

MARCUS VINICIUS ALVES PEREIRA

**ANÁLISE EXERGÉTICA EXPERIMENTAL DE UMA
UNIDADE DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE 5 TR
MOVIDA A GÁS LIQUEFEITO DE PETRÓLEO (GLP) E/OU
GASES DE EXAUSTÃO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Setor de Tecnologia, da Universidade Federal do Paraná, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Viriato Coelho Vargas.
Co-orientador: Prof. Dr. Rudmar Serafim de Matos.

CURITIBA
2006

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao professor Vargas pela sua orientação, apoio e ensinamentos, fundamentais para o bom transcorrer deste trabalho.

Ao professor Rudmar Matos pelas sugestões e co-orientação.

Ao todos os meus amigos da UFPR e da Nilko que de algum modo participaram do sucesso desse trabalho.

À FINEP, pelo suporte financeiro ao projeto DORAGEX.

À Nilko Metalurgia Ltda, pelo apoio e suporte financeiro.

A minha família que sempre participou ativamente de todos os passos da minha carreira acadêmica e profissional.

Um agradecimento especial a Lilian pelo amor, companheirismo e paciência.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	iv
LISTA DE TABELAS	v
LISTA DE GRÁFICOS	vii
LISTA DE ABREVIATURAS.....	xv
RESUMO.....	xviii
ABSTRACT	xix
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 MOTIVAÇÃO	1
1.2 OBJETIVOS	1
1.3 METODOLOGIA E PLANO DE TRABALHO	2
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
3. MODELO MATEMÁTICO.....	14
3.1 ANÁLISE ENERGÉTICA DO SISTEMA DE ABSORÇÃO	14
3.2 ANÁLISE EXERGÉTICA DO SISTEMA DE ABSORÇÃO	16
4. DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL.....	18
4.1 SISTEMA DE ABSORÇÃO ÁGUA-AMÔNIA (ROBUR).....	18
4.2 INFRA-ESTRUTURA DO SISTEMA	21
4.3 PROPRIEDADES DO COMBUSTÍVEL DA FONTE DE CALOR	22
4.4 SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS.....	23
4.4.1 Sensores de Temperatura.....	24
4.4.2 Medidores de Vazão	24
4.4.3 Medidores de Consumo de GLP.....	25
4.4.4 Posicionamento dos Sensores no Aparato Experimental	25

4.5 AVALIAÇÃO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA	26
4.6 AVALIAÇÃO ENERGÉTICA E EXERGÉTICA	27
4.6 CÁLCULO DAS INCERTEZAS	28
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO	30
5.1 TESTES DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”)	32
5.2 ANÁLISE DE DESEMPENHO PELA 1ª LEI DA TERMODINÂMICA	45
5.3 ANÁLISE DE DESEMPENHO PELA 2ª LEI DA TERMODINÂMICA	57
5.4 RESULTADOS FINAIS DE OTIMIZAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA QUENTE E ÁGUA FRIA	64
6 CONCLUSÕES	66
7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	68
APÊNDICE A – RESUMO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	70
APÊNDICE B - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO CICLO DE AQUECIMENTO.....	75
BIOGRAFIA.....	83
PUBLICAÇÕES.....	84

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 – CICLO BÁSICO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	4
FIGURA 2.2 – SISTEMA DE ABSORÇÃO CONTÍNUA	8
FIGURA 2.3 – SISTEMA DE ABSORÇÃO CONTÍNUA	9
FIGURA 2.4 – PROTÓTIPO DO SISTEMA DE ABSORÇÃO PROPOSTO POR ABREU (1999).....	10
FIGURA 4.1 – SISTEMA DE ABSORÇÃO ÁGUA-AMÔNIA.....	20
FIGURA 4.2 – SISTEMA DE ABSORÇÃO ÁGUA-AMÔNIA.....	21
FIGURA 4.3 – VISÃO GERAL DA INFRA-ESTRUTURA PARA OS EQUIPAMENTOS	22
FIGURA 4.4 – TELA PRINCIPAL DO SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS	23
FIGURA 4.5 – TELA DE GRÁFICOS DO SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS.....	24
FIGURA 4.6 – DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DOS PONTOS DE MEDIÇÃO DO SISTEMA DE ABSORÇÃO	25

