meio do gabinete - centro geométrico da grade intermediária	T03
	Topo do gabinete - centro geométrico da grade superior	T04
	Abaixo do evaporador e acima da bandeja de condensado	T05
	Congelador - centro geométrico	T06
Evaporador	150 mm antes do acumulador	T07
	Entrada do acumulador	T08
	Saída do acumulador	T10
	150 mm após a entrada do evaporador	T11
Compressor	Fundo do corpo do compressor	T12
	100 mm do corpo do compressor - linha de sucção	T13
	100 mm do corpo do compressor - linha de descarga	T14
	Topo do corpo do compressor	T18
Trocador de calor	25 mm após o início do trocador de calor	T09
	Após o isolamento	T16
	125 mm após o início do trocador de calor	T17
Condensador	Saída do condensador - 50 mm do filtro secador	T15
Ambiente externo	Frontal - 150 mm da porta	T _{front}
	Esquerda - 150 mm do gabinete	T _{esq}
	Superior - 150 mm do gabinete	T _{sup}
	Direita - 150 mm do gabinete	T _{dir}
	Posterior - entre o condensador e o anteparo traseiro	T _{post}

4.3 - TESTE DE “UA” (FLUXO REVERSO)

O nível de isolamento térmico de um sistema doméstico de refrigeração é normalmente determinado mediante um procedimento experimental estabelecido pela norma NTB 00119. Este ensaio consiste em instalar resistências elétricas, com potência

inferior a 50 W, controladas por uma fonte variável de tensão. O objetivo é aquecer o interior do gabinete criando um fluxo de calor do interior para o exterior e, por isso, este teste é também chamado de teste de fluxo reverso. Como o refrigerador é da classe “T”, a câmara de testes é mantida a 32°C, o sistema de refrigeração é mantido desligado e as resistências elétricas dissipam calor até que se atinja uma diferença de temperatura de 25°C entre estes dois ambientes em regime permanente. Deve-se distribuir as resistências elétricas pelo interior do gabinete para minimizar a estratificação térmica, conforme pode ser observado na figura 4.1. O monitoramento deste teste limita-se à aquisição da potência dissipada pelas resistências elétricas e das temperaturas internas e externas.

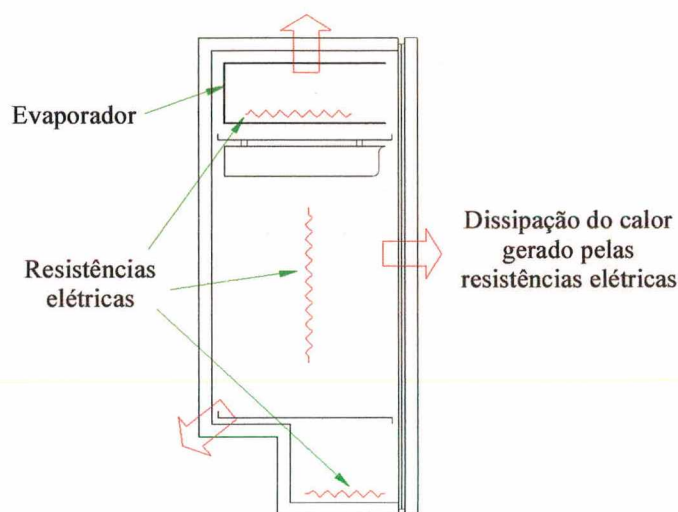


Figura 4.1 – Posição das resistências elétricas no teste de “UA”.

Em regime permanente, todo o calor gerado pelas resistências elétricas flui através das paredes do refrigerador e, logo, chega-se à seguinte expressão para a determinação do parâmetro “UA”:

$$UA = \frac{q_R}{T_e - T_i} \quad (4.1)$$

na qual UA é produto entre o coeficiente global de transferência de calor e a área média total do gabinete, q_R é a potência dissipada pelas resistências elétricas, T_e é a média das temperaturas externas e T_i é a média das temperaturas internas.

Este teste, entretanto, não distingue os fluxos de calor através das diversas paredes, da porta e da gaxeta do refrigerador além de não permitir a avaliação da

distribuição de fluxo de calor sobre as superfícies. Desta forma, decidiu-se realizar o mesmo experimento, mas utilizando transdutores de fluxo de calor convenientemente distribuídos sobre as superfícies externas do refrigerador.

Neste experimento, portanto, considerou-se simultaneamente as recomendações da norma já mencionada e a técnica de utilização de transdutores de fluxo de calor.

4.4 - AVALIAÇÕES INSTANTÂNEAS DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Uma das propostas do presente trabalho é realizar os testes descritos anteriormente com o auxílio de transdutores de fluxo de calor que, fixados sobre as paredes externas do gabinete e sobre o evaporador, permitem a determinação instantânea da transferência de calor através do gabinete do refrigerador e da capacidade de refrigeração.

Ambos são medidos da mesma forma (Silva & Melo, 1998). O sinal de tensão enviado pelo transdutor é transformado em fluxo de calor e posteriormente multiplicado pela área do gabinete correspondente a cada transdutor para se obter a taxa de transferência de calor (equação 4.2.1). Estas taxas podem ser somadas para se obter a taxa total numa determinada região como a superfície lateral ou a porta do gabinete (equação 4.2.2). Caso se deseje obter o fluxo médio da região, basta dividir a taxa total pela área total da região (equação 4.2.3). Matematicamente, tem-se:

$$q_{ACT} = q_T'' \cdot A_{CT} \quad (4.2.1) \quad q_{Reg} = \sum q_{ACT} \quad (4.2.2) \quad q_{Reg}'' = \frac{q_{Reg}}{A_{Reg}} \quad (4.2.3) \quad (4.2)$$

nas quais q_{ACT} é a taxa de transferência de calor na área correspondente ao transdutor, q_T'' é o fluxo de calor indicado pelo transdutor, A_{CT} é a área correspondente ao transdutor, q_{Reg} é a taxa total de transferência de calor na região, A_{Reg} é a área da região e q_{Reg}'' é o fluxo médio de calor na região.

Para se determinar a capacidade de refrigeração e o fluxo de calor médio no evaporador se procede de maneira semelhante. No entanto, por se tratar de uma área única, os cálculos são ainda mais simples. Basta efetuar a média dos fluxos de calor fornecidos por cada transdutor para se obter o fluxo de calor médio no evaporador. Em seguida, calcula-se a capacidade de refrigeração multiplicando o valor obtido pela área total do evaporador.

E, para se avaliar o coeficiente de performance (COP) real de todo o sistema integrado, divide-se o valor da capacidade de refrigeração pela potência consumida pelo compressor que também é monitorada de forma instantânea. Ou seja:

$$COP = \frac{q_{evap}}{P} \quad (4.3)$$

na qual q_{evap} é a capacidade de refrigeração e P é a potência consumida pelo compressor.

4.5 - RADIAÇÃO E CONVECÇÃO NO EVAPORADOR

Para se obter separadamente os fluxos de calor por radiação e por convecção no evaporador desenvolveu-se um método simples que é apresentado a seguir. A radiação térmica, ao contrário da condução e da convecção, não exige a presença de um meio sólido ou fluido para se propagar, logo, o ideal é um ambiente onde haja vácuo. Todas as formas de matéria (sólidos, líquidos e gases) que estejam a uma temperatura superior ao zero absoluto emitem radiação em todas as direções e a soma desta radiação total é denominada irradiação. Quando a irradiação incide sobre uma superfície, parte desta energia é refletida, outra é absorvida e uma parcela é transmitida através da superfície.

Nos refrigeradores domésticos as superfícies internas do gabinete e o próprio ar irradiam calor para o evaporador que, por sua vez, reflete parte desta energia e absorve o restante (não ocorre transmissão, pois o evaporador é opaco). A parcela absorvida pode ser calculada mediante a seguinte expressão:

$$q''_{abs} = \alpha \cdot q''_{rad} \quad (4.4)$$

na qual q''_{abs} representa o fluxo de calor radiativo absorvido pelo evaporador, q''_{rad} é o fluxo de calor por radiação total incidente sobre o evaporador e α é a absortividade da superfície.

Foram utilizados três transdutores de fluxo de calor sendo dois com pequenas modificações em suas superfícies. Um foi pintado com tinta negra e outro recoberto com uma película de alumínio. A absortividade da tinta negra, de acordo com o fabricante, é 0,95 e a da folha de alumínio é 0,15 de acordo com tabelas de propriedades termofísicas (Incropera & de Witt, 1992). Desta forma, estabeleceu-se o seguinte sistema de equações:

$$q''_{Al} = \alpha_{Al} \cdot q''_{rad} + q''_{conv} = 0,15 \cdot q''_{rad} + q''_{conv} \quad (4.5)$$

$$q''_N = \alpha_N \cdot q''_{rad} + q''_{conv} = 0,95 \cdot q''_{rad} + q''_{conv}$$

no qual q''_{Al} é o fluxo de calor medido pelo transdutor com película de alumínio, α_{Al} é a absorptividade da película de alumínio, q''_{conv} é o fluxo de calor devido à convecção, q''_N é o fluxo de calor medido pelo transdutor pintado com tinta negra e α_N é a absorptividade da tinta negra.

Manipulando o sistema de equações anterior (4.5) obtém-se:

$$q''_{conv} = 1,1875 \cdot q''_{Al} - 0,1875 \cdot q''_N \quad \text{e} \quad q''_{rad} = 1,25 \cdot (q''_N - q''_{Al}) \quad (4.6)$$

É importante ressaltar que, como o evaporador é de cor branca e a sua absorptividade não é conhecida, os valores indicados por q''_{Al} e q''_N não têm relação direta com o fluxo de calor absorvido pelo evaporador. Eles apenas indicam os fluxos de calor absorvidos especificamente pelos dois transdutores, pois as suas superfícies são diferentes da superfície do evaporador e dos transdutores de fluxo de calor convencionais também pintados de branco.

A soma de q''_{conv} e q''_{rad} , portanto, não indica o fluxo total de calor absorvido pelo evaporador. A convecção incidente é a mesma, mas a radiação absorvida, conforme já comentado, é diferente de q''_{rad} . Estes valores apenas indicam a transferência de calor que as vizinhanças incidem sobre o evaporador. Para se avaliar o fluxo de calor radiativo absorvido pelo evaporador é necessária a utilização de um terceiro transdutor de fluxo de calor pintado com a mesma cor do evaporador. Este transdutor indicará o fluxo de calor total absorvido pelo evaporador e, descontando a parcela convectiva (q''_{conv}), obtém-se a parcela radiativa absorvida pelo evaporador (q''_{abs}). Matematicamente tem-se:

$$q''_{abs} = q''_{evap} - q''_{conv} \quad (4.7)$$

na qual q''_{evap} é o fluxo de calor total absorvido pelo evaporador medido pelo transdutor de cor branca.

5. EXPERIMENTOS E ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados maiores detalhes da instrumentação utilizada em cada um dos testes descritos anteriormente juntamente com os resultados e as análises pertinentes.

5.1 - CARACTERIZAÇÃO DO SISTEMA ORIGINAL

Os primeiros testes tiveram o objetivo de caracterizar o sistema original. Nesta fase, o sistema foi instrumentado apenas com termopares e transdutores de tensão, corrente e potência. Os termopares foram instalados nas posições indicadas pelos pontos 1 a 18 na figura 5.1. Os termopares numerados de 7 a 18 foram fixados diretamente sobre as superfícies com fita adesiva e pasta térmica e os de 1 a 6 foram inseridos dentro de pequenos cilindros de cobre. A temperatura do ar externo foi avaliada por termopares também inseridos em cilindros de cobre seguindo a distribuição empregada por Silva (1998).

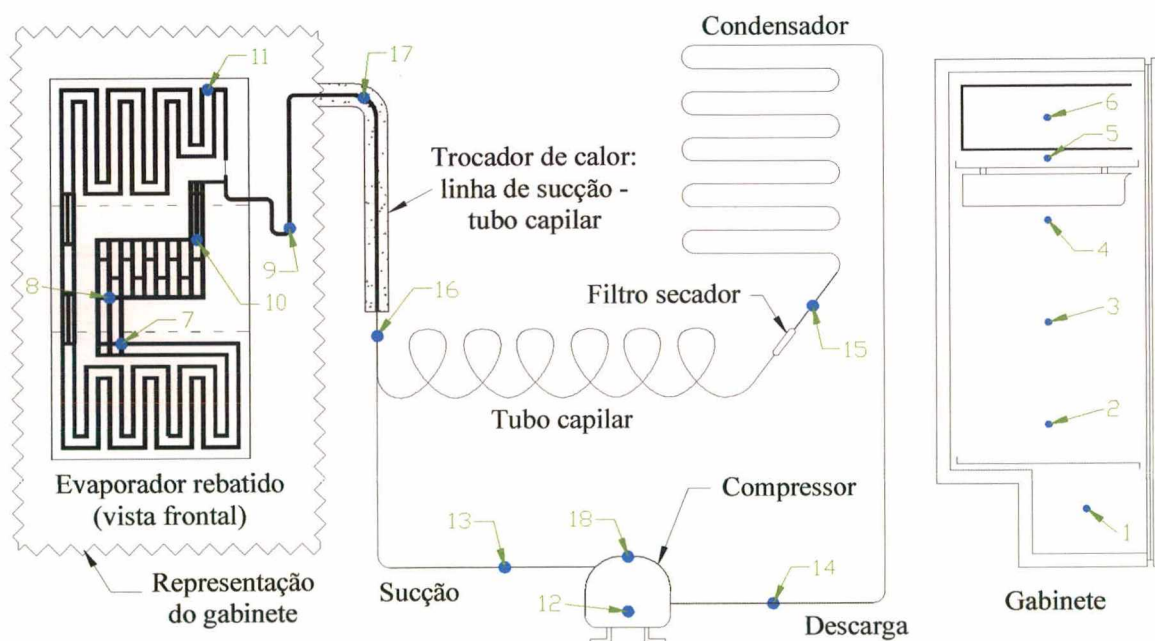


Figura 5.1 – Posição dos termopares no sistema e no gabinete.

5.1.1 - Teste de “pull down” a 43°C

O primeiro teste realizado foi um teste de “pull down” com temperatura externa igual a 43°C. Neste teste, assim como em todos os outros, percebe-se a presença de picos de corrente e, conseqüentemente, de potência imediatamente após a partida do compressor. Estes picos são causados pela inércia dos componentes móveis do compressor e pelo óleo lubrificante que, neste momento, ainda não se localiza nas regiões desejadas e não possui a viscosidade adequada.

No entanto, estes picos, conhecidos por picos de partida, serão desconsiderados neste trabalho. Os valores de pico, referenciados na tabela 5.1, representam os valores máximos das variáveis após o transiente de partida (não necessariamente no mesmo instante de tempo). Esta tabela também mostra os valores das variáveis na quarta hora de teste (média dos 5 minutos anteriores) e no regime estabilizado após a vigésima quarta hora de teste (média dos 60 minutos anteriores).

Da tabela 5.1, verifica-se que a potência de pico atinge um valor de 160,1 W e, na condição de regime permanente, se reduz para 86,2 W. Constata-se também que as temperaturas internas do resfriador (média entre T01 a T04) e do congelador (média entre T05 e T06) atingem, respectivamente na condição de regime permanente, os valores de 5,4°C e -12,5°C.

A figura 5.2 mostra a variação da potência consumida pelo compressor ao longo do tempo. Percebe-se claramente que as variações tornam-se mínimas após, aproximadamente, 6 horas de funcionamento, nesta e nas demais figuras (razão pela qual limitou-se a escala de tempo em 12 horas).

A figura 5.3 mostra a variação das temperaturas do ar no interior do refrigerador. Pode-se perceber uma certa defasagem entre o início do teste e o início do decaimento das temperaturas devido à inércia térmica do ar no interior do refrigerador. Este efeito é mais perceptível no termopar T01, pois este situa-se mais distante do evaporador. Pelo mesmo motivo é também nesta região, correspondente à gaveta de verduras, onde se verifica a maior temperatura no interior do refrigerador. A menor temperatura estabelece-se entre a bandeja e o evaporador (T05) e não no interior no congelador (T06) como, em princípio, se poderia imaginar. Isto se deve à presença de ar frio proveniente do congelador que, por ser mais denso, desce das regiões superiores e fica estagnado nesta região. Nota-se também que praticamente não ocorre estratificação térmica na região intermediária do gabinete (T02, T03 e T04), ou seja; essas temperaturas são semelhantes durante todo o período de teste.

Tabela 5.1 - Resultado do teste de “pull down” a 43°C.

Parâmetros avaliados		Unidade	Picos	4 horas	24 horas
Tensão		V	225,6	222,7	221,4
Corrente		A	0,87	0,58	0,57
Potência		W	160,1	89,6	86,2
Temperatura no topo do compressor (T18)		°C	97,7	93,5	91,9
Temperatura no fundo do compressor (T12)		°C	94,1	88,8	87,0
Temperatura na descarga do compressor (T14)		°C	104,1	96,6	94,7
Temperatura na sucção do compressor (T13)		°C	57,2	51,1	50,6
Temperatura na saída do condensador (T15)		°C	68,9	57,9	57,1
Temperatura de evaporação (média)		°C	44,6	-20,2	-21,5
Temperatura 150 mm antes do acumulador (T07)		°C	44,6	-20,6	-21,9
Temperatura na entrada do evaporador (T11)		°C	44,6	-19,5	-20,8
Temperatura na entrada do acumulador (T08)		°C	44,5	-20,7	-22,1
Temperatura na saída do acumulador (T10)		°C	44,6	-20,2	-21,3
Temperatura no trocador de calor	Interno (T09)	°C	44,5	17,2	16,4
	Externo (T17)	°C	44,2	26,0	25,3
	Após isolamento (T16)	°C	45,9	35,2	34,7
Temperatura na gaveta de verduras (T01)		°C	43,0	14,1	10,1
Temperatura no fundo do gabinete (T02)		°C	43,0	5,5	3,3
Temperatura no meio do gabinete (T03)		°C	43,1	6,2	3,9
Temperatura no topo do gabinete (T04)		°C	43,1	6,4	4,1
Temperatura abaixo do evaporador (T05)		°C	43,5	-13,0	-14,7
Temperatura no centro geométrico do congelador (T06)		°C	43,9	-8,3	-10,2
Temperatura externa frontal (T_{front})		°C	43,6	43,2	43,0
Temperatura externa esquerda (T_{esq})		°C	43,0	42,6	42,3
Temperatura externa direita (T_{dir})		°C	42,9	42,5	42,2
Temperatura externa superior (T_{sup})		°C	43,4	42,8	42,6
Temperatura externa posterior (T_{post})		°C	47,0	45,7	45,6
Temperatura externa do gabinete (média)		°C	43,9	43,4	43,2
Temperatura interna do gabinete (média)		°C	43,2	1,8	-0,6
Tempo de “pull down” (7°C)		h	2,30		

Os perfis de temperatura nas regiões mais quentes do sistema estão apresentados na figura 5.4. Observa-se que as temperaturas no passador de descarga (T14), no topo (T18) e no fundo do compressor (T12) apresentam comportamentos bem semelhantes. Estas regiões se aquecem rapidamente em função da elevação da temperatura do fluido

refrigerante durante o processo de compressão. No passador de sucção (T13) e na saída do condensador (T15), os comportamentos são diferentes dos anteriores, porém, semelhantes entre si. Na saída do condensador, ocorre inicialmente um aumento brusco da temperatura devido à presença de fluido refrigerante superaquecido proveniente do compressor. Esta curva sofre uma inflexão quando inicia o processo de condensação. No passador de sucção, a temperatura também cresce bruscamente no início devido ao aquecimento da tubulação que está em contato com o compressor, porém, decresce ao ser resfriada posteriormente pelo fluido refrigerante vindo do evaporador.

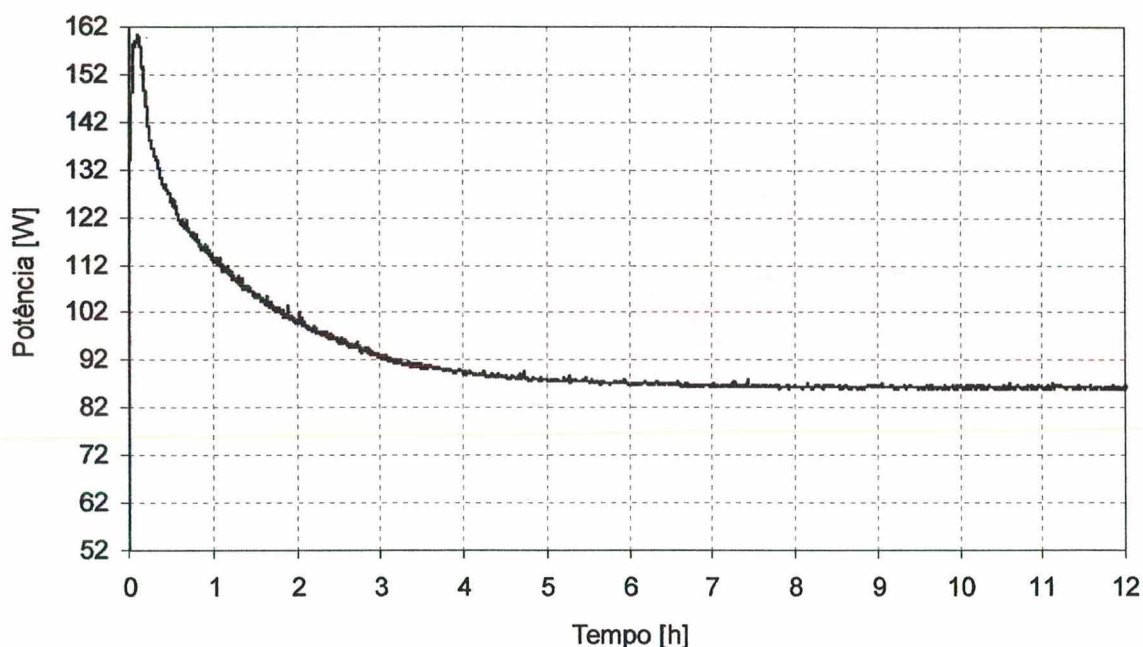


Figura 5.2 – Potência consumida pelo compressor no teste de “pull down” a 43°C.

As outras temperaturas do sistema são mostradas na figura 5.5. Optou-se por não mostrar as temperaturas em cada ponto do evaporador, pois elas apresentam comportamento e valores muito próximos. A temperatura do evaporador (T_{evap}) foi, então, calculada pela média das temperaturas T07, T08, T10 e T11. Percebe-se que esta temperatura decai rapidamente com o tempo indicando que o processo de evaporação começa assim que o compressor é acionado. A variação da temperatura do refrigerante ao longo da linha de sucção (T09, T17 e T16), na região do trocador de calor, deve-se à troca de calor com o fluido refrigerante à alta pressão e temperatura escoando no interior do tubo capilar.

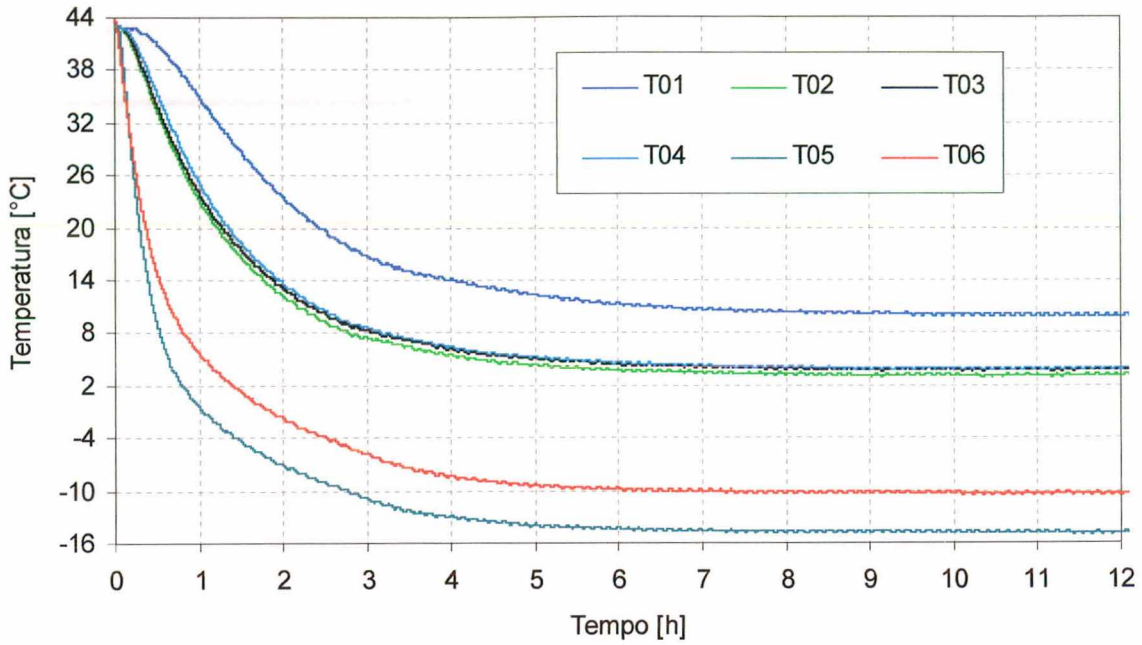


Figura 5.3 – Temperaturas internas do gabinete no teste de “pull down” a 43°C.

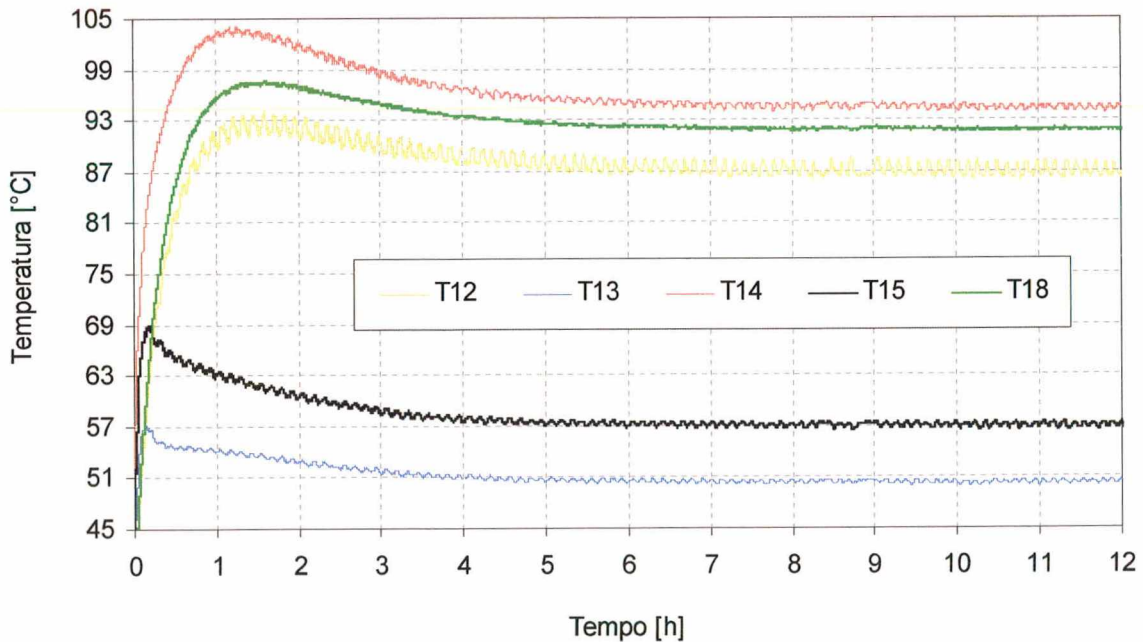


Figura 5.4 – Temperaturas das regiões do condensador e compressor no teste de “pull down” a 43°C.

A figura 5.6 mostra a variação das temperaturas externas ao gabinete. Nota-se que, no início, todas as temperaturas sofrem uma certa oscilação devido ao rápido aquecimento dos componentes do sistema (condensador e compressor) que acabam

afetando a estabilização da temperatura da câmara de testes. Obviamente a região mais sensível neste regime transiente é a indicada pelo termopar T_{post} (região posterior), pois este termopar localiza-se exatamente acima do condensador. As pequenas oscilações de temperatura, em todas as posições, devem-se à ação do sistema de controle da câmara.

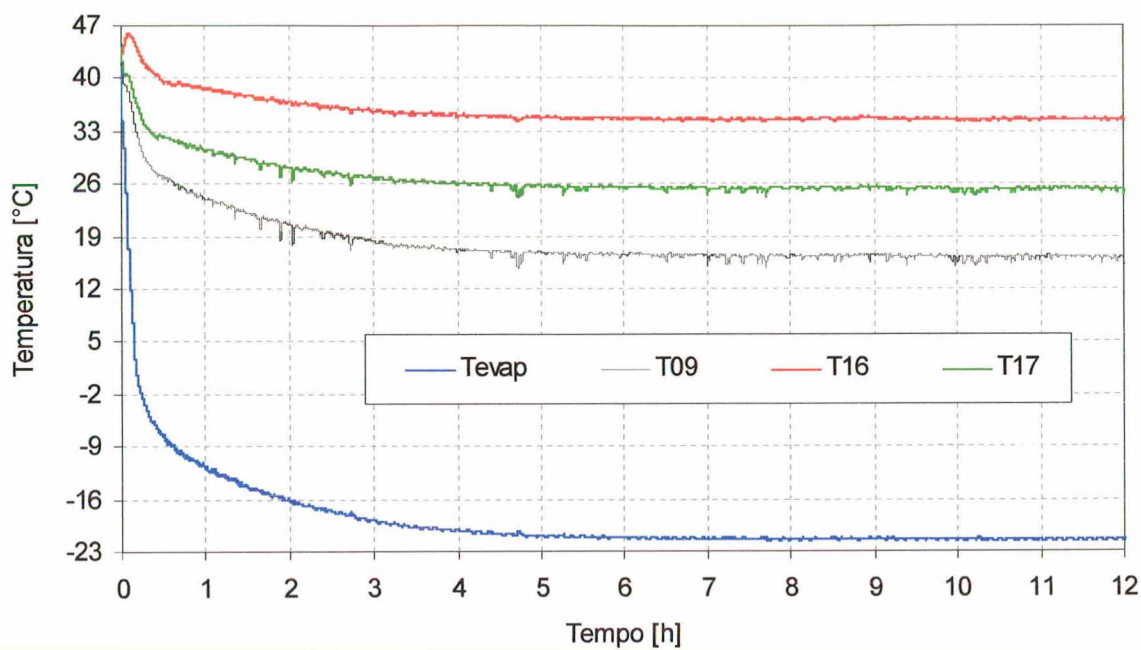


Figura 5.5 – Temperaturas do evaporador e do trocador de calor no teste de “pull down” a 43°C.

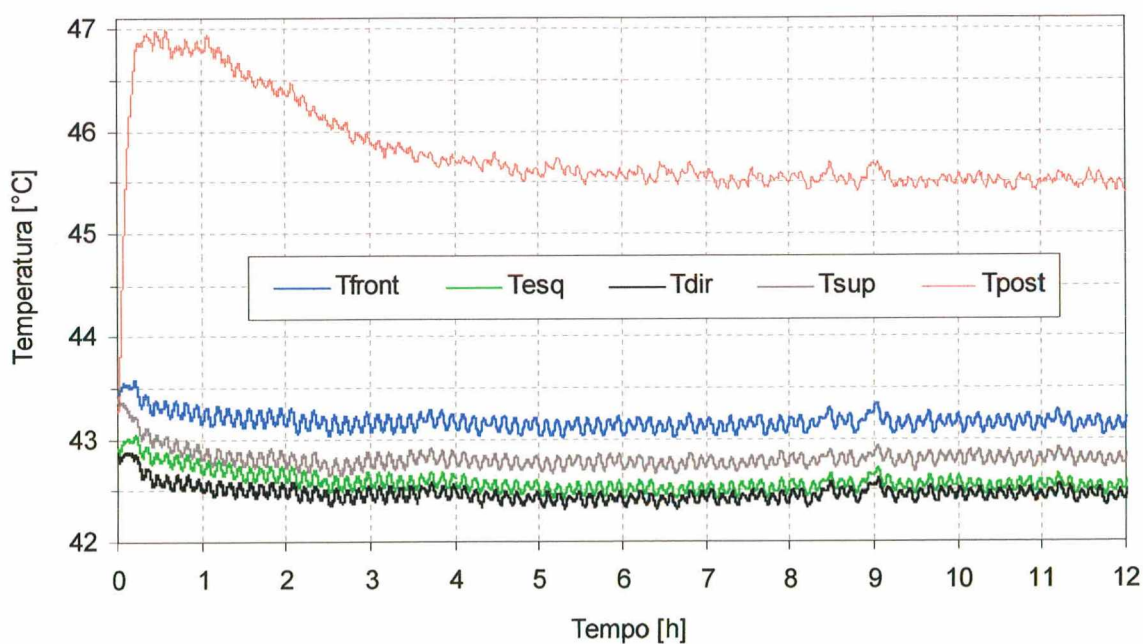


Figura 5.6 – Temperaturas externas ao gabinete no teste de “pull down” a 43°C.

5.1.2 - Teste de consumo de energia

O segundo teste realizado foi o de consumo de energia no qual se arbitrou uma posição qualquer no termostato de modo a se obter uma operação cíclica do sistema. Esta posição do termostato ocasionou uma temperatura média no interior do refrigerador (T01 a T06) de $0,9^{\circ}\text{C}$ enquanto que a temperatura externa foi mantida em 32°C . Quando os ciclos se apresentaram constantes, após aproximadamente 2 dias, os sinais dos parâmetros de interesse foram então gravados por 24 horas. Apesar de todo este período de gravação, as figuras a seguir mostram apenas uma hora de operação para melhor visualização do comportamento das variáveis.

A variação da potência consumida pelo compressor ao longo do tempo é mostrada na figura 5.7. Pode-se observar um crescimento abrupto da potência imediatamente após a partida do compressor, conforme já verificado no teste de “pull down” (ver figura 5.2). A potência, depois do pico, tende para o valor de regime permanente, entretanto, não chegando a atingi-lo devido à ação do termostato que interrompe a operação do compressor.

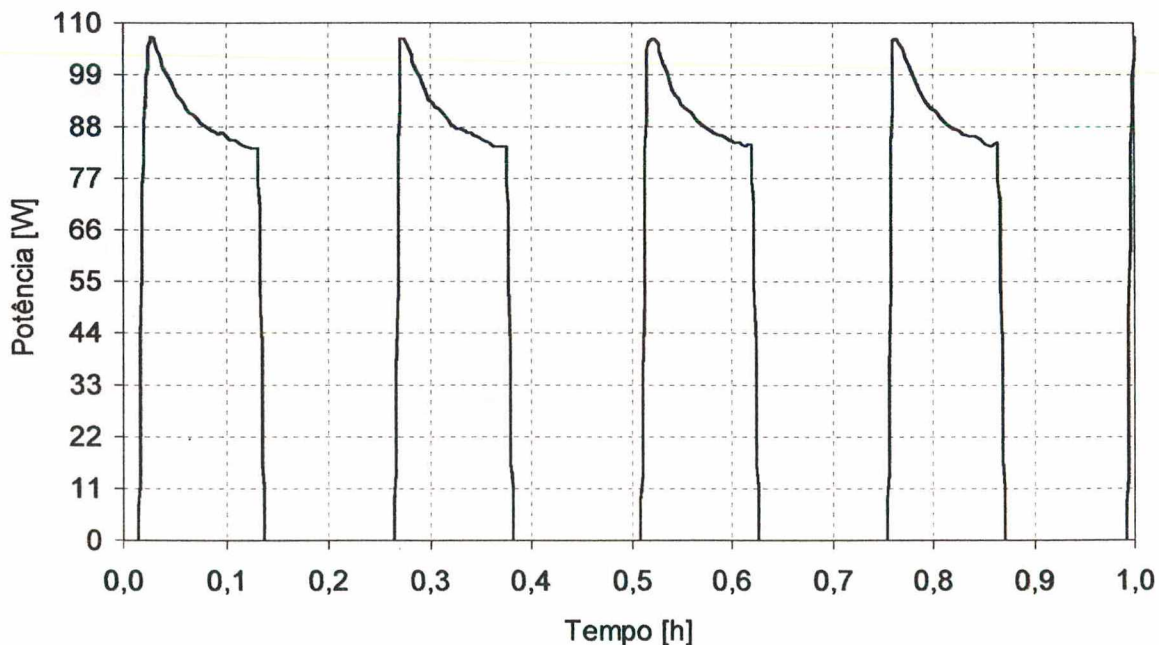


Figura 5.7 – Potência consumida pelo compressor no teste de consumo de energia.

A integração das curvas de potência em função do tempo fornece o consumo de energia do refrigerador que, neste caso, atingiu $28,5 \text{ kWh/mês}$. A tabela 5.2 mostra o

consumo em cada um dos 12 ciclos ocorridos num período de, aproximadamente, 2,9 horas.

Tabela 5.2 - Resultado do teste de consumo de energia.

Ciclo	Consumo [Wh]	Consumo nos 12 ciclos [Wh]	Consumo em 24 h [Wh/dia]	Consumo em 1 mês [kWh/mês]
1	9,7	115,0	950,3	28,5
2	9,2			
3	9,7			
4	10,1			
5	10,2			
6	9,2			
7	9,6			
8	9,2			
9	9,7			
10	9,2			
11	9,6			
12	9,7			

A variação das temperaturas do ar no interior do refrigerador é mostrada na figura 5.8. Verifica-se que as temperaturas T05 e T06 oscilam mais que as outras devido à proximidade do evaporador sendo, portanto, mais sensíveis aos ciclos do compressor e, conseqüentemente, à variação da taxa de transferência de calor no evaporador. Conforme visto no teste de “pull down”, não se observam diferenças significativas entre as temperaturas T02, T03 e T04.

A figura 5.9 mostra a variação das temperaturas T12 a T15 e T18 (ver figura 5.1). Os pontos T12 e T18 têm sua temperatura elevada e abaixada sincronizadamente com os ciclos do compressor por estarem medindo justamente a temperatura da sua carcaça. O ponto T14 é o que sofre a maior variação por causa da presença ou ausência do vapor superaquecido na tubulação de descarga. De uma maneira geral, pode-se constatar que todas as temperaturas variam conforme o acionamento do compressor que é responsável por todas as alterações térmicas do sistema.

A figura 5.10 mostra as variações da temperatura do evaporador e da temperatura ao longo do trocador de calor. Com exceção da variação cíclica, o comportamento é semelhante ao observado no teste de “pull down”. Nota-se também que a temperatura do

evaporador acompanha perfeitamente os ciclos do compressor por sofrer ação direta da pressão de sucção.

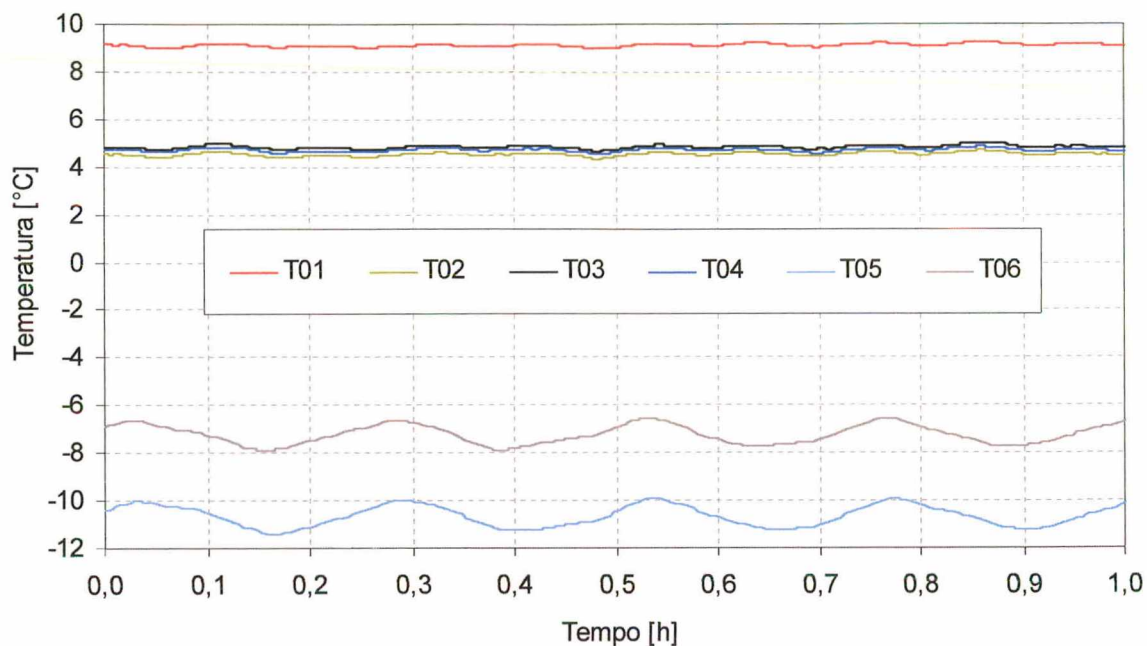


Figura 5.8 – Temperaturas internas do gabinete no teste de consumo de energia.

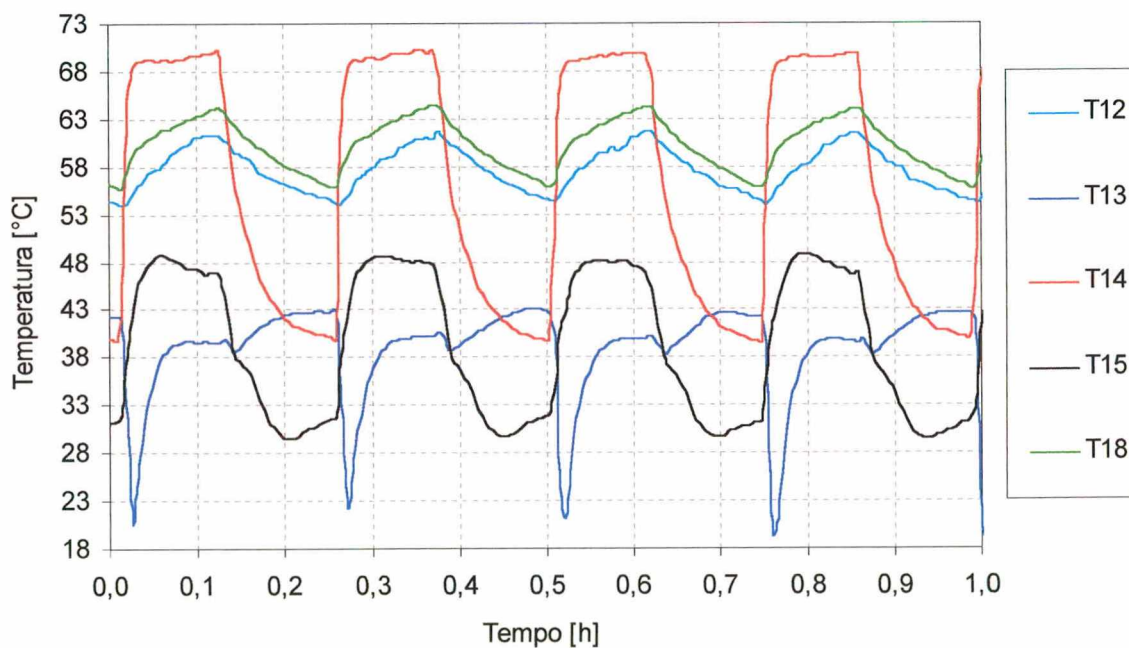


Figura 5.9 – Temperaturas das regiões do condensador e compressor no teste de consumo de energia.

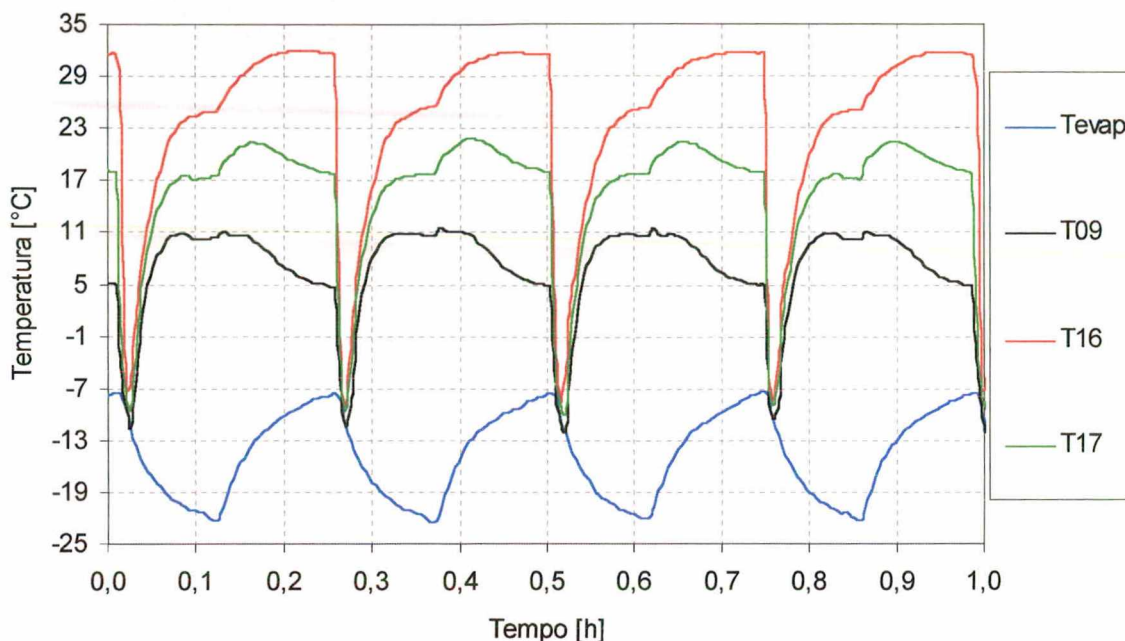


Figura 5.10 – Temperaturas do evaporador e do trocador de calor no teste de consumo de energia.

5.1.3 - Teste de “UA” (fluxo reverso)

O refrigerador, deste momento em diante, passou a ser instrumentado com transdutores de fluxo de calor fixados sobre a parede externa do gabinete. Dados deste teste são apresentados na tabela 5.3. Nela constam os valores médios, máximos e mínimos das temperaturas envolvidas e da tensão aplicada às resistências elétricas com os conseqüentes valores de corrente elétrica e potência dissipada.

A temperatura média do ar no interior do gabinete (T01 a T06) atingiu o valor de 57,1°C e a temperatura média do ar externo (T_{front} , T_{esq} , T_{sup} e T_{dir}) estabeleceu-se em 32,1°C (ΔT de 25,0°C). Como a potência média dissipada durante o teste foi de 40,5 W, obteve-se o valor de “UA” de 1,62 W/°C.

Este valor fornece uma idéia do nível de isolamento térmico do refrigerador, mas não apresenta informações a respeito da distribuição de fluxo de calor nas diversas superfícies do gabinete. Tal distribuição pode ser estabelecida utilizando-se transdutores de fluxo de calor convenientemente fixados sobre as superfícies externas do refrigerador. Neste trabalho, distribuiu-se os transdutores de acordo com o esquema mostrado na figura 5.11 que também fornece a denominação de cada transdutor. A transferência de calor foi considerada simétrica em alguns locais a fim de minimizar o número de transdutores. Este

critério foi aplicado na porta, no topo e no fundo do refrigerador. No fundo, porém, utilizou-se a consideração de simetria apenas na região mais afastada do compressor.

Tabela 5.3 - Resultado do teste de “UA”.

		Média	Máximo	Mínimo
Tensão [V]		124,5	125,7	122,8
Corrente [A]		0,34	0,34	0,33
Potência [W]		40,5	41,2	39,5
Temperaturas [°C]	T01	55,7	57,1	55,8
	T02	56,6		56,7
	T03	56,8		56,9
	T04	57,3		57,4
	T05	57,8		57,9
	T06	58,6		58,7
	T _{front}	32,1	32,1	32,2
	T _{esq}	32,2		32,2
	T _{sup}	32,0		32,1
	T _{dir}	32,2		32,3

Na vista lateral, percebe-se a presença de dois transdutores sobre a gaxeta e de vários outros sobre a parede. Apenas a parede lateral direita foi instrumentada de acordo com o critério de simetria adotado. Não se aplicou a consideração de simetria para a região posterior devido à presença do condensador e do trocador de calor tubo capilar - linha de sucção no lado esquerdo desta superfície. A vista inferior mostra um transdutor na gaxeta, quatro no fundo e seis numa outra superfície chamada de cavidade do compressor. Esta região recebeu um tratamento diferenciado, com doze transdutores, devido à presença do compressor que é uma grande fonte de calor para o gabinete. Obviamente a preocupação em relação ao condensador, compressor e trocador de calor tubo capilar - linha de sucção não é procedente neste teste, entretanto, se justifica em testes posteriores. No topo do refrigerador foram fixados três transdutores sobre a superfície e um sobre a gaxeta.

As indicações dos transdutores de fluxo de calor, agrupados por regiões, são mostradas na tabela 5.4. Deve-se ressaltar que cada transdutor é associado a uma área de atuação específica a ser determinada pelo experimentador em função da geometria do gabinete. Nesta tabela verifica-se que os transdutores indicam uma taxa de transferência de calor de 41,7 W (valor superior em 1,2 W em relação à potência liberada pelas resistências

elétricas). Esta discrepância pode ser perfeitamente explicada pelas incertezas experimentais e, principalmente, pela dificuldade de se associar uma área a cada transdutor. A partir destes dados torna-se possível obter ainda a distribuição da taxa de transferência de calor através das diversas superfícies, conforme mostrado na figura 5.12.

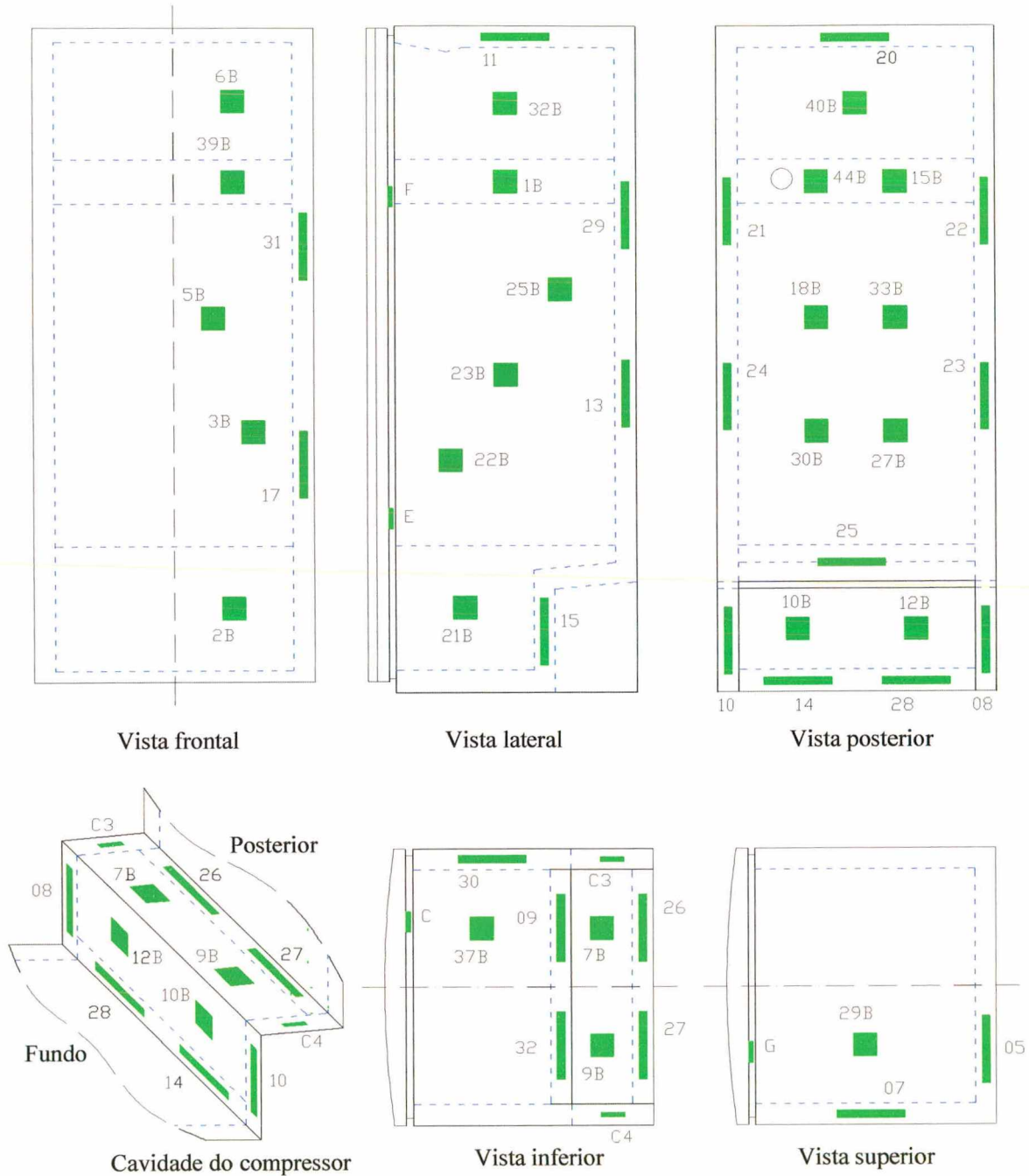


Figura 5.11 – Posição dos transdutores de fluxo de calor no gabinete.

Tabela 5.4 - Distribuição de fluxo de calor no teste de fluxo reverso.

	Transdutor	q" [W/m ²]	Área [m ²]	q [W]	q _{Reg} [W]	q" médio [W/m ²]	% do q total
Topo	29B	10,66	0,235	2,50	3,0	9,8	7,1
	05	7,86	0,025	0,19			
	07	6,00	0,044	0,26			
Gaxeta	C	10,34	0,008	0,09	0,3	5,8	0,8
	G	8,68	0,008	0,07			
	E	2,63	0,042	0,18			
	F	5,95					
Lateral (Apenas um lado)	11	8,23	0,022	0,18	8,2 (x2)	11,9	19,8 (x2)
	29	7,03	0,052	0,36			
	13	6,89					
	15	6,73	0,033	0,23			
	32B	13,78	0,113	1,56			
	1B	14,38	0,044	0,64			
	25B	11,78	0,344	4,25			
	23B	12,51					
	22B	12,85					
	21B	11,95					
Fundo	37B	13,36	0,147	1,96	2,4	11,8	5,6
	30	6,95	0,028	0,20			
	09	8,52	0,012	0,11			
	32	7,06	0,012	0,09			
Cavidade do compressor	7B	15,17	0,033	0,50	2,8	11,6	6,6
	9B	13,44	0,033	0,44			
	C3	13,12	0,008	0,10			
	C4	10,63	0,008	0,08			
	27	8,03	0,011	0,09			
	26	7,33	0,011	0,08			
	08	8,87	0,010	0,09			
	10	5,95	0,010	0,06			
	14	6,34	0,013	0,08			
	28	5,58	0,013	0,07			
	10B	13,68	0,044	0,60			
	12B	12,74	0,044	0,56			
Posterior	24	2,09	0,053	0,16	7,8	11,0	18,8
	21	3,79					
	20	9,57	0,025	0,24			
	22	1,46	0,053	0,11			
	23	2,87					
	25	11,84	0,040	0,47			
	40B	13,71	0,122	1,67			
	44B	13,51	0,022	0,30			
	15B	13,35	0,024	0,32			
	18B	12,50	0,370	4,55			
	33B	12,24					
	30B	12,22					
27B	12,23						
6B	9,32	0,127			1,18		
Porta	39B	12,01	0,048	0,57	9,0	10,7	21,5
	5B	11,53	0,370	4,24			
	3B	11,36					
	2B	12,86	0,135	1,73			
	17	8,47	0,154	1,23			
	31	7,46					
	Total	-	3,730	41,7			

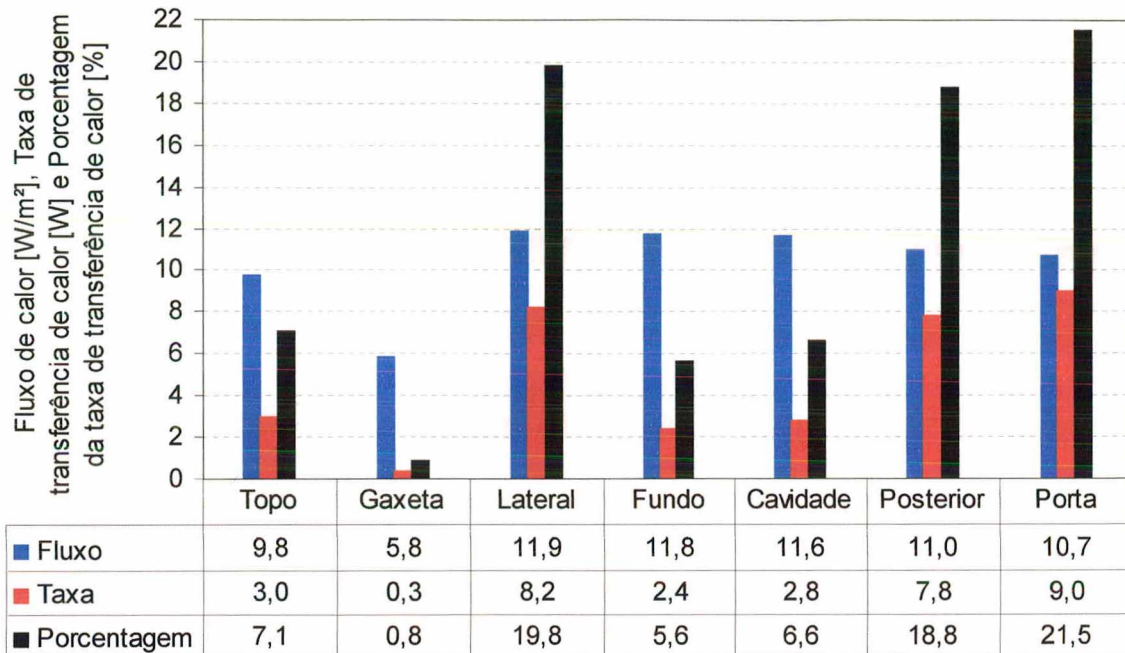


Figura 5.12 – Distribuição da taxa e fluxo de calor no teste de fluxo reverso.

A figura 5.12 mostra que a região mais crítica, em relação à taxa de transferência de calor, é a porta (21,5% do total). Observa-se também que o fluxo de calor é praticamente uniforme em todas as regiões, com exceção da gaxeta (ver distribuição de fluxo de calor na mesma figura). A gaxeta é responsável por apenas 0,8% da taxa de transferência de calor total. Deve-se lembrar que não foi quantificado neste experimento qualquer efeito dos flanges da porta e da parede (isto só ocorreria caso as indicações dos transdutores fossem inferiores à potência liberada pelas resistências elétricas).

É importante enfatizar que os resultados anteriores referem-se a um teste de fluxo reverso, ou seja; com interior do refrigerador aquecido e sem estratificação térmica significativa. Para aproximar os resultados de uma aplicação real torna-se necessário a realização de testes semelhantes, mas com o sistema de refrigeração em funcionamento, o que será explorado a seguir. Desta maneira, será possível analisar a influência de diversos fatores como: estratificação térmica acentuada, presença de fontes de calor (compressor e condensador) e maior vedação na gaxeta devido à menor pressão no interior do gabinete que é provocada pela baixa temperatura.

5.2 - TESTE DE “PULL DOWN” COM TRANSDUTORES DE PRESSÃO

Após a avaliação do refrigerador na condição original abriu-se o sistema para que fossem instalados os transdutores de pressão nas linhas de sucção e descarga. Em seguida carregou-se o sistema com 95,4 gramas de HFC-134a (praticamente a carga nominal).

Foi realizado, então, um novo teste de “pull down” a 43°C quando verificou-se que o comportamento do sistema manteve-se praticamente inalterado (ver tabela 5.5). Neste caso, entretanto, foram obtidas as variações das pressões de sucção e descarga ao longo do tempo, conforme pode ser observado na figura 5.13. Observando esta figura e a figura 5.2 verifica-se que os picos de potência e de pressão de descarga ocorrem no mesmo instante de tempo devido à influência da pressão sobre o trabalho de compressão.

Tabela 5.5 - Resultado do teste de “pull down” a 43°C com transdutores de pressão.

Parâmetros avaliados		Unidade	Picos	4 horas	24 horas
Tensão		V	225,2	221,9	219,4
Corrente		A	0,85	0,58	0,57
Potência		W	154,2	88,9	85,6
Temperatura no topo do compressor (T18)		°C	95,5	91,8	90,1
Temperatura no fundo do compressor (T12)		°C	91,6	87,7	86,2
Temperatura na descarga do compressor (T14)		°C	102,3	96,0	94,2
Temperatura na sucção do compressor (T13)		°C	53,6	50,1	49,7
Temperatura na saída do condensador (T15)		°C	66,4	56,4	55,8
Temperatura de evaporação (média)		°C	44,0	-19,9	-21,1
Temperatura na entrada do evaporador (T11)		°C	44,0	-19,5	-20,8
Temperatura na entrada do acumulador (T08)		°C	43,9	-19,8	-21,0
Temperatura na saída do acumulador (T10)		°C	44,0	-20,3	-21,6
Temperatura no trocador de calor	Interno (T09)	°C	44,1	16,7	15,7
	Externo (T17)	°C	43,8	26,0	25,2
	Após isolamento (T16)	°C	44,0	34,3	33,8
Temperatura externa do gabinete (média)		°C	44,2	43,8	43,8
Temperatura interna do gabinete (média)		°C	42,7	2,8	0,0
Temperatura no centro geométrico do congelador (T06)		°C	43,0	-8,4	-10,2
Temperatura no meio do gabinete (T03)		°C	42,6	8,0	4,9
Pressão de sucção		bar	6,02	1,35	1,30
Pressão de descarga		bar	21,52	16,20	15,88
Pressão equalizada		bar	6,00		
Tempo de “pull down” (7°C)		h	2,41		

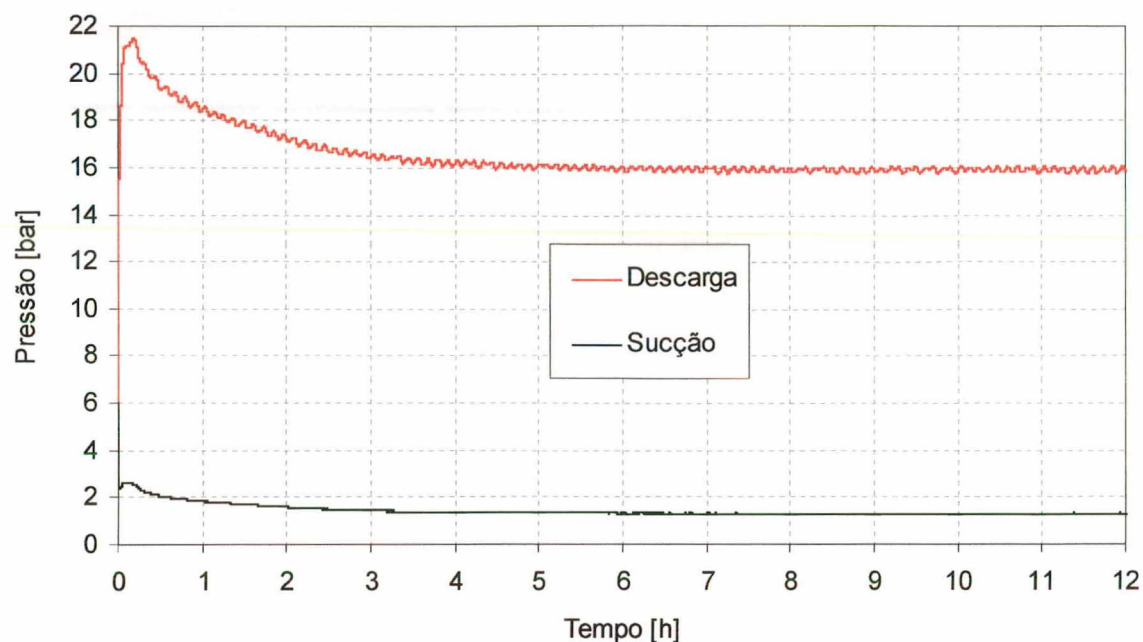


Figura 5.13 – Pressões de sucção e descarga do sistema no teste de “pull down” a 43°C.

5.3 - TESTES CÍCLICOS E DE “PULL DOWN” COM TRANSDUTORES DE FLUXO DE CALOR NO GABINETE

Após a realização dos testes de fluxo reverso partiu-se para a execução de testes com o refrigerador em funcionamento. A instrumentação é essencialmente a mesma dos testes anteriores (ver figura 5.14), mas não são utilizadas resistências elétricas.

Foram realizados dois testes de “pull down”, um a 32°C e outro a 43°C, com o intuito de se avaliar a influência das temperaturas externa e interna do gabinete sobre a distribuição de fluxo de calor. Além destes testes, também foi realizado um teste em regime cíclico semelhante ao teste de consumo de energia.

5.3.1 - Teste de “pull down” a 32°C

A tabela 5.6 mostra os resultados mais relevantes para a análise em questão.

A partir dos transdutores de fluxo de calor, torna-se possível determinar instantaneamente a taxa de transferência de calor para o interior do gabinete, o que é mostrado na figura 5.15. Como a temperatura externa é mantida constante, a variação observada reflete praticamente a variação da temperatura interna. Verifica-se que o sistema atinge a condição de regime permanente após 6 horas de funcionamento quando, então, a taxa de transferência de calor para o interior do gabinete se estabiliza em torno de 56 W.

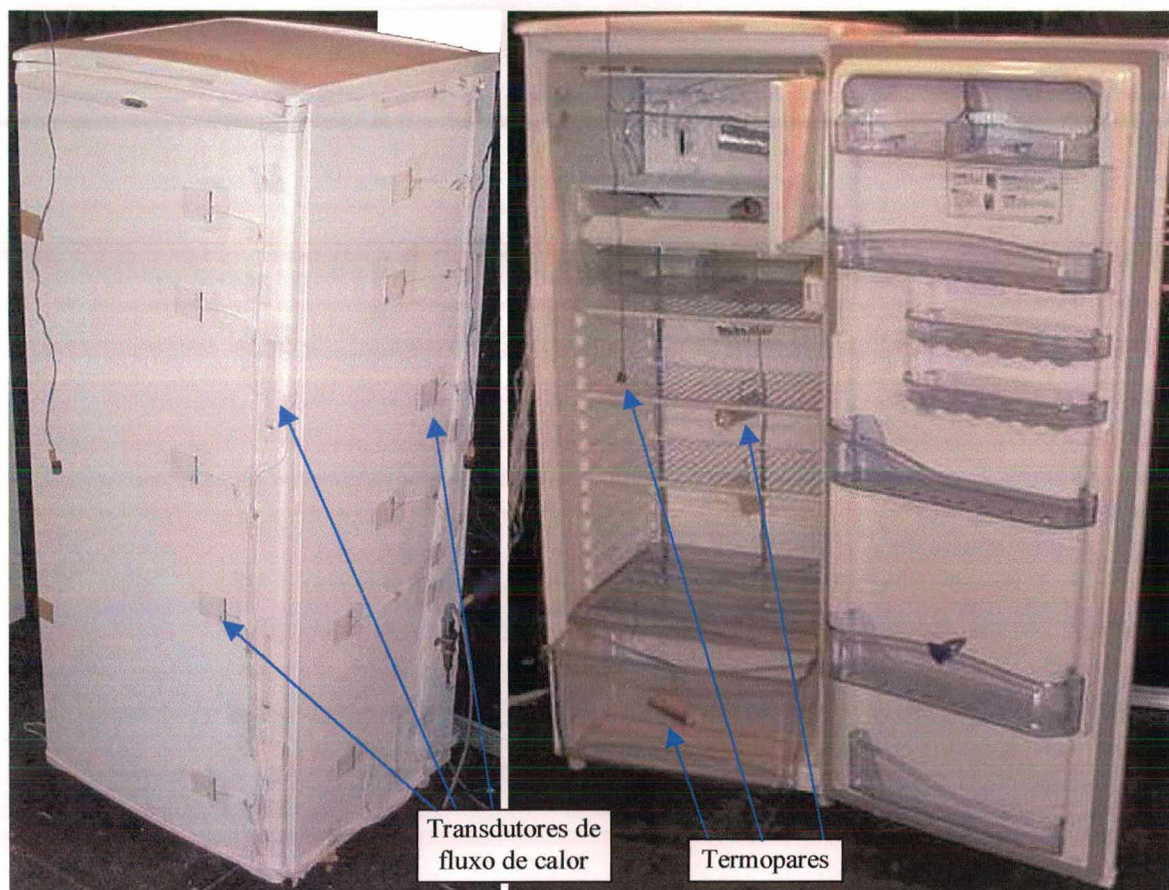


Figura 5.14 – Fotos do refrigerador instrumentado.

Apenas para comparação, apresentou-se também os valores obtidos por meio da expressão “ $UA\Delta T$ ”, na qual “ UA ” refere-se ao valor obtido durante o teste de fluxo reverso e “ ΔT ” às diferenças de temperaturas instantâneas. Pode-se verificar que a tendência mostrada pelas duas curvas é muito semelhante, embora não seja prudente realizar qualquer análise quantitativa devido à elevada estratificação térmica entre as regiões internas do gabinete e às variações de temperatura durante o teste de “pull down”.

Outra análise que poderia ser feita é da variação do fluxo e da taxa de transferência de calor em cada região do gabinete. No entanto, o comportamento destas duas grandezas em cada região é semelhante a que acabou de ser apresentada. A única exceção ocorre na região posterior devido à presença do condensador (ver figura 5.16).

Logo após a partida do sistema a taxa de transferência de calor através da parede posterior atinge um ponto máximo resultante da alta temperatura do condensador e da baixa temperatura superficial da parede. Com o passar do tempo inicia-se o processo de condensação diminuindo a temperatura do condensador. A temperatura superficial da parede, por outro lado, tende a aumentar. Estes dois efeitos combinados provocam a

redução da taxa de transferência de calor até um ponto mínimo quando, então, o decréscimo da temperatura interna do gabinete torna-se dominante e a taxa de transferência de calor volta a crescer até um valor de regime permanente um pouco superior a 15 W.

Tabela 5.6 - Resultado do teste de “pull down” a 32°C.

Parâmetros avaliados	Unidade	Picos	24 horas
Tensão	V	226,4	222,1
Corrente	A	0,72	0,55
Potência	W	122,6	72,8
Taxa de transferência de calor através do gabinete ($UA \cdot \Delta T$)	W	-	64,0
Taxa de transferência de calor através do gabinete (transdutores)	W	-	56,2
Temperatura externa do gabinete (média)	°C	-	32,4
Temperatura interna do gabinete (média)	°C	-	-7,1
Diferença de temperatura ($\Delta T = T_e - T_i$)	°C	-	39,5
Temperatura no centro geométrico do congelador (T06)	°C	-	-15,9
Temperatura abaixo do congelador (T05)	°C	-	-21,1
Temperatura no meio do gabinete (T03)	°C	-	-2,7
Máxima diferença de temperatura interna (T05-T01)	°C	-	24,4
Pressão de sucção	bar	4,63	0,97
Pressão de descarga	bar	15,03	11,34
Pressão equalizada	bar	5,59	
Tempo de “pull down” (7°C)	Hora	1,38	

Do mesmo modo que foi abordado no teste de fluxo reverso avaliou-se também as condições do sistema em regime permanente (ver tabela 5.7 e figura 5.17). Com o sistema em funcionamento, ao contrário do teste de fluxo reverso, a distribuição de fluxo de calor tende a ser desuniforme devido à presença do condensador (região posterior) e do compressor (cavidade do compressor).

A região posterior passa a ser então a região mais crítica, no que se refere à transferência de calor, contribuindo com 27,7% da taxa total para o interior do gabinete (em fluxo reverso a contribuição foi de 18,8%).

Conforme observado no teste de fluxo reverso, a contribuição da gaxeta também mostrou-se irrelevante representando apenas 0,5% da taxa de transferência de calor total. Esta condição está de acordo com outras publicações mundiais, apresentadas na revisão bibliográfica, nas quais também se indica a gaxeta como a região de menor importância

tanto em termos de fluxo como taxa de transferência de calor. Tal comparação é procedente, porquanto, apesar de não se referir ao mesmo sistema e às mesmas condições de teste, o que se está fazendo é uma comparação percentual da contribuição da gaxeta em relação às outras regiões no mesmo sistema e na mesma condição de teste.

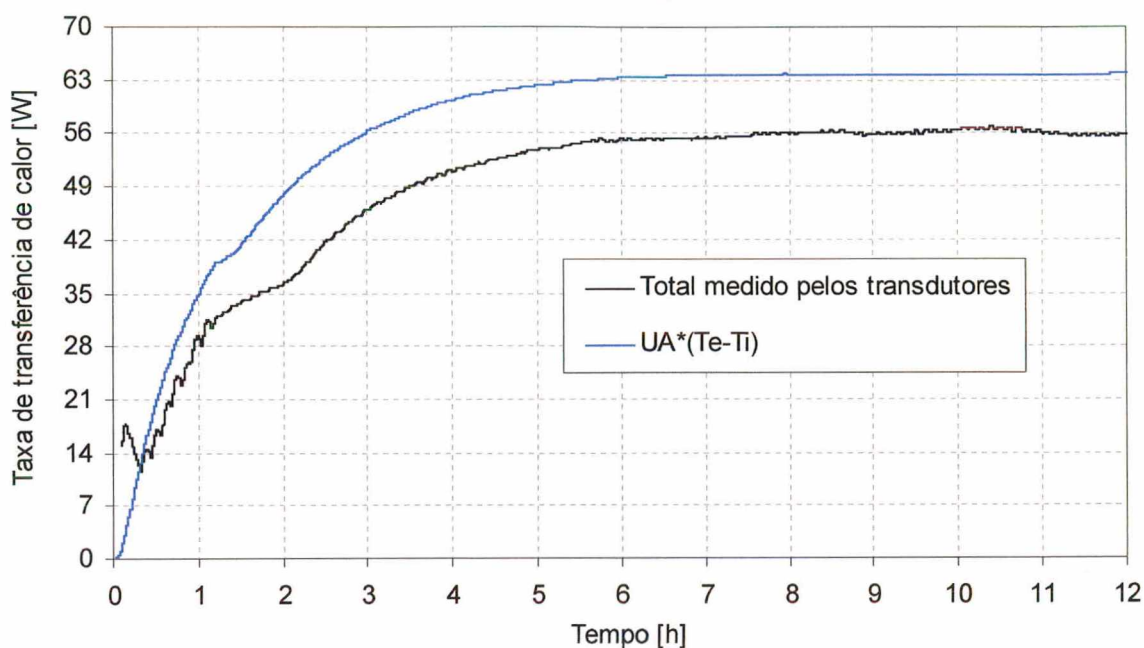


Figura 5.15 – Taxa de transferência de calor através do gabinete no teste de “pull down” a 32°C.

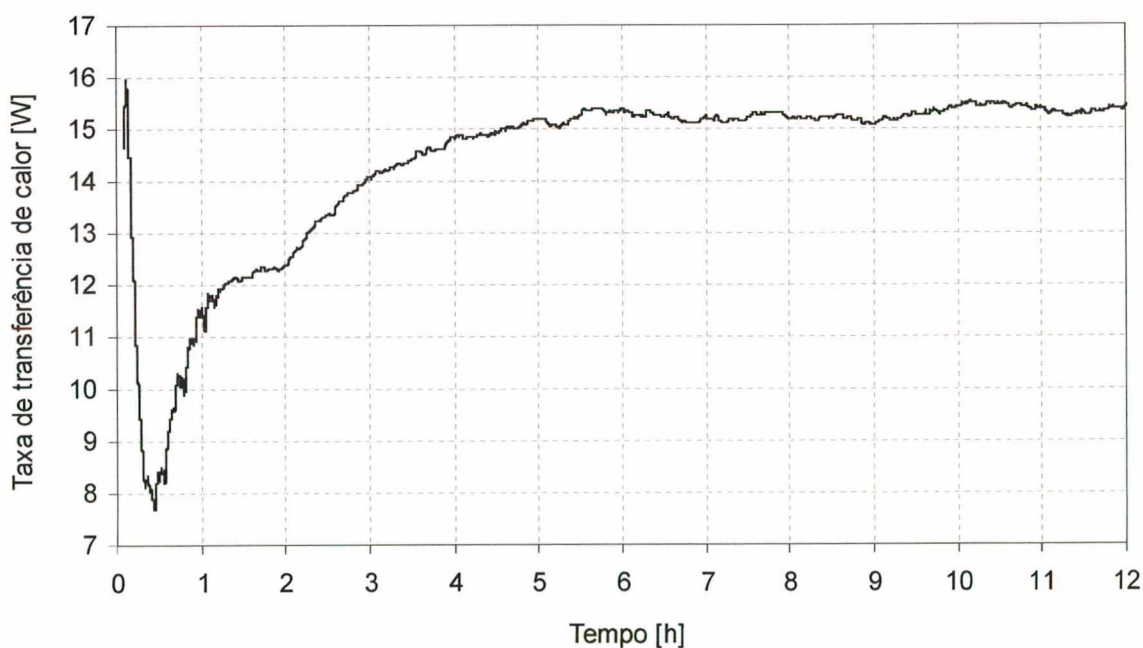


Figura 5.16 – Taxa de transferência de calor na região posterior no teste de “pull down” a 32°C.

Tabela 5.7 - Distribuição de fluxo de calor no teste de "pull down" a 32°C.

	Transdutor	q" [W/m ²]	Área [m ²]	q [W]	q _{Reg} [W]	q" médio [W/m ²]	% do q total
Topo	29B	13,63	0,235	3,20	3,7	12,1	6,6
	05	9,54	0,025	0,24			
	07	5,61	0,044	0,25			
Gaxeta	C	18,34	0,008	0,15	0,3	4,8	0,5
	G	5,86	0,008	0,05			
	E	1,20	0,042	0,08			
	F	2,43					
Lateral (Apenas um lado)	11	25,15	0,022	0,56	9,7 (x2)	14,0	17,3 (x2)
	29	6,53	0,052	0,21			
	13	1,48					
	15	3,64	0,033	0,12			
	32B	21,38	0,113	2,41			
	1B	19,07	0,044	0,85			
	25B	11,86	0,344	4,66			
	23B	12,35					
	22B	16,45					
	21B	10,80					
Fundo	37B	10,42	0,147	1,53	2,2	11,2	4,0
	30	5,24	0,028	0,15			
	09	23,81	0,012	0,29			
	32	21,80	0,012	0,27			
Cavidade do compressor	7B	25,85	0,033	0,85	4,5	19,1	8,0
	9B	33,63	0,033	1,10			
	C3	10,21	0,008	0,08			
	C4	11,76	0,008	0,09			
	27	21,86	0,011	0,25			
	26	39,43	0,011	0,45			
	08	13,37	0,010	0,13			
	10	7,48	0,010	0,08			
	14	19,16	0,013	0,24			
	28	40,14	0,013	0,50			
	10B	4,79	0,044	0,21			
	12B	12,17	0,044	0,53			
Posterior	24	42,68	0,053	2,04	15,6	22,0	27,7
	21	34,41					
	20	27,90					
	22	17,16	0,053	1,13			
	23	25,48					
	25	11,67	0,040	0,46			
	40B	25,41	0,122	3,09			
	44B	24,55	0,022	0,55			
	15B	25,93	0,024	0,62			
	18B	17,95	0,370	7,01			
	33B	20,06					
	30B	17,80					
27B	19,93						
6B	13,71	0,127			1,74		
Porta	39B	14,52	0,048	0,69	10,5	12,5	18,6
	5B	14,17	0,370	4,96			
	3B	12,65					
	2B	11,30	0,135	1,52			
	17	10,38	0,154	1,53			
	31	9,52					
	Total		-	3,730			

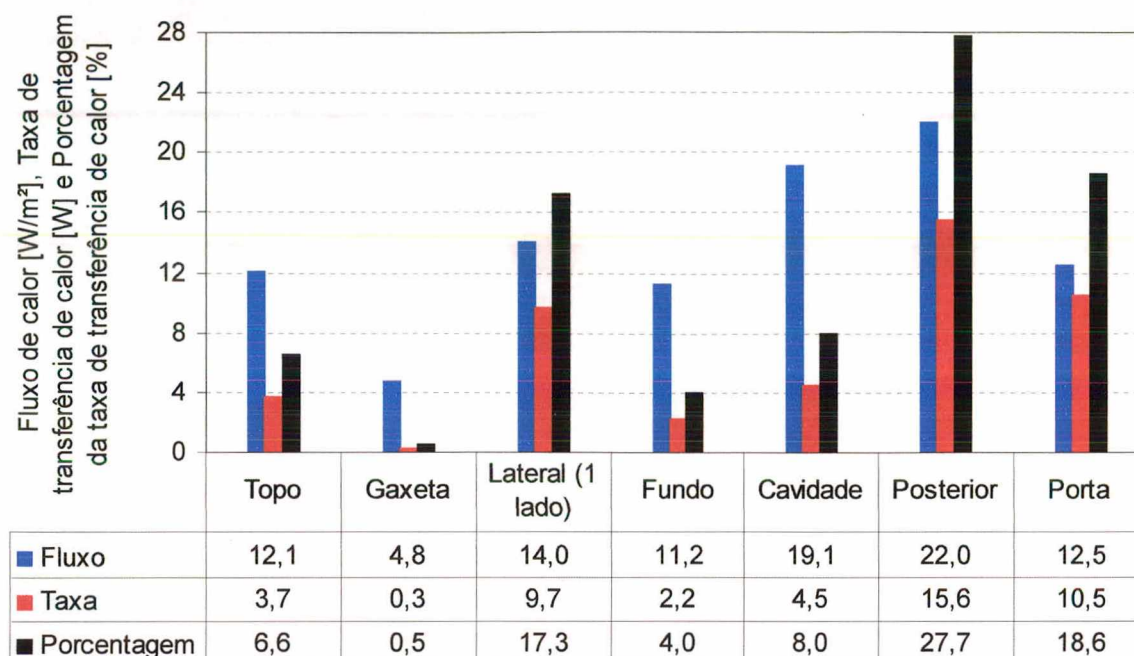


Figura 5.17 – Distribuição da taxa e fluxo de calor no teste de “pull down” a 32°C.

5.3.2 - Teste de “pull down” a 43°C

Como mencionado anteriormente realizou-se também um teste de “pull down” a 43°C, cujos resultados estão mostrados na tabela 5.8. De uma maneira qualitativa, esse teste se comportou de modo bem semelhante ao teste realizado a 32°C como evidenciado nas figuras 5.18 a 5.20.

A figura 5.18 mostra a evolução temporal da taxa de transferência de calor para o interior do gabinete nos testes a 43°C e 32°C. Observa-se que até aproximadamente 1,5 h após o acionamento do compressor a diferença é irrelevante. Isto se deve à pequena diferença entre os gradientes de temperatura entre os dois testes durante este período.

Ambos os testes tendem a se estabilizar após 6 horas de operação. O teste a 43°C se estabiliza no valor de 60,9 W e o de 32°C no valor de 56,2 W. Tal diferença indica uma relação aproximadamente direta com os gradientes de temperatura a 43°C (44,4°C) e a 32°C (39,5°C).

Assim como ocorrido no teste realizado a 32°C, o comportamento individual de cada região, em relação ao fluxo e à taxa de transferência de calor, foi semelhante ao padrão estabelecido para todo o gabinete, com exceção da parede posterior (ver figura 5.19). Os mesmos comentários do teste realizado a 32°C também se aplicam a este caso, diferenciando-se apenas no gradiente de temperatura entre os ambientes interno e externo. Valores mais expressivos na região posterior eram esperados, pois com a maior

temperatura da câmara de testes há aumento da pressão de condensação e, conseqüentemente, maior temperatura de condensação. Com esta maior temperatura e com a câmara de testes também mais aquecida há duplo efeito de maior transferência de calor para o interior do gabinete nesta região.

Tabela 5.8 - Resultado do teste de "pull down" a 43°C.

Parâmetros avaliados	Unidade	Picos	24 horas
Tensão	V	225,4	221,7
Corrente	A	0,81	0,58
Potência	W	144,3	85,3
Taxa de transferência de calor através do gabinete (UA·ΔT)	W	-	71,8
Taxa de transferência de calor através do gabinete (transdutores)	W	-	60,9
Temperatura externa do gabinete (média)	°C	-	43,9
Temperatura interna do gabinete (média)	°C	-	-0,5
Diferença de temperatura (ΔT=Te-Ti)	°C	-	44,4
Temperatura no centro geométrico do congelador (T06)	°C	-	-10,0
Temperatura abaixo do congelador (T05)	°C	-	-15,0
Temperatura no meio do gabinete (T03)	°C	-	4,3
Máxima diferença de temperatura interna (T05-T01)	°C	-	25,4
Pressão de sucção	bar	5,36	1,28
Pressão de descarga	bar	19,83	15,10
Pressão equalizada	bar	5,28	
Tempo de "pull down" (7°C)	Horas	2,41	

A figura 5.20 mostra uma comparação entre as taxas de transferência de calor através da superfície superior do refrigerador nos testes a 43°C e 32°C. Verifica-se que a taxa de transferência de calor através desta superfície é superior no teste feito a 32°C ao longo de todo o período de teste. Para que isso ocorra, a diferença de temperatura entre o ar externo e o ar que fica entre o evaporador e a parede superior do gabinete obrigatoriamente tem de ser menor no teste a 43°C. Não se tem informações sobre o escoamento do ar interno neste trabalho, mas, para que isso aconteça, a circulação de ar no interior do gabinete deve ter sido mais intensa no teste a 43°C de modo a tornar a região superior mais aquecida que o esperado e, portanto, mais próxima da temperatura do ar externo. Afinal, se o ar não se movimentasse muito nesta região, ele ficaria mais frio devido à presença do evaporador. Esta possibilidade se torna mais evidente ao se comparar, nas tabelas dos dois

testes de “pull down”, as diferenças de temperatura entre os pontos mais frio (T05) e mais quente (T01) no interior do gabinete nos dois testes. Como esta diferença é maior no teste a 43°C, justifica-se, em princípio, a hipótese de maior circulação de ar neste caso, pois é esta diferença de temperatura que rege o fenômeno da convecção natural. Ou seja; quanto maior for a diferença de temperatura entre dois pontos de um fluido maior é a diferença de densidade que, por sua vez, gera uma força de empuxo que é responsável pela movimentação deste fluido. Além disso, com o aumento da temperatura de evaporação devido ao aumento da pressão de sucção, a variação da temperatura superficial da placa superior do evaporador também tem sua contribuição sobre este fenômeno.

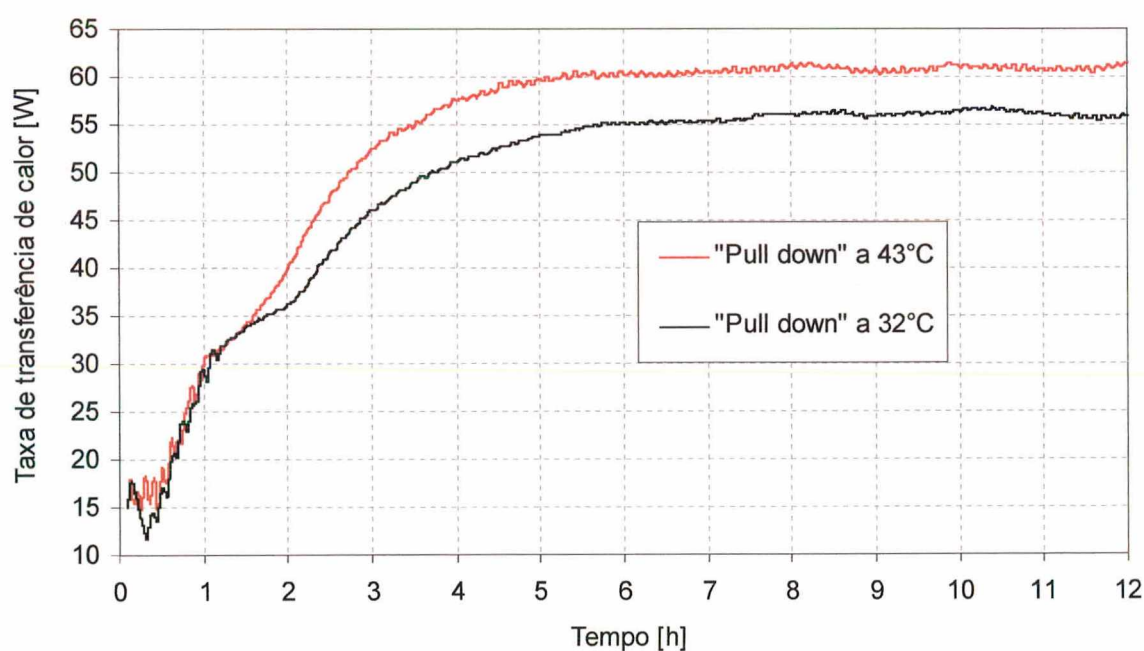


Figura 5.18 – Taxa de transferência de calor através do gabinete nos testes de “pull down”.

Pode-se observar também o aparecimento de taxas de transferência de calor negativas nos instantes iniciais de ambos os testes. No teste feito a 32°C, ela é praticamente imperceptível, mas no teste a 43°C é inevitável seu maior destaque. Esta é uma indicação de que o calor, nesta região e durante curto intervalo de tempo, flui no sentido oposto (do interior para o exterior do gabinete). Outros testes seriam necessários para melhor se compreender o que ocorre nesta região.

Conforme realizado no teste anterior, a tabela 5.9 apresenta os resultados do teste realizado a 43°C de forma distribuída por superfície. Como esperado, todas as taxas de

transferência de calor foram intensificadas em relação ao teste a 32°C, com exceção da associada à região superior (topo). A figura 5.21 ilustra esta comparação.

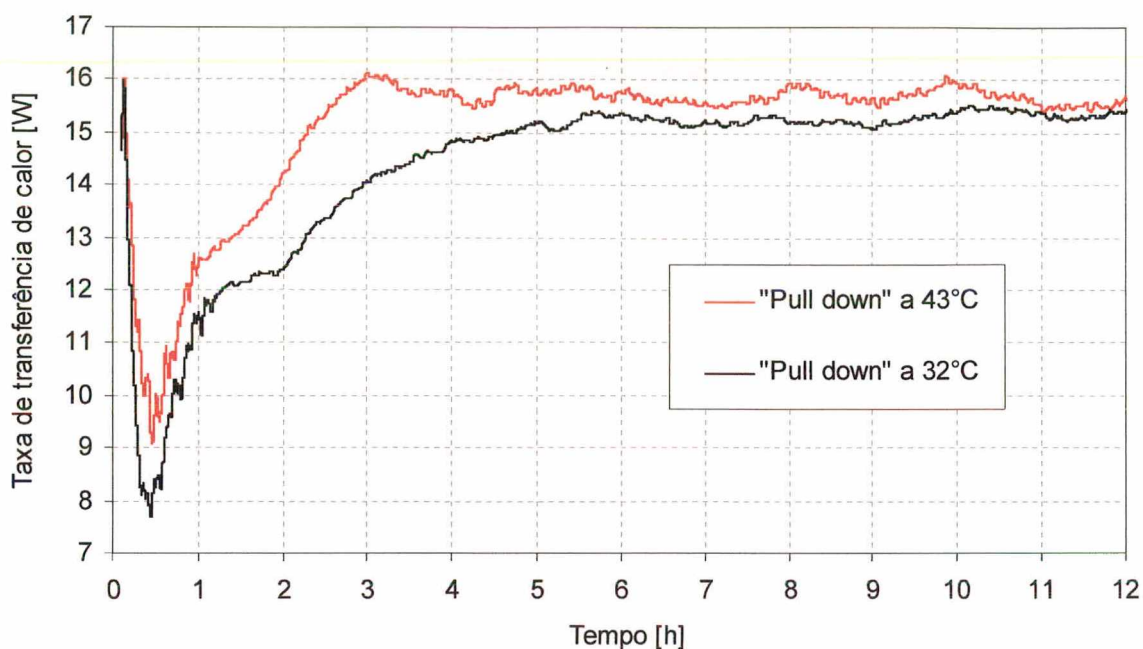


Figura 5.19 – Taxa de transferência de calor na região posterior nos testes de “pull down”.

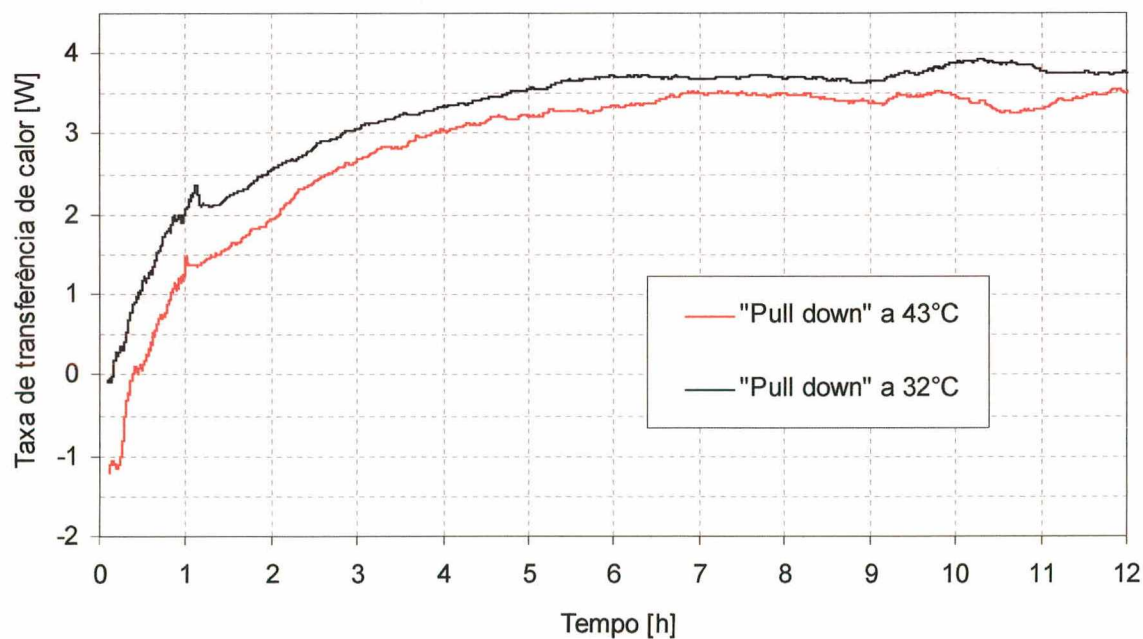


Figura 5.20 – Taxa de transferência de calor na região superior nos testes de “pull down”.

Tabela 5.9 - Distribuição de fluxo de calor no teste de "pull down" a 43°C.

	Transdutor	q" [W/m ²]	Área [m ²]	q [W]	q _{Reg} [W]	q" médio [W/m ²]	% do q total
Topo	29B	12,79	0,235	3,00	3,5	11,4	5,7
	05	10,34	0,025	0,25			
	07	4,69	0,044	0,21			
Gaxeta	C	18,84	0,008	0,16	0,4	6,5	0,6
	G	8,02	0,008	0,07			
	E	3,09	0,042	0,16			
	F	4,38					
Lateral (Apenas um lado)	11	26,93	0,022	0,60	11,2 (x2)	16,2	18,5 (x2)
	29	10,89	0,052	0,33			
	13	1,94					
	15	3,57					
	32B	23,48	0,113	2,65			
	1B	22,72	0,044	1,01			
	25B	14,66	0,344	5,41			
	23B	14,53					
	22B	18,05					
	21B	13,04	0,086	1,12			
Fundo	37B	11,55	0,147	1,70	2,3	11,7	3,9
	30	4,09	0,028	0,12			
	09	22,66	0,012	0,28			
	32	20,47	0,012	0,25			
Cavidade do compressor	7B	29,81	0,033	0,97	5,0	21,3	8,3
	9B	31,28	0,033	1,02			
	C3	11,71	0,008	0,09			
	C4	21,76	0,008	0,17			
	27	27,80	0,011	0,31			
	26	48,32	0,011	0,55			
	08	17,77	0,010	0,18			
	10	7,71	0,010	0,08			
	14	21,35	0,013	0,27			
	28	34,82	0,013	0,44			
	10B	5,48	0,044	0,24			
	12B	16,10	0,044	0,70			
Posterior	24	54,32	0,053	2,23	15,6	22,1	25,7
	21	30,20					
	20	25,06					
	22	25,35	0,053	0,72			
	23	1,88					
	25	13,08	0,040	0,52			
	40B	25,79	0,122	3,14			
	44B	27,00	0,022	0,60			
	15B	25,35	0,024	0,61			
	18B	21,54	0,370	7,20			
	33B	18,67					
	30B	17,00					
27B	20,62						
6B	13,59	0,127		1,72			
Porta	39B	16,02	0,048	0,77	11,5	13,8	18,9
	5B	16,57	0,370	5,75			
	3B	14,49					
	2B	12,49	0,135	1,68			
	17	10,99	0,154	1,59			
	31	9,61					
	Total	-	3,730	60,9			

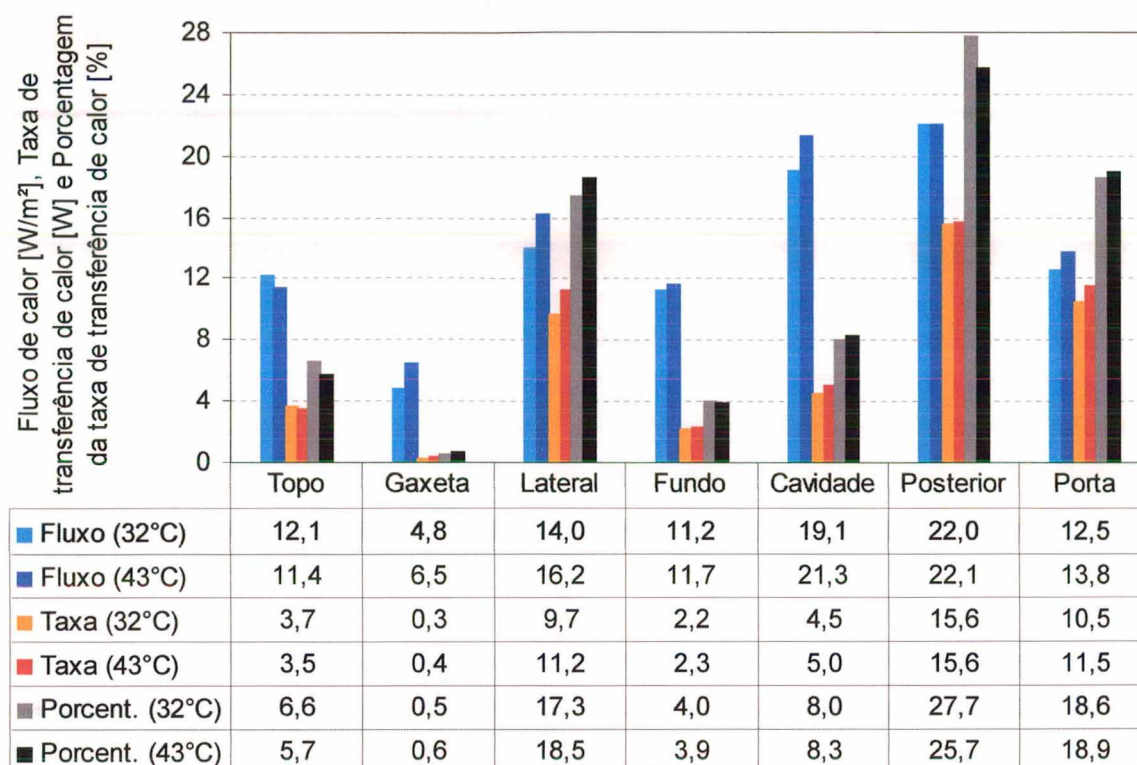


Figura 5.21 – Distribuição da taxa e fluxo de calor nos testes de “pull down”.

Verifica-se também que a contribuição da parede posterior, em termos percentuais, diminui com o aumento da temperatura externa. Isto explica-se pelo fato de a temperatura externa agir mais intensamente sobre as outras regiões do que sobre a parede posterior que sempre conta com maior fluxo de calor devido à presença do condensador. De qualquer maneira, esta região continuou sendo a mais crítica com 25,7% da taxa de transferência de calor total para o interior do gabinete. A gaxeta se confirmou como sendo de pequena importância na avaliação da transferência de calor.

5.3.3 - Teste em regime cíclico

Análises análogas foram também realizadas com o sistema operando em regime cíclico. Para tanto, o termostato foi ajustado de modo que o sistema atingisse a mesma temperatura média (T01 a T06) de 0,9°C no interior do gabinete que foi estabelecida no teste de consumo de energia (ver item 5.1.2).

A evolução das pressões de sucção e descarga é apresentada na figura 5.22, na qual percebe-se que os ciclos são formados por, aproximadamente, 6,6 minutos com o compressor ligado e 8,8 minutos com o compressor desligado na condição de regime cíclico permanente.

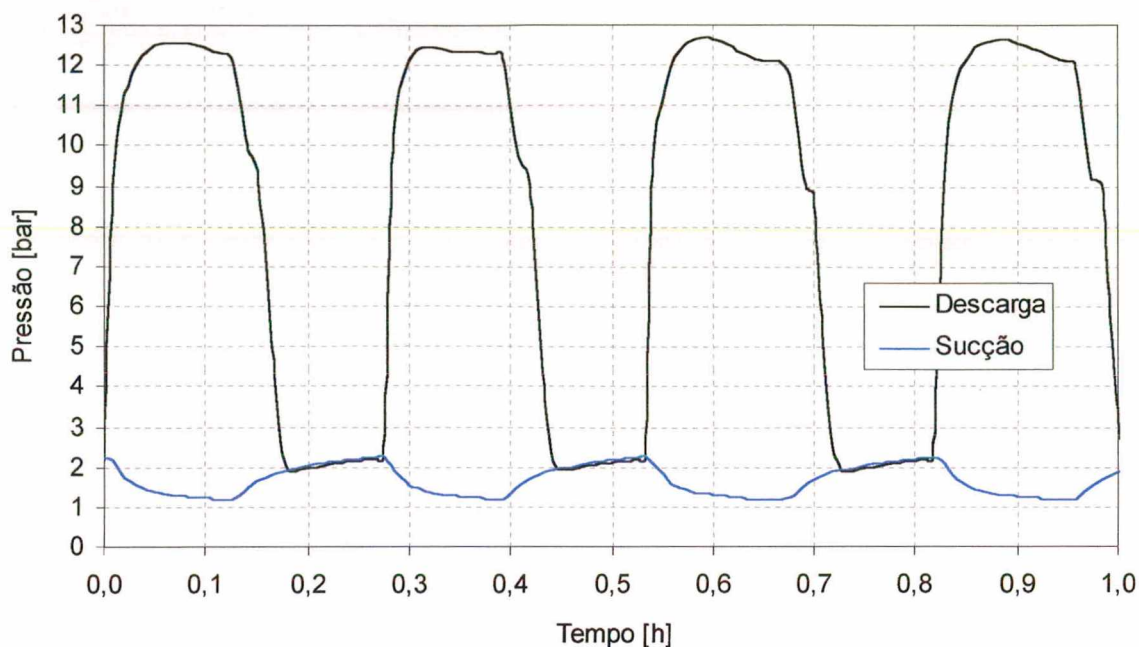


Figura 5.22 – Pressões de sucção e descarga do sistema no teste em regime cíclico.

Na figura 5.23, pode-se constatar os valores da taxa de transferência de calor para o interior do gabinete durante um período de uma hora, na qual verificam-se variações entre, aproximadamente, 25 a 65 W. Para ilustração, mostra-se também o valor computado por meio da expressão “ $UA \cdot \Delta T$ ”. Neste caso, o comportamento da taxa medida pelos transdutores não reflete as variações de temperatura indicadas pela curva “ $UA \cdot \Delta T$ ”. Este comportamento é dominado pela variação da taxa de transferência de calor na parede posterior do refrigerador, como indicado na figura 5.24.

Observa-se que a região posterior apresenta uma oscilação cíclica na taxa de transferência de calor bem maior que as outras regiões. Esta região é mais afetada pelos ciclos do sistema (ver gráfico das pressões) devido à influência direta do aumento da temperatura do condensador quando o compressor entra em operação. As outras regiões apresentam variações com menor amplitude e maior frequência na taxa de transferência de calor sendo mais afetadas pelas temperaturas do ar interno e externo do gabinete. Do mesmo modo que já foi caracterizado anteriormente em todos os testes, mais uma vez a gaxeta mostra-se desprezível em relação à taxa total de transferência de calor para o interior do gabinete, pois mal se percebe sua presença na figura 5.24. Aliás, pode-se verificar que esta distribuição de calor segue a mesma tendência das análises feitas nos regimes permanentes ao final dos testes de “pull down” já apresentados, ou seja; as

mesmas regiões, que foram consideradas as mais críticas e as de menor importância, se comportaram da mesma forma neste teste em regime cíclico.

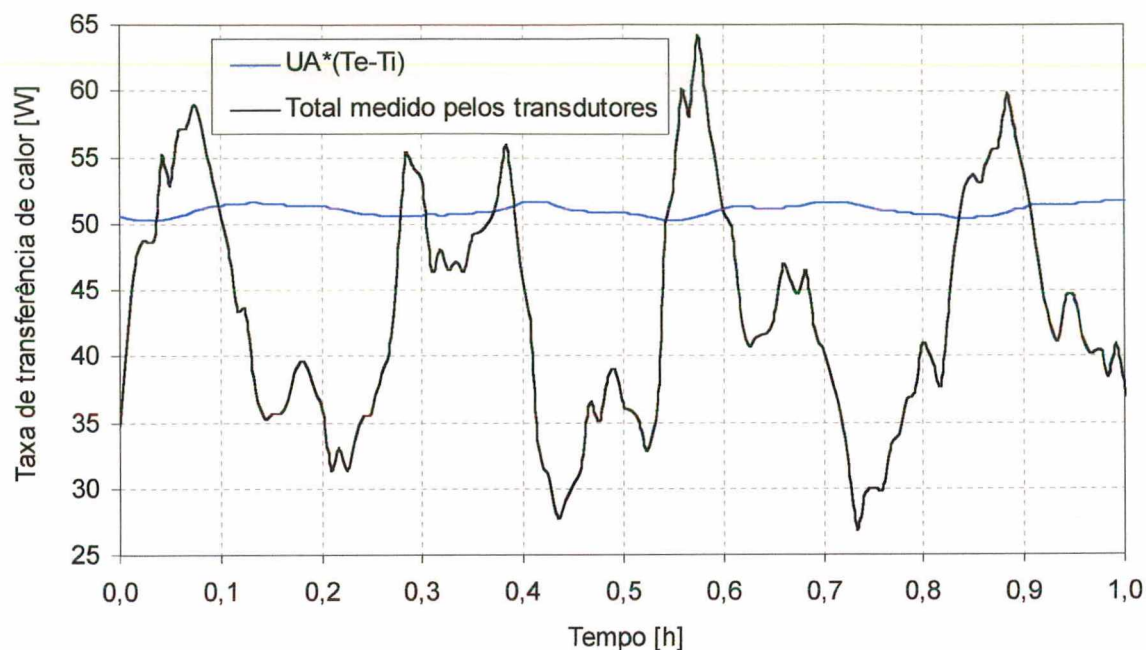


Figura 5.23 – Taxa de transferência de calor através do gabinete no teste em regime cíclico.

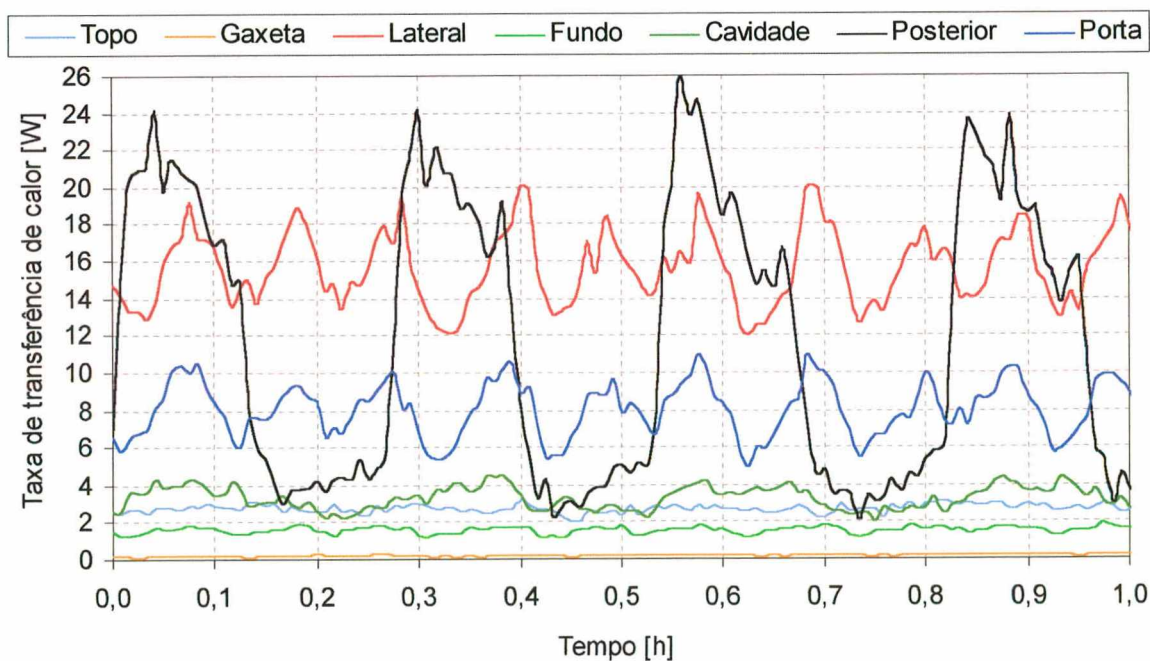


Figura 5.24 – Taxa de transferência de calor em cada região no teste em regime cíclico.

5.4 - TESTES COM TRANSDUTORES DE FLUXO DE CALOR NO EVAPORADOR

Antes da realização dos testes anteriores foram instalados vários transdutores de fluxo de calor sobre as superfícies frontal e posterior do evaporador. Os sinais fornecidos por estes transdutores permitirão a análise que se segue. O evaporador que possui a forma de um “C” é mostrado, na forma rebatida, na figura 5.25, na qual podem ser vistos os transdutores nas suas respectivas posições.

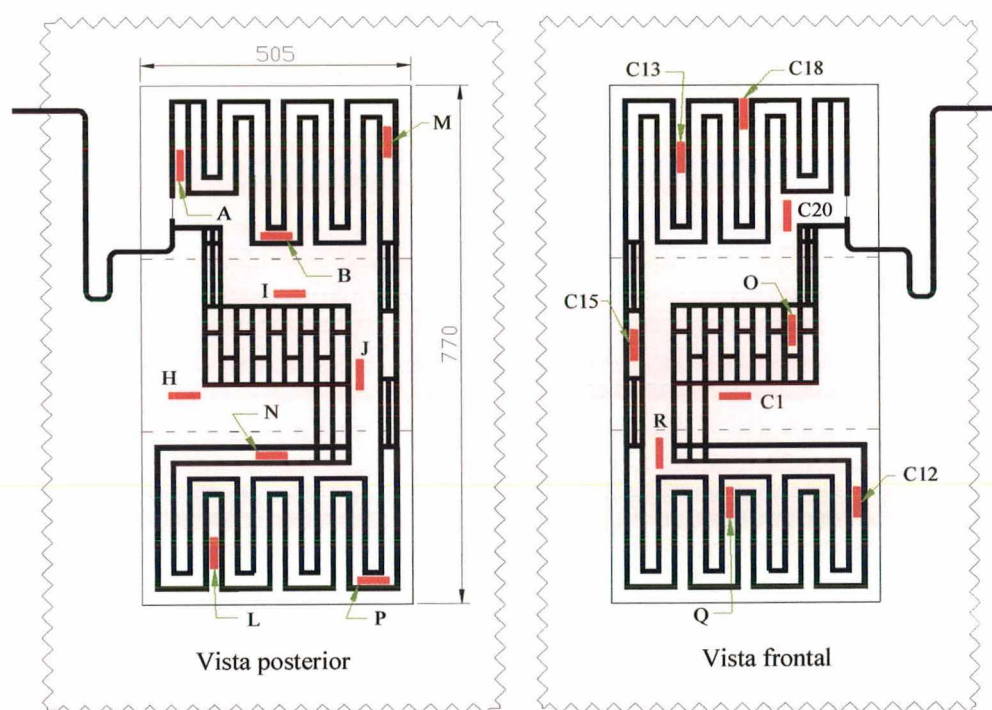


Figura 5.25 – Posição dos transdutores de fluxo de calor no evaporador.

A seguir serão analisados, portanto, os mesmos testes anteriores (“pull down” a 43°C e a 32°C e cíclico), porém, fazendo-se pequenas complementações enfocando estas novas variáveis.

5.4.1 - Teste de “pull down” a 32°C

A figura 5.26 apresenta uma comparação entre a taxa total de transferência de calor através das paredes do refrigerador e a taxa de transferência de calor no evaporador (capacidade de refrigeração). Verifica-se que após a partida do compressor ocorre uma elevação súbita da capacidade de refrigeração que passa por um ponto de máximo de 157,0 W e depois tende ao valor de regime permanente em torno de 66,1 W. Este

comportamento é explicado pela variação da temperatura de evaporação (que diminui rapidamente) e da temperatura do ar nas proximidades do evaporador. Da figura 5.26, percebe-se também que existe uma diferença significativa entre a taxa de transferência de calor através do gabinete e a capacidade de refrigeração nas primeiras horas de operação causada pela inércia térmica do sistema (ar interno e isolamento das paredes).

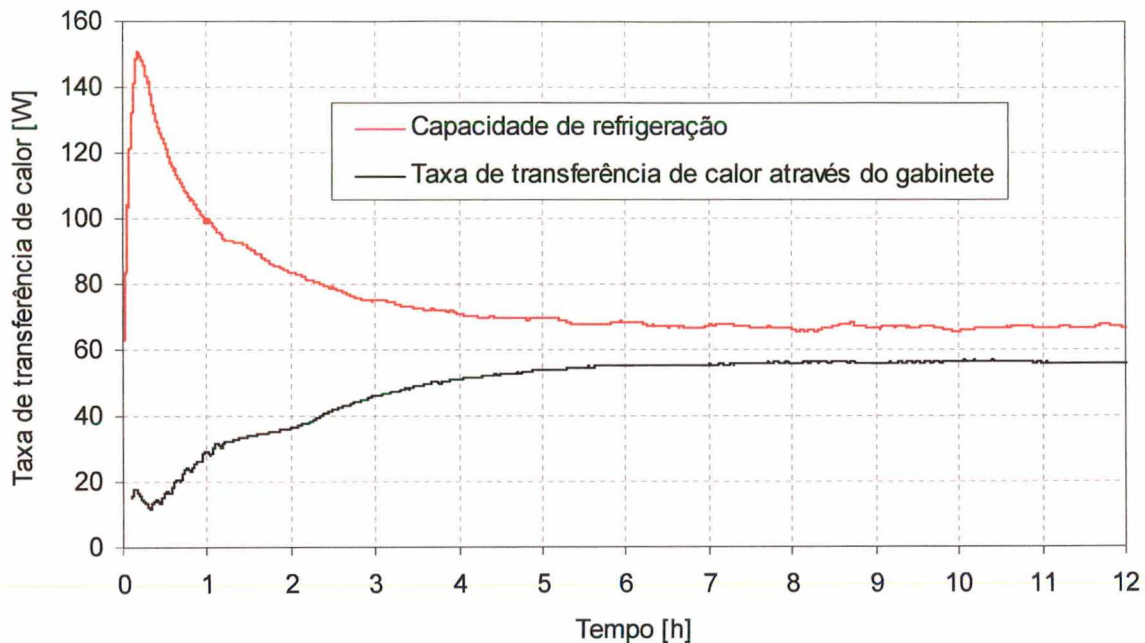


Figura 5.26 – Capacidade de refrigeração e taxa de transferência de calor através do gabinete no teste de “pull down” a 32°C.

Após 6 horas de operação, quando o regime permanente começa a ser atingido, percebe-se a presença de uma diferença praticamente constante entre a capacidade de refrigeração e a taxa de transferência de calor através do gabinete. Nesta condição os transdutores indicaram, respectivamente, 66,1 W (ver tabela 5.10) e 56,2 W (ver tabela 5.6). Esta diferença de quase 10 W pode ser explicada pelas eventuais fontes de transferência de calor para o interior do gabinete que não são captados pelos transdutores de fluxo de calor. Como exemplo pode-se citar a infiltração de ar externo (principalmente pela gaxeta) e a condução de calor bidimensional nos flanges (região da gaxeta). Outra parcela de calor pode se conduzir pelo próprio trocador de calor linha de sucção - tubo capilar que entra no gabinete após passar próximo ao compressor e ao condensador.

Tabela 5.10 - Resultado da transferência de calor no evaporador em regime permanente no teste de “pull down” a 32°C.

Transdutor	q'' [W/m ²]	q'' médio [W/m ²]	Área [m ²]	q [W]
A	95,71	85,0	0,778	66,1
B	128,97			
M	89,16			
H	131,82			
i	145,19			
J	113,60			
L	62,75			
N	69,50			
P	66,89			
C13	114,84			
C18	119,96			
C20	54,04			
C15	69,18			
C1	50,75			
O	86,84			
R	45,99			
Q	43,87			
C12	41,49			

Com a capacidade de refrigeração e a potência consumida pelo compressor, torna-se possível calcular a variação instantânea do coeficiente de performance (COP) do sistema, conforme descrito no capítulo 4. Tal comportamento é ilustrado na figura 5.27.

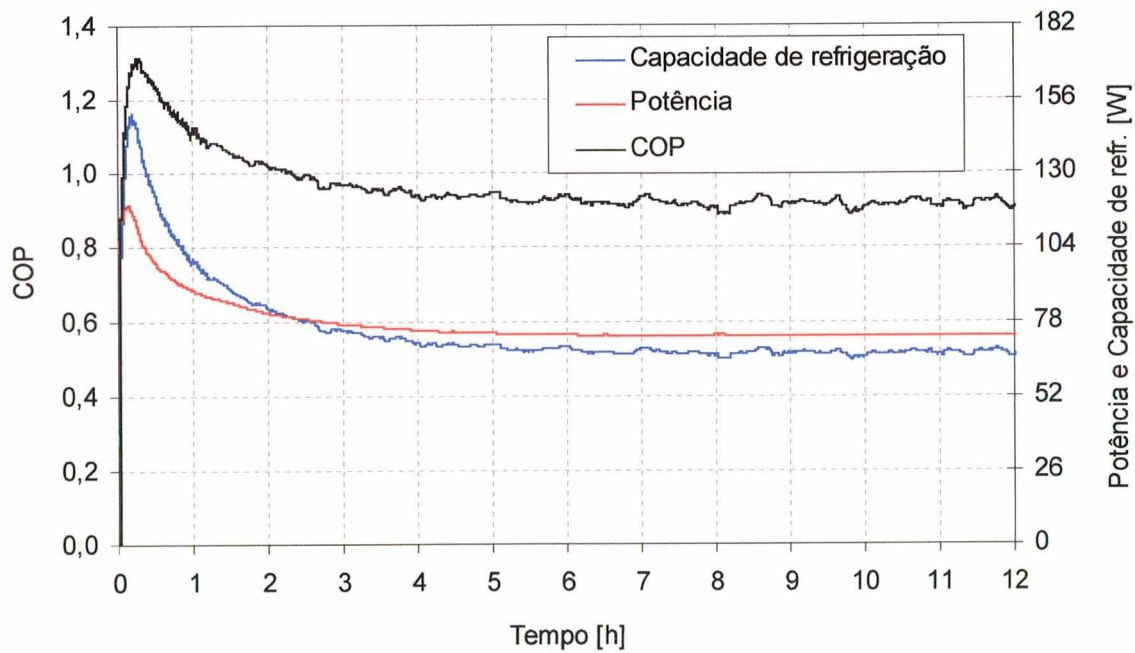


Figura 5.27 – Coeficiente de performance (COP), potência consumida pelo compressor e capacidade de refrigeração no teste de “pull down” a 32°C.

Verifica-se que o coeficiente de performance passa por um valor máximo de 1,35 e tende para um valor de regime permanente de 0,91. Para as mesmas condições de teste em regime permanente (pressão de sucção de 0,97 bar e de descarga de 11,34 bar) sabe-se que o compressor empregado atinge um coeficiente de performance, em teste calorimétrico, de 1,01 (de acordo com informações do fabricante). No entanto, é importante ressaltar que neste caso avalia-se apenas o compressor e, neste trabalho, o COP refere-se à performance de todo o sistema. Consta-se, contudo, que nestas condições de teste não existe uma diferença significativa entre o coeficiente de performance obtido no sistema e em testes calorimétricos.

5.4.2 - Teste de “pull down” a 43°C

A figura 5.28 mostra a variação temporal da capacidade de refrigeração e da taxa de transferência de calor através do gabinete nos testes realizados a 32°C e 43°C. Verifica-se que o pico de capacidade de refrigeração no teste a 43°C (152,4 W) está defasado, tanto em amplitude quanto no tempo, em relação ao teste feito a 32°C.

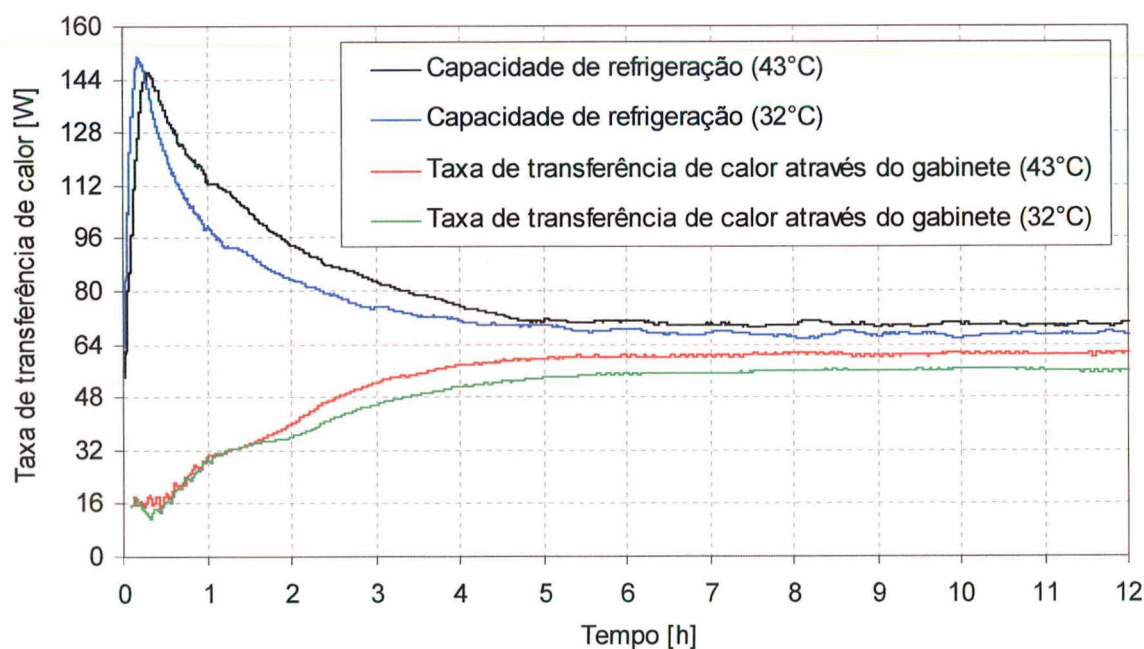


Figura 5.28 – Capacidade de refrigeração e taxa de transferência de calor através do gabinete nos testes de “pull down” a 32°C e a 43°C.

Isto é um reflexo direto da variação da temperatura de evaporação nos dois testes (a 43°C é maior que a 32°C). No teste a 43°C, quando a temperatura de evaporação atinge

seu valor mínimo, o ar próximo ao evaporador já tem sua temperatura muito reduzida causando um menor pico de capacidade de refrigeração se comparado ao teste a 32°C. No entanto, em regime permanente, o valor da capacidade de refrigeração é maior no teste a 43°C. Além disso, o seu valor de 69,4 W (ver tabela 5.11) é superior também ao valor da taxa de transferência de calor através do gabinete (8,5 W de diferença), conforme observado no teste a 32°C.

Tabela 5.11 - Resultado da transferência de calor no evaporador em regime permanente no teste de “pull down” a 43°C.

Transdutor	q'' [W/m ²]	$q''_{\text{méd}} \text{ [W/m}^2\text{]}$	Área [m ²]	q [W]
A	99,31	89,2	0,778	69,4
B	145,84			
M	118,21			
H	94,87			
i	166,18			
J	154,62			
L	75,41			
N	84,05			
P	85,09			
C20	57,39			
C15	93,19			
C1	48,66			
O	68,42			
R	39,23			
Q	46,38			
C12	50,02			

A figura 5.29 mostra a variação do coeficiente de performance e da potência consumida pelo compressor ao longo do tempo nos testes realizados a 32°C e 43°C. É importante observar que o pico da capacidade de refrigeração no teste a 43°C é apenas 3% menor e, em regime permanente, o valor estabelecido é somente 5% maior em relação ao teste feito a 32°C, conforme indicado na figura 5.28. No entanto, ao se comparar as potências consumidas pelo compressor essas diferenças são muito mais significativas. O pico de potência no teste a 43°C é 18% maior e, quando estabelecido o regime permanente, este valor é 12% maior em relação ao teste a 32°C. Logo, tem-se uma capacidade de refrigeração que praticamente não se altera, com o aumento da temperatura externa do gabinete, ao ser comparada à diferença muito maior que ocorre com a potência consumida pelo compressor. Justifica-se, desta forma, a constatação do menor coeficiente de performance, no teste a 43°C, tanto no valor de pico (1,14) quanto no valor de regime permanente (0,81).

Neste caso, entretanto, o valor de regime permanente é, aproximadamente, 26% inferior ao valor obtido em calorímetro (1,10) para as mesmas pressões de sucção (1,28 bar) e descarga (15,10 bar). Este comportamento está provavelmente associado com a temperatura ambiente que foi mantida em 43°C e em 32°C, respectivamente, neste teste e no teste calorimétrico.

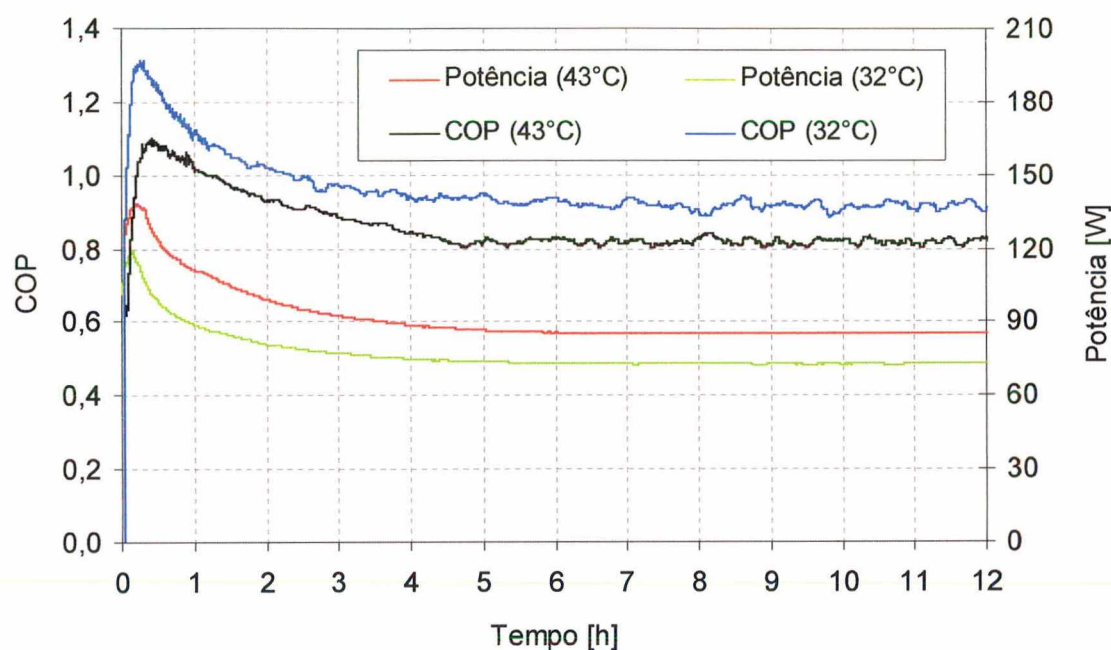


Figura 5.29 – Coeficiente de performance (COP) e potência consumida pelo compressor nos testes de “pull down”.

5.4.3 - Teste em regime cíclico

A figura 5.30 ilustra a variação da capacidade de refrigeração e da taxa de transferência de calor através do gabinete durante o regime permanente cíclico. Percebe-se claramente que a capacidade de refrigeração é superior nos períodos em que o compressor permanece ligado ocorrendo o contrário quando o compressor é desligado. A amplitude de variação da capacidade de refrigeração é também bem superior à observada para a taxa de transferência de calor através do gabinete devido à variação das diferenças de temperaturas envolvidas (o fluido refrigerante no interior do evaporador, por exemplo, tem sua temperatura diminuída bruscamente no momento da partida do compressor). Também é importante enfatizar que tal diferença entre estas duas amplitudes não poderia ser diferente uma vez que é justamente a variação da capacidade de refrigeração que promove a variação da taxa de transferência de calor através do gabinete.

Após a partida o sistema se estabiliza mantendo uma capacidade de refrigeração com pouca variação enquanto o compressor se mantém ligado. Quando desligado imediatamente se percebe a queda da capacidade de refrigeração devido ao aumento da temperatura do fluido refrigerante decorrente do aumento da pressão de sucção do sistema.

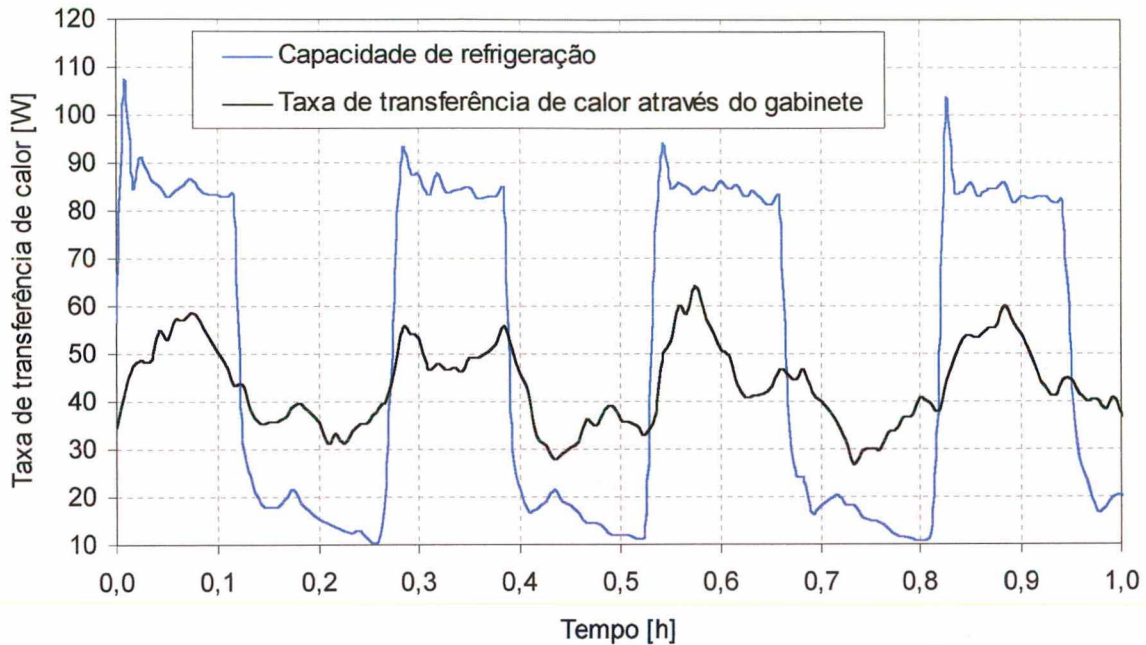


Figura 5.30 – Capacidade de refrigeração e taxa de transferência de calor através do gabinete no teste em regime cíclico.

A figura 5.31 mostra a variação do coeficiente de performance e da potência consumida pelo compressor durante o regime permanente cíclico a 32°C. Como a capacidade de refrigeração não varia significativamente enquanto o compressor permanece ligado, conforme já verificado anteriormente, o coeficiente de performance reflete praticamente o comportamento da potência. É possível notar que uma curva é praticamente o rebatimento da outra em relação a uma linha horizontal imaginária colocada entre elas. Durante os períodos de funcionamento do compressor verifica-se que o coeficiente de performance varia entre os valores de 0,8 e 1,0. Já nos momentos em que o sistema é desligado pelo termostato a potência assume valor nulo fazendo com que o coeficiente de performance do sistema tenda ao infinito.

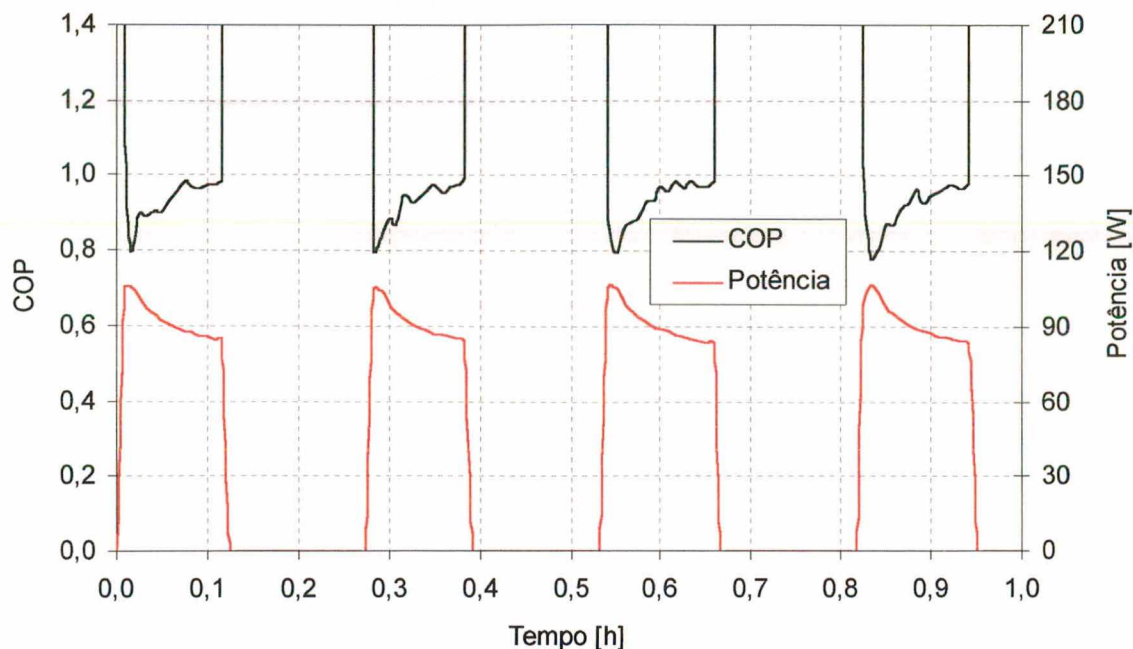


Figura 5.31 – Coeficiente de performance (COP) e potência consumida pelo compressor no teste em regime cíclico.

5.5 - RADIAÇÃO E CONVECÇÃO NO EVAPORADOR

Deste item em diante se enfocará apenas a transferência de calor no evaporador com o objetivo de se determinar separadamente as parcelas de convecção e radiação durante um teste de “pull down” a 43°C. O método empregado é o exposto na seção 4.5. Por volta da quinta hora de teste o sistema foi desligado por, aproximadamente, 40 minutos para simular um ciclo de operação do compressor.

Os três transdutores de fluxo de calor (o de cor branca, o de cor negra e o com película de alumínio), mencionados na seção 4.5, foram instalados na região frontal intermediária do evaporador, conforme pode ser visto na figura 5.32. Nesta figura, são também mostradas as localizações de alguns termopares utilizados nesta análise. Os três transdutores foram colocados lado a lado, o mais próximo possível entre si, para se poder considerar que o fluxo de calor, tanto radiativo e convectivo quanto o total, fosse o mesmo em todos eles. Junto desses transdutores foi instalado o termopar 7. Na parte superior do evaporador encontra-se o termopar 9, na porta do congelador o termopar 11, na base do evaporador o termopar 10 e, no lado interno esquerdo do gabinete, o termopar 8. Esta distribuição de termopares foi adotada para auxiliar na compreensão dos fenômenos que regem a transferência de calor por radiação.

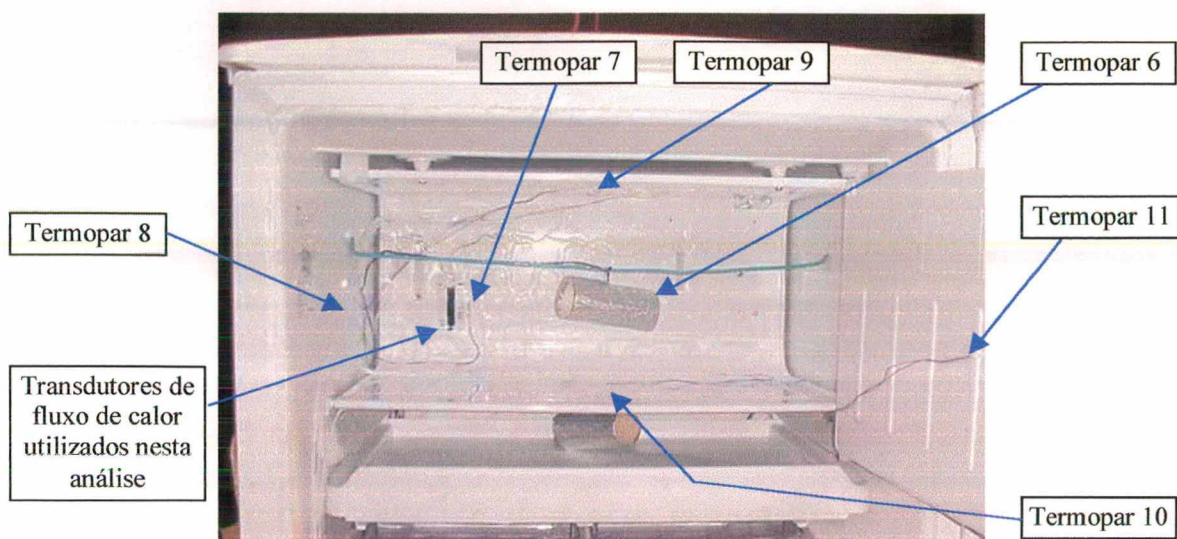


Figura 5.32 – Instrumentação do evaporador para a análise de radiação e convecção.

Os fluxos de calor total, por radiação e por convecção na região analisada são mostrados na figura 5.33 para as primeiras 7 horas de teste. O teste completo durou cerca de 15 horas para se certificar da condição de regime permanente após a segunda partida do sistema, porém, se enfocará graficamente apenas os primeiros instantes dos períodos transientes. Pode-se perceber que, durante a primeira meia hora de teste, o efeito da radiação se manifesta com maior intensidade em relação ao restante do experimento. Após este período é claramente perceptível o domínio da convecção sobre a radiação. Deve-se mencionar que este é um caso específico, pois o evaporador em questão tem a forma de um “C” e está enclausurado no congelador.

A figura 5.34 amplia a primeira hora de teste para melhor se avaliar este primeiro momento. Percebe-se que durante os primeiros 7 minutos de teste, aproximadamente, o fluxo de calor por radiação é negativo, o que significa que a região analisada, ao invés de receber, está cedendo calor por radiação. Durante este período inicial a temperatura média radiante, que considera tanto o fator de forma como a temperatura de cada superfície que envolve o evaporador, é inferior à temperatura da região analisada. Convém ressaltar que esta região troca calor por radiação não apenas com as paredes do gabinete, mas também com as superfícies superior e inferior do evaporador.

Uma temperatura de interesse nesta análise é a temperatura da superfície superior representada pela indicação do termopar 09 na figura 5.35. Após os primeiros 7 minutos iniciais, a temperatura na região analisada se torna menor do que a temperatura média radiante provocando o aumento (inversão) do fluxo de calor por radiação até o ponto de

máximo quando, então, a temperatura local tende a se estabilizar e a temperatura média radiante diminuir fazendo o fluxo de calor tender ao regime permanente.

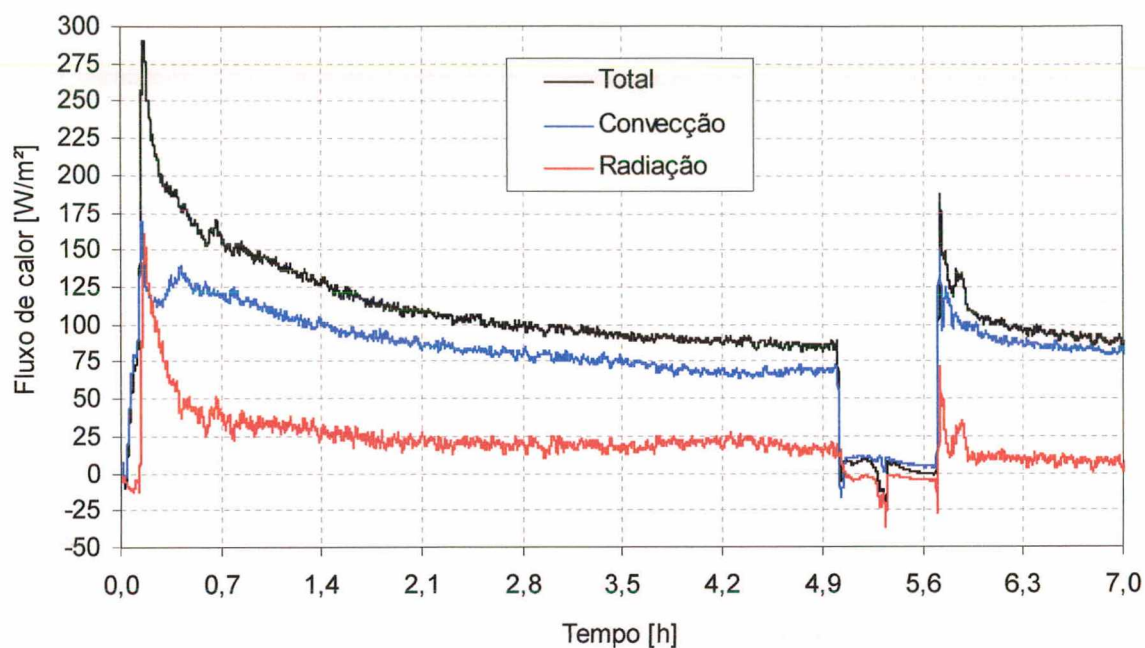


Figura 5.33 – Fluxos de calor no evaporador no teste de “pull down” a 43°C.

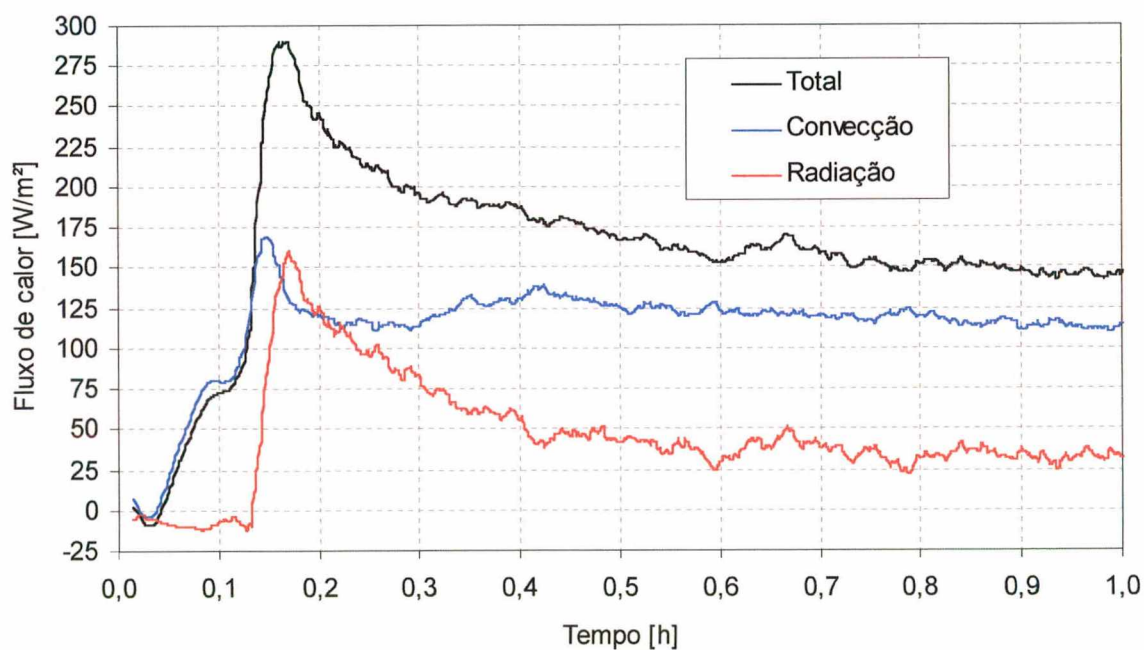


Figura 5.34 – Fluxos de calor no evaporador no início do teste de “pull down” a 43°C.

No início do teste, o fluxo de calor por convecção também se manifesta de maneira invertida, mas por um breve período de tempo. Logo em seguida a temperatura da

região torna-se inferior à temperatura do ar gerando fluxos de calor positivos até um ponto de máximo quando a diferença entre as temperaturas mencionadas também atinge seu maior valor. Após este pico o fluxo de calor tende à condição de estabilização. Tanto a convecção quanto a radiação geram fluxos de calor máximos da ordem de 160 W/m^2 , os quais, entretanto, não ocorrem no mesmo instante de tempo.

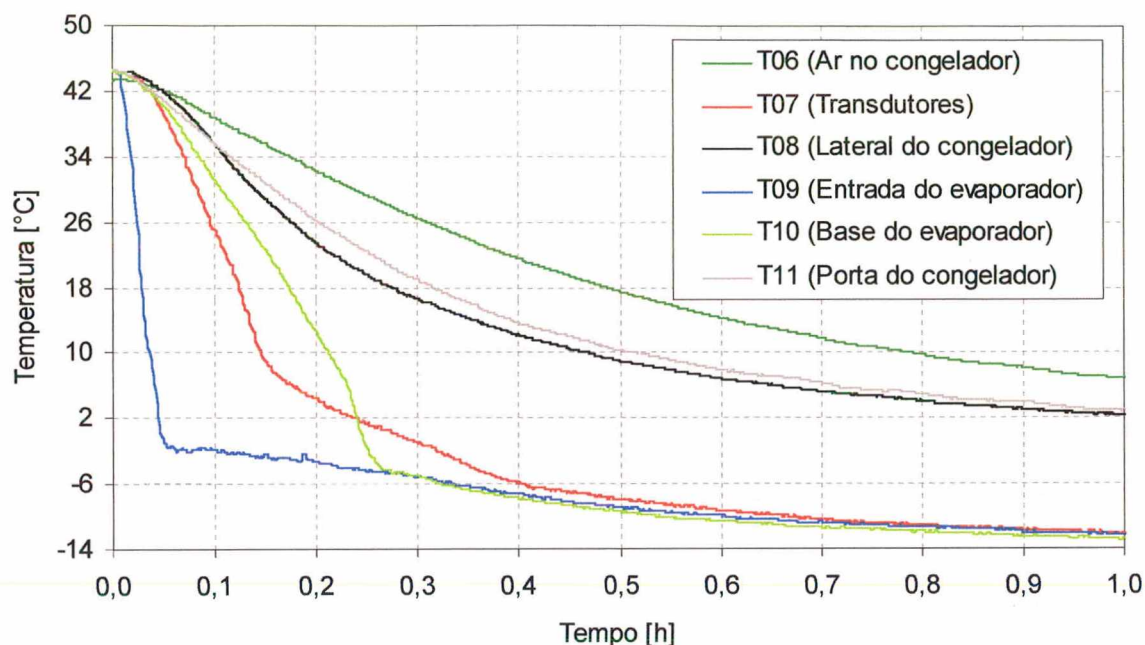


Figura 5.35 – Temperaturas analisadas no teste de “pull down” a 43°C .

A figura 5.36 mostra os fluxos de calor total, por convecção e por radiação sobre a região sendo analisada, no instante de maior perturbação, dentro do período de 40 minutos em que o compressor foi mantido desligado. Verifica-se que o fluxo de calor por radiação é levemente negativo, e o por convecção positivo, durante os primeiros minutos. A partir deste momento, com o crescimento da pressão de evaporação, inicia-se o processo de condensação do fluido refrigerante no evaporador, o que fica evidenciado na figura 5.37 ao se observar as curvas relativas aos termopares 07, 09 e 10. Durante este processo, que dura aproximadamente 5 minutos, aumenta o fluxo negativo de calor por radiação, pois este é dominado pelas temperaturas das superfícies representadas pelas indicações dos termopares 07, 09 e 10. Em outras palavras, o calor latente associado com o processo de condensação é transferido por radiação para o interior do congelador. No entanto, como este fluxo de calor é relativamente elevado, outros fenômenos não abordados devem estar contribuindo para o surgimento deste comportamento.

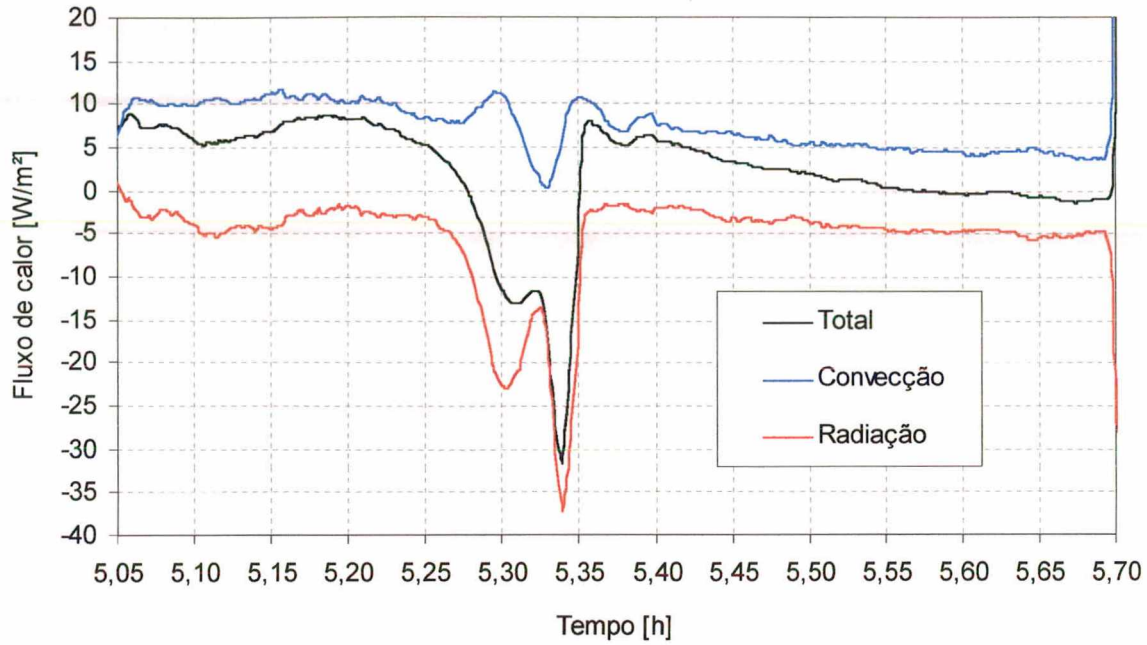


Figura 5.36 – Fluxos de calor no evaporador durante a parada do compressor no teste de “pull down” a 43°C.

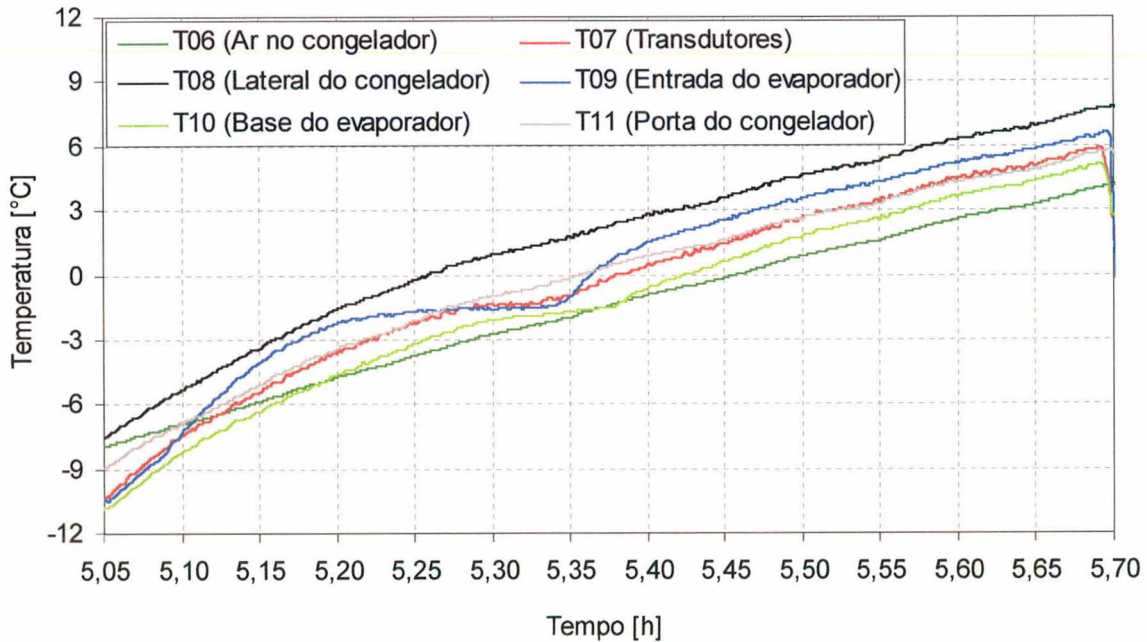


Figura 5.37 – Temperaturas analisadas durante a parada do compressor no teste de “pull down” a 43°C.

O fluxo de calor por convecção apresenta uma leve oscilação durante este processo que não pode ser claramente explicado com base nos dados disponíveis por se

tratar de um fenômeno de interface. O comportamento dos fluxos de calor após o processo de condensação é análogo ao período que antecedeu este processo.

A figura 5.38 mostra os fluxos de calor por radiação e por convecção sobre a região analisada na condição de regime permanente (após 15 horas de teste). Verifica-se que neste caso a convecção é responsável por 91,6% do fluxo de calor total sendo o restante relativo à radiação. A radiação tem pouca importância em regime permanente, pois nesta situação a temperatura no local dos transdutores está relativamente próxima à temperatura média radiante do ambiente interno do congelador minimizando o efeito radiativo (apenas 8,4% do fluxo de calor total).

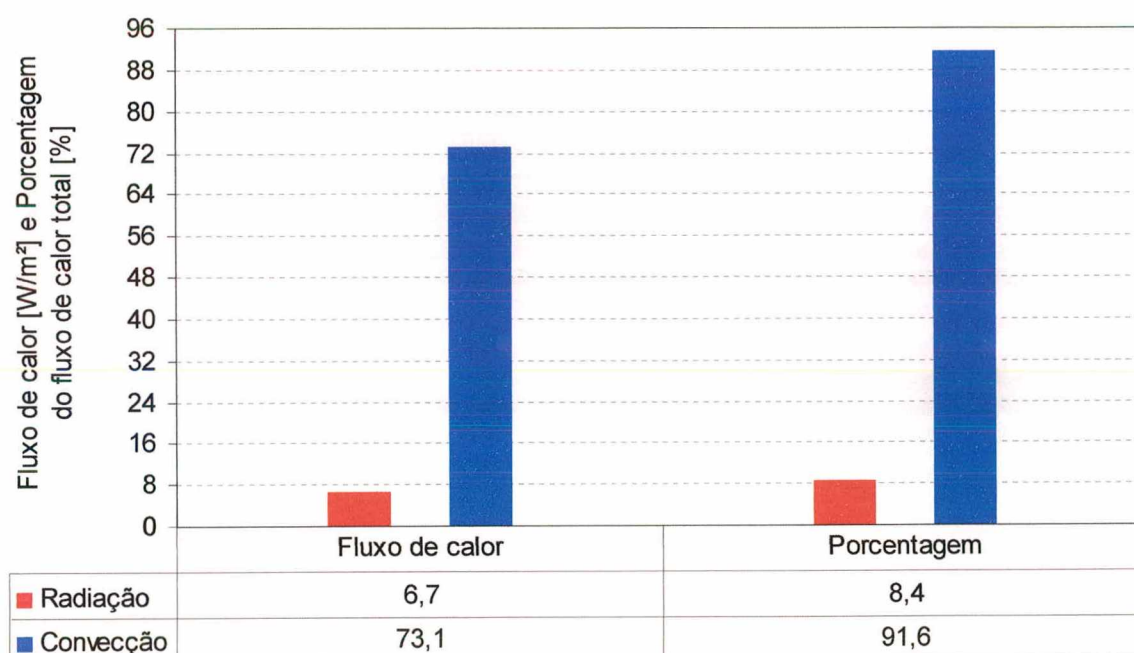


Figura 5.38 – Fluxos de calor no evaporador em regime permanente no teste de “pull down” a 43°C.

6. CONCLUSÕES

Apresentou-se um método para a determinação do nível do isolamento térmico de refrigeradores que fornece valores comparáveis aos obtidos por meio de testes normalizados de fluxo reverso e permite, além disso, a identificação das taxas de transferência de calor através de cada uma das superfícies envolvidas identificando as regiões mais críticas.

A mesma técnica, baseada na utilização de transdutores de fluxo de calor, foi aplicada na realização de testes de “pull down” (a 43°C e 32°C) e testes de regime cíclico. Além de permitir a análise das taxas de transferência de calor durante o funcionamento convencional do sistema, tais testes possibilitaram determinar o impacto dos elementos quentes do sistema (condensador e compressor) sobre a taxa total de transferência de calor para o interior do gabinete.

A utilização de transdutores de fluxo de calor diretamente sobre o evaporador permitiu a determinação instantânea da capacidade de refrigeração e do coeficiente de performance do sistema. Ficou evidente que a transposição de dados de performance obtidos em calorímetros para as condições reais de operação do sistema deve ser feita com cuidado.

Uma técnica para a determinação das parcelas de transferência de calor por convecção e por radiação foi apresentada. Resultados foram obtidos para uma região específica do evaporador onde verificou-se que a radiação é responsável por 8,4% do fluxo de calor total ao término de um teste de “pull down” a 43°C.

Sugere-se a realização de trabalhos com maior número de conjuntos de transdutores (branco, preto e com película de alumínio) para que seja possível generalizar os resultados para todo o evaporador e analisar minuciosamente os comportamentos da radiação e da convecção.

Investigações mais aprofundadas são sugeridas, abordando a região superior do refrigerador, visando esclarecer o comportamento do fluxo de calor e a constatação de valores negativos no início dos testes de “pull down”.

Além disso, outra sugestão é a realização de testes experimentais com o objetivo de determinar a transferência de calor bidimensional pelos flanges do refrigerador e da porta.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABRAMSON, D. S., TURIEL, I. & HEYDARI, A., 1990. *Analysis of Refrigerator-Freezer Design and Energy Efficiency by Computer Modeling: A DOE Perspective*. Department of Energy – U.S.A.

ALTHOUSE, A. D., TURNQUIST, C. H. & BRACCIANO, A. F., 1996. *Modern Refrigeration and Air Conditioning*. Goodheart Willcox.

ASHRAE Handbook, 1997. *Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. Atlanta – U.S.A.

ASHRAE Handbook, 1998. *Refrigeration*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. Atlanta – U.S.A.

BEJAN, A. & LIM, J. S., 1994. *Two Fundamental Problems of Refrigerators Thermal Insulation Design*. Heat Transfer Engineering. vol. 15 no. 3.

BOUGHTON, B. E., CLAUSING, A. M. & NEWELL, T. A., 1996. *An Investigation of Household Refrigerator Cabinet Thermal Loads*. HVAC&R Research.

DOSSAT, R. J., 1997. *Principles of Refrigeration*. Ed. Prentice Hall – E.U.A.

FLYNN, S., ROUCH, K. & FINE, H. A., 1992. *Finite Element Analysis of Heat Transfer through the Gasket Region of Refrigerator/Freezers*. United States Environmental Protection Agency – U.S.A.

GONÇALVES, J. M., 1994. *Análise Experimental do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares*. Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica - UFSC, Florianópolis – SC.

GOSNEY, W. B., 1982. *Principles of Refrigeration*. Cambridge University Press, Cambridge – U.K.

GÜTHS, S., PHILIPPI, P. C., GAVIOT, E., THERY, P., 1995. *Um Transdutor de Fluxo de Calor a Gradiente Tangencial*. COBEM – CIDIM.

HESSAMI, A., 1993. *Computer Simulation of Heat Transfer Characteristics of Domestic Refrigerators*. AIRAH International Conference, Sydney.

INCROPERA, F. P. & de WITT, D. P., 1992. *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*. LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S. A. Rio de Janeiro, RJ.

KLEIN, F. H., 1998. *Desenvolvimento de um Código Computacional para Análise do Desempenho de Refrigeradores Domésticos*. Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica - UFSC, Florianópolis – SC.

KLEIN, F. H. & MELO, C., 1998. *Desenvolvimento e Validação de um Código Computacional para Simular Refrigeradores Domésticos*. V CEM-NNE.

NBR 8888, 1985. *Refrigeradores e Congeladores Elétricos - Medição do Consumo de Energia - Método de Ensaio*. Norma técnica ABNT.

NTB00048, 1992. *Refrigeradores, Congeladores e Aparelhos Similares - Abaixamento de Temperatura - "Pull down" - Método de Ensaio*. Norma técnica Brasmotor, Grupo Brasmotor S. A., Joinville – SC.

NTB00119, 1992. *Isolação Térmica de Refrigeradores e Congeladores - Determinação do Fator UA - Método de Ensaio*. Norma técnica Brasmotor, Grupo Brasmotor S. A., Joinville – SC.

SILVA, L. W., 1998. *Caracterização da Transferência de Calor em Evaporadores "Roll-Bond"*. Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica - UFSC, Florianópolis – SC.

SILVA, L. W. & MELO, C., 1998. *Distribuição de Fluxo de Calor nas Superfícies Externas de um Refrigerador Doméstico*. V CEM-NNE.

STOECKER, W. F. & JONES, J. W., 1985. *Refrigeração e Ar Condicionado*. McGraw-Hill do Brasil - São Paulo, SP.

APÊNDICE A - CALIBRAÇÃO DOS CABOS DE COMPENSAÇÃO

A calibração dos cabos de compensação tipo “T” (Cu-Co), bitola 24 AWG, foi realizada no laboratório de metrologia da Embraco.

Foram utilizados dois lotes de cabos de compensação. Cada lote foi nomeado pelo polinômio resultante do processo de calibração responsável pela conversão da tensão gerada pelos transdutores (mV) em temperatura (°C). Desta forma, o lote usado para medir as temperaturas do ar no interior do gabinete foi nomeado de “curva 47” e o utilizado para avaliar a temperatura externa ao gabinete ficou conhecido por “curva 32”.

A.1 - INCERTEZA DE MEDIÇÃO

O erro total de medição é a soma quadrática de todos os erros envolvidos:

$$Erro\ total = \sqrt{E_{regr}^2 + E_{pad}^2 + E_{ref}^2 + E_{ind}^2} \quad (A.1)$$

na qual E_{regr} é o erro na utilização do polinômio direto, E_{pad} é o erro do sensor de temperatura padrão, E_{ref} é o erro do sensor de temperatura auxiliar e E_{ind} é o erro do multímetro padrão (fazendo uma aproximação linear da variação da tensão do termopar com a temperatura, tem-se que o erro do multímetro que é de 0,00619 mV, na calibração da “curva 47”, corresponde a 0,16°C. Para a “curva 32” é 0,0109 mV ou 0,267°C).

A.2 - DADOS E RESULTADOS DA CALIBRAÇÃO

A calibração do lote da “curva 47” é válida para a faixa compreendida entre -30 e 200°C. A tabela A.1 mostra os dados utilizados para a obtenção do polinômio de quinta ordem apresentado na equação A.2.

$$\begin{aligned} T = & 4,5433233934 \cdot 10^{-5} \cdot V^5 - 2,2578327513 \cdot 10^{-3} \cdot V^4 + \\ & + 4,6886697542 \cdot 10^{-2} \cdot V^3 - 7,000785879 \cdot 10^{-1} \cdot V^2 + \\ & + 24,357564558 \cdot V + 1,971262778 \cdot 10^{-1} \end{aligned} \quad (A.2)$$

Tabela A.1 - Dados da calibração do lote "curva 47".

Padrão [°C]	Termopar [mV]	Regressão [°C]	E _{reg} [°C]
-36,3595	-1,436508	-36,3862	-2,67592190 E-02
-29,1161	-1,159197	-29,0560	6,01495510 E-02
-24,5685	-0,988594	-24,6143	-4,58156130 E-02
-19,0973	-0,775223	-19,1288	-3,14852389 E-02
-15,1537	-0,617452	-15,1207	3,29268589 E-02
-10,0020	-0,412052	-9,96166	4,03400055 E-02
-4,77343	-0,202337	-4,76038	1,30573505 E-02
7,17486 E-2	-7,494744 E-3	1,45332	-5,72153953 E-02
10,29526	0,4196195	10,29816	2,89858999 E-03
15,79639	0,6528909	15,81418	1,77905790 E-02
20,30911	0,8464622	20,34057	3,14620760 E-02
22,73520	0,9505452	22,75600	2,08030740 E-02
24,09301	1,0095766	24,12035	2,73366729 E-02
26,03987	1,0952766	26,09398	5,41142360 E-02
28,26628	1,1913622	28,29700	3,07166250 E-02
29,65404	1,2493338	29,62121	-3,28302859 E-02
31,73069	1,3401338	31,68797	-4,27249679 E-02
33,89720	1,4353338	33,84541	-5,17910940 E-02
35,89398	1,5239482	35,84505	-4,89282790 E-02
37,93070	1,6158195	37,90965	-2,10510769 E-02
39,99736	1,7076482	39,96474	-3,26258260 E-02
41,87434	1,7913338	41,83029	-4,40489039 E-02
44,94938	1,9343909	45,00357	5,41872080 E-02
50,07411	2,1644024	50,06509	-9,02224698 E-03
59,87132	2,6172465	59,89158	2,02586849 E-02
69,71944	3,0793766	69,74337	2,39289479 E-02
79,82314	3,5611622	79,84045	1,73082469 E-02
89,77709	4,0434622	89,78522	8,12261994 E-03
99,70109	4,5321622	99,70868	7,59079598 E-03
119,7687	5,5422766	119,7786	9,86423005 E-03
139,6367	6,5671052	139,5983	-3,83611000 E-02
159,4547	7,6191338	159,4360	-1,87146000 E-02
179,2957	8,7008052	179,3380	4,23245499 E-02
199,2605	9,8096052	199,2467	-1,38070599 E-02

O erro na utilização deste polinômio será o correspondente à segunda linha da tabela A.1 (0,0614955°C). Aplicando este valor, por ser o pior de toda a tabela, à equação A.1, tem-se:

$$\text{Erro total} = \sqrt{0,0601495^2 + 0,0812^2 + 0,0838^2 + 0,16^2} = 0,206963 \quad (\text{A.3})$$

Logo, o erro total dos cabos de compensação do lote “curva 47” é de $\pm 0,2^\circ\text{C}$.

Quanto ao lote da “curva 32”, os dados utilizados na calibração estão apresentados na tabela A.2 e estabeleceu-se o polinômio da equação A.4 para a faixa compreendida entre -40 e 200°C .

Tabela A.2 - Dados da calibração do lote “curva 32”.

Padrão [°C]	Termopar [mV]	Regressão [°C]	E_{reg} [°C]
-39,003	-1,4296	-38,806	-0,19664
-31,173	-1,1765	-31,511	0,33785
-24,182	-0,9115	-24,066	-0,11632
-10,842	-0,4299	-10,995	0,15335
-5,189	-0,1996	-4,929	-0,26022
14,105	0,5421	13,923	0,18199
29,82	1,1988	29,899	-7,841 E-02
39,796	1,6205	39,871	-7,357 E-02
49,74	2,0474	49,771	-3,065 E-02
59,886	2,4915	59,888	-2,13 E-03
69,576	2,9223	69,546	2,978 E-02
79,53	3,3707	79,447	8,241 E-02
89,448	3,8284	89,409	3,971 E-02
99,639	4,3074	99,684	-4,451 E-02
109,707	4,7792	109,665	4,162 E-02
119,43	5,2446	119,374	5,567 E-02
129,65	5,7531	129,835	-0,18593
140,104	6,259	140,091	1,359 E-02
160,068	7,2622	160,008	6,043 E-02
179,736	8,2803	179,734	2,16 E-03
199,938	9,3396	199,947	-8,37 E-03

$$\begin{aligned} T = & 3,9592099934 \cdot 10^{-4} \cdot V^5 - 1,0346048663 \cdot 10^{-2} \cdot V^4 + \\ & + 1,124640466 \cdot 10^{-1} \cdot V^3 - 9,343503742 \cdot 10^{-1} \cdot V^2 + \\ & + 25,715334507 \cdot V + 2,409899206 \cdot 10^{-1} \end{aligned} \quad (\text{A.4})$$

O pior erro na utilização deste polinômio encontra-se na segunda linha da tabela A.2 (0,338°C). Aplicando a equação A.1, tem-se:

$$\text{Erro total} = \sqrt{0,338^2 + 0,18^2 + 0,18^2 + 0,267^2} = 0,50033 \quad (\text{A.5})$$

Portanto, o erro total deste lote é de $\pm 0,5^\circ\text{C}$.

APÊNDICE B - CALIBRAÇÃO DOS TRANSDUTORES DE PRESSÃO

O transdutor utilizado na linha de pressão de sucção foi o PTF42 e na descarga foi o PTF40. Segundo o procedimento de Gonçalves (1994), pressões padrões (p_{pd}) são aplicadas ao transdutor. O sinal de tensão fornecido pelo transdutor é então submetido a um fator multiplicativo, de acordo com sua faixa de operação, conforme a tabela B.1.

Tabela B.1 - Fatores multiplicativos usados na calibração dos transdutores de pressão.

Transdutor	Faixa de medição [bar]	Fator multiplicativo [bar/mV]
PTF42	0 - 10	1000
PTF40	0 - 20	2000

Como resultado do tratamento do sinal de tensão tem-se uma pressão lida (p_l) que é então utilizada como ponto de calibração para a obtenção das curvas que fornecem a pressão ajustada final (p).

Para cada pressão padrão aplicada ao transdutor eram lidos vários valores sendo considerado a média aritmética para a determinação da pressão ajustada final.

B.1 - INCERTEZA DE MEDIÇÃO

A incerteza de medição da pressão é dada pela seguinte expressão:

$$IM = \sqrt{IM_p^2 + IM_a^2} \quad (\text{B.1})$$

na qual IM é a incerteza de medição da pressão, IM_p é a incerteza de medição pontual (valor máximo) e IM_a é a incerteza de medição do ajuste.

A incerteza de medição pontual foi obtida a partir das variações das pressões lidas para uma mesma pressão padrão mantida constante sendo considerado o valor correspondente à máxima variação em relação à média. A incerteza de medição do ajuste é originada pela utilização do polinômio obtido.

B.2 - DADOS E RESULTADOS DA CALIBRAÇÃO

A tabela B.2 mostra os dados utilizados para a obtenção do polinômio de quinto grau apresentado na equação B.2 na calibração do transdutor PTF40.

Tabela B.2 - Dados da calibração do PTF40.

p_{pd} [bar]	p_l [bar]	p [bar]
2,0128	1,6937	2,0132
3,0114	2,6955	3,0106
5,0091	4,7086	5,0095
7,0069	6,7221	7,0069
9,0044	8,7342	9,0041
11,0117	10,7525	11,0093
13,0101	12,7628	13,0074
15,0076	14,769	15,0009
17,0151	16,7833	17,0013
19,0128	18,7852	18,9894

$$p = 2,952 \cdot 10^{-7} \cdot p_l^5 - 1,63344 \cdot 10^{-5} \cdot p_l^4 + 3,43155 \cdot 10^{-4} \cdot p_l^3 + -3,1748311 \cdot 10^{-3} \cdot p_l^2 + 1,0052466221 \cdot p_l + 3,181628166 \cdot 10^{-1} \quad (\text{B.2})$$

Para os valores de $IM_p = \pm 0,00713$ e $IM_a = \pm 0,0008272$, tem-se:

$$IM = \sqrt{0,00713^2 + 0,0008272^2} = 0,0071822 \quad (\text{B.3})$$

A incerteza deste transdutor, portanto, é de $\pm 0,007$ bar.

Quanto ao transdutor PTF42, o polinômio de quinto grau resultante está apresentado na equação B.4 e os dados de calibração estão na tabela B.3.

$$p = 5,8294 \cdot 10^{-6} \cdot p_l^5 - 1,859534 \cdot 10^{-4} \cdot p_l^4 + 2,344338 \cdot 10^{-3} \cdot p_l^3 + -1,4453103 \cdot 10^{-2} \cdot p_l^2 + 1,040875674 \cdot p_l + 4,0118781 \cdot 10^{-3} \quad (\text{B.4})$$

Tabela B.3 - Dados da calibração do PTF42.

p_{pd} [bar]	p_l [bar]	p [bar]
2,0128	1,9691	2,0128
3,0114	2,9650	3,0112
4,0103	3,9659	4,0106
5,0091	4,9666	5,0088
6,0075	5,9679	6,0076
7,0069	6,9692	7,0068
8,0055	7,9699	8,0056
9,0044	8,9699	9,0043
10,0032	9,9681	10,0032

Para os valores de $IM_p = \pm 0,00786$ e $IM_a = \pm 0,0003177$, tem-se:

$$IM = \sqrt{0,00786^2 + 0,0003177^2} = 0,0078660 \quad (B.5)$$

Logo, a incerteza do transdutor PTF42 é de $\pm 0,008$ bar.

APÊNDICE C - CALIBRAÇÃO DOS TRANSDUTORES DE GRANDEZAS ELÉTRICAS

Convenções:

- $V_{\text{ref entrada}}$ → Valor de referência padrão aplicado à entrada do transdutor.
- $V_{\text{ref saída}}$ → Valor de referência esperado na saída do transdutor.
- Média → Média das medidas efetuadas na calibração.
- Td (Tendência) → Efeito sistemático passível de correção.
- $U_{95\%}$ → Incerteza de medição expandida em valor absoluto com nível de confiança de 95%.
- $U_{95\%} (\%)$ → Incerteza de medição expandida em percentual relativo ao $V_{\text{ref saída}}$ com nível de confiança de 95%.

C.1 - CALIBRAÇÃO DO TRANSDUTOR DE TENSÃO

Número de série: 487/94.

Fator de conversão: 60 V / 1 V.

O resultado da calibração do transdutor de tensão é apresentado na tabela C.1.

Tabela C.1 - Resultado da calibração do transdutor de tensão.

$V_{\text{ref entrada}}$ [V]	$V_{\text{ref saída}}$ [V]	Média [V]	Td [V]	$U_{95\%}$ [V]	$U_{95\%}$ [%]
60	1	0,998	-0,002	0,0009	0,09
120	2	1,995	-0,005	0,0010	0,05
180	3	2,995	-0,005	0,0012	0,04
240	4	3,997	-0,003	0,0016	0,04
300	5	4,999	-0,001	0,0017	0,03

C.2 - CALIBRAÇÃO DO TRANSDUTOR DE CORRENTE

Número de série: 572/94.

Fator de conversão: 1 A / 1 V.

Apresenta-se, na tabela C.2, o resultado da calibração do transdutor de corrente.

Tabela C.2 - Resultado da calibração do transdutor de corrente.

V _{ref entrada} [A]	V _{ref saída} [V]	Média [V]	Td [V]	U _{95%} [V]	U _{95%} [%]
1	1	0,999	-0,001	0,0021	0,21
2	2	1,996	-0,004	0,0042	0,21
3	3	3,000	0,000	0,0063	0,21
4	4	4,002	0,002	0,0083	0,21
5	5	5,004	0,004	0,0100	0,21

C.3 - CALIBRAÇÃO DO TRANSDUTOR DE POTÊNCIA

Número de série: 493/94.

Fator de conversão: 200 W / 1 V.

Na tabela C.3 é apresentado o resultado da calibração do transdutor de potência.

Tabela C.3 - Resultado da calibração do transdutor de potência.

V _{ref entrada} [W]	V _{ref saída} [V]	Média [V]	Td [V]	U _{95%} [V]	U _{95%} [%]
200	1	0,999	-0,001	0,0023	0,23
400	2	2,002	0,002	0,0042	0,21
600	3	3,008	0,008	0,0062	0,21
800	4	4,010	0,010	0,0083	0,21
1000	5	5,014	0,014	0,0100	0,21

APÊNDICE D - CALIBRAÇÃO DOS TRANSDUTORES DE FLUXO DE CALOR

D.1 - TRANSDUTORES DE 4,5 x 1 cm.

Área real do transdutor: 0,000467 m².

Resistência elétrica utilizada: 18,000 Ω.

Potência dissipada: 3,026 W.

A tabela D.1 apresenta as constantes de calibração e a incerteza associada.

Tabela D.1 - Constantes de calibração e incertezas dos transdutores de 4,5 x 1 cm.

Transdutor	Constante [W/mV]	Incerteza [W/mV]
A	0,6092	0,0010
B	0,5390	0,0010
C	0,4710	0,0008
E	0,3960	0,0007
F	0,4538	0,0008
G	0,3168	0,0005
H	0,4138	0,0007
I	0,6253	0,0011
J	0,2939	0,0005
L	0,5049	0,0008
M	0,3363	0,0006
N	0,4542	0,0008
O	0,4479	0,0008
P	0,4136	0,0007
Q	0,3681	0,0006
R	0,2781	0,0005

D.2 - TRANSDUTORES DE 14,4 x 1,7 cm.

Área real do transdutor: 0,002368 m².

Resistência elétrica utilizada: 8,210 Ω.

Potência dissipada: 3,055 W.

A tabela D.2 apresenta as constantes de calibração e a incerteza associada.

Tabela D.2 - Constantes de calibração e incertezas dos transdutores de 14,4 x 1,7 cm.

Transdutor	Constante [W/mV]	Incerteza [W/mV]
05	0,5537	0,0009
07	0,8403	0,0015
08	0,5380	0,0009
09	0,3102	0,0005
10	0,4514	0,0008
11	1,7747	0,0031
13	0,3609	0,0006
14	0,3885	0,0007
15	0,5031	0,0009
17	0,3665	0,0006
20	0,7016	0,0012
21	0,6456	0,0011
22	0,8312	0,0014
23	0,9759	0,0017
24	0,9263	0,0016
25	1,3143	0,0023
26	0,3664	0,0006
27	0,7362	0,0013
28	0,3894	0,0007
29	0,3446	0,0006
30	0,3614	0,0006
31	0,4702	0,0008
32	0,6128	0,0010

D.3 - TRANSDUTORES DE 5 x 5 cm.

Área real do transdutor: 0,002601 m².

Resistência elétrica utilizada: 10,520 Ω.

Potência dissipada: 3,068 W.

A tabela D.3 apresenta as constantes de calibração e a incerteza associada.

Tabela D.3 - Constantes de calibração e incertezas dos transdutores de 5 x 5 cm.

Transdutor	Constante [W/mV]	Incerteza [W/mV]
1B	2,0556	0,0037
2B	1,1306	0,0020
3B	0,6281	0,0011
5B	0,6436	0,0011
6B	1,3253	0,0024
7B	0,2861	0,0005
9B	1,0252	0,0018
10B	0,5672	0,0010
12B	0,4794	0,0008
15B	0,6901	0,0012
18B	0,8368	0,0015
21B	1,1073	0,0020
22B	0,3303	0,0006
23B	0,3909	0,0007
25B	0,4676	0,0008
27B	0,4629	0,0008
29B	0,5862	0,0010
30B	0,3436	0,0006
32B	0,6220	0,0011
33B	1,0817	0,0019
37B	0,4642	0,0008
39B	0,6487	0,0012
40B	1,0892	0,0019
44B	0,7521	0,0013

D.4 - TRANSDUTORES DE 5 x 1 cm.

Área real do transdutor: 0,000520 m².

Resistência elétrica utilizada: 13,045 Ω.

Potência dissipada: 3,006 W.

A tabela D.4 apresenta as constantes de calibração e a incerteza associada.

Tabela D.4 - Constantes de calibração e incertezas dos transdutores de 5 x 1 cm.

Transdutor	Constante [W/mV]	Incerteza [W/mV]
C01	0,8005	0,0014
C03	1,5397	0,0027
C04	0,3440	0,0006
C12	0,9633	0,0017
C13 / CAI	0,6312	0,0011
C15	0,9912	0,0018
C18	0,8759	0,0015
C20	0,9583	0,0017
CN	0,6051	0,0011