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 – PARES REFRIGERANTE-ABSORVENTE	5
TABELA 2.2 – DIFERENÇAS ENTRE OS SISTEMAS DE ABSORÇÃO MAIS UTILIZADOS	6
TABELA 4.1 – DADOS TÉCNICOS SISTEMA DE ABSORÇÃO	18
TABELA 4.1 – DADOS TÉCNICOS SISTEMA DE ABSORÇÃO	19
TABELA 4.2 – PROPRIEDADES DO COMBUSTÍVEL	22
TABELA 4.3 – POSICIONAMENTO DOS SENSORES DE MEDIÇÃO	26
TABELA 4.4 – VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS EM ENSAIO DE "PULLDOWN"	27
TABELA A.1 – RESUMO DOS VALORES DE DIFERENÇA DE TEMPERATURA, TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO, CONTEÚDO EXERGÉTICOS DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO E EFICIÊNCIAS DE 1ª E 2ª LEI DA TERMODINÂMICA PARA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE DE $0,40 \text{ kg s}^{-1}$	70
TABELA A.2 – RESUMO DOS VALORES DE DIFERENÇA DE TEMPERATURA, TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO, CONTEÚDO EXERGÉTICOS DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO E EFICIÊNCIAS DE 1ª E 2ª LEI DA TERMODINÂMICA PARA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE DE $0,50 \text{ kg s}^{-1}$	71
TABELA A.3 – RESUMO DOS VALORES DE DIFERENÇA DE TEMPERATURA, TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO, CONTEÚDO EXERGÉTICOS DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO E EFICIÊNCIAS DE 1ª E 2ª LEI DA TERMODINÂMICA PARA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE DE $0,67 \text{ kg s}^{-1}$	72
TABELA A.4 – RESUMO DOS VALORES DE DIFERENÇA DE TEMPERATURA, TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO, CONTEÚDO	

EXERGÉTICOS DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO E EFICIÊNCIAS DE 1ª E 2ª LEI DA TERMODINÂMICA PARA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE DE $0,83 \text{ kg s}^{-1}$	73
TABELA A.5 – RESUMO DOS VALORES DE DIFERENÇA DE TEMPERATURA, TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO, CONTEÚDO EXERGÉTICOS DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO E EFICIÊNCIAS DE 1ª E 2ª LEI DA TERMODINÂMICA PARA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE DE $0,90 \text{ kg s}^{-1}$	74
TABELA B.1 – RESUMO DOS VALORES DE DIFERENÇA DE TEMPERATURA, TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE AQUECIMENTO, CONTEÚDO EXERGÉTICOS DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE AQUECIMENTO E EFICIÊNCIAS DE 1ª E 2ª LEI DA TERMODINÂMICA PARA A VAZÃO MÁSSICA DA MISTURA DE ÁGUA / ETILENO-GLICOL DE $0,37 \text{ kg s}^{-1}$	79
TABELA B.2 – RESUMO DOS VALORES DE DIFERENÇA DE TEMPERATURA, TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE AQUECIMENTO, CONTEÚDO EXERGÉTICOS DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE AQUECIMENTO E EFICIÊNCIAS DE 1ª E 2ª LEI DA TERMODINÂMICA PARA A VAZÃO MÁSSICA DA MISTURA DE ÁGUA / ETILENO-GLICOL DE $0,50 \text{ kg s}^{-1}$	80
TABELA B.3 – RESUMO DOS VALORES DE DIFERENÇA DE TEMPERATURA, TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE AQUECIMENTO, CONTEÚDO EXERGÉTICOS DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE AQUECIMENTO E EFICIÊNCIAS DE 1ª E 2ª LEI DA TERMODINÂMICA PARA A VAZÃO MÁSSICA DA MISTURA DE ÁGUA / ETILENO-GLICOL DE $0,67 \text{ kg s}^{-1}$	81
TABELA B.4 – RESUMO DOS VALORES DE DIFERENÇA DE TEMPERATURA, TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE AQUECIMENTO, CONTEÚDO EXERGÉTICOS DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE AQUECIMENTO E EFICIÊNCIAS DE 1ª E 2ª LEI DA TERMODINÂMICA PARA A VAZÃO MÁSSICA DA MISTURA DE ÁGUA / ETILENO-GLICOL DE $0,83 \text{ kg s}^{-1}$	82

LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 5.1 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,37 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,40 \text{ kg s}^{-1}$	33
GRÁFICO 5.2 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,40 \text{ kg s}^{-1}$	33
GRÁFICO 5.3 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,40 \text{ kg s}^{-1}$	34
GRÁFICO 5.4 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,83 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,40 \text{ kg s}^{-1}$	34
GRÁFICO 5.5 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,37 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$	35
GRÁFICO 5.6 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$	36
GRÁFICO 5.7 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE	

TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$	36
GRÁFICO 5.8 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,83 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$	37
GRÁFICO 5.9 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,37 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$	38
GRÁFICO 5.10 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$	38
GRÁFICO 5.11 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$	39
GRÁFICO 5.12 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,83 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$	39
GRÁFICO 5.13 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,37 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,83 \text{ kg s}^{-1}$	40
GRÁFICO 5.14 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE	

TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,83 \text{ kg s}^{-1}$	41
GRÁFICO 5.15 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,83 \text{ kg s}^{-1}$	41
GRÁFICO 5.16 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,83 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,83 \text{ kg s}^{-1}$	42
GRÁFICO 5.17 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,37 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,90 \text{ kg s}^{-1}$	43
GRÁFICO 5.18 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,90 \text{ kg s}^{-1}$	43
GRÁFICO 5.19 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,90 \text{ kg s}^{-1}$	44
GRÁFICO 5.20 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,83 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,90 \text{ kg s}^{-1}$	44
GRÁFICO 5.21 – DIFERENÇA ENTRE A TEMPERATURA DE SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL E A TEMPERATURA DE ENTRADA DA MESMA	

MISTURA EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,40 \text{ kg s}^{-1}$	45
GRÁFICO 5.22 – DIFERENÇA ENTRE A TEMPERATURA DE SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL E A TEMPERATURA DE ENTRADA DA MESMA MISTURA EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,50 \text{ kg s}^{-1}$	46
GRÁFICO 5.23 – DIFERENÇA ENTRE A TEMPERATURA DE SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL E A TEMPERATURA DE ENTRADA DA MESMA MISTURA EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,67 \text{ kg s}^{-1}$	46
GRÁFICO 5.24 – DIFERENÇA ENTRE A TEMPERATURA DE SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL E A TEMPERATURA DE ENTRADA DA MESMA MISTURA EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,83 \text{ kg s}^{-1}$	47
GRÁFICO 5.25 – DIFERENÇA ENTRE A TEMPERATURA DE SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL E A TEMPERATURA DE ENTRADA DA MESMA MISTURA EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,90 \text{ kg s}^{-1}$	47
GRÁFICO 5.26 – COMPARATIVO ENTRE AS DIFERENÇAS DE TEMPERATURA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL PARA AS VARIAÇÕES DAS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA QUENTE ($0,40$ A $0,90 \text{ kg s}^{-1}$).	48
GRÁFICO 5.27 – TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,40 \text{ kg s}^{-1}$	49
GRÁFICO 5.28 – TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,50 \text{ kg s}^{-1}$	49

GRÁFICO 5.29 – TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,67 \text{ kg s}^{-1}$	50
GRÁFICO 5.30 – TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,83 \text{ kg s}^{-1}$	50
GRÁFICO 5.31 – TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,90 \text{ kg s}^{-1}$	51
GRÁFICO 5.32 – COMPARATIVO DAS TAXAS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA FRIA, TENDO COMO FIXA AS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA QUENTE ($0,40$ A $0,90 \text{ kg s}^{-1}$).	52
GRÁFICO 5.33 – EFICIÊNCIA DE 1ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,40 \text{ kg s}^{-1}$	53
GRÁFICO 5.34 – EFICIÊNCIA DE 1ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,50 \text{ kg s}^{-1}$	53
GRÁFICO 5.35 – EFICIÊNCIA DE 1ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,67 \text{ kg s}^{-1}$	54
GRÁFICO 5.36 – EFICIÊNCIA DE 1ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,83 \text{ kg s}^{-1}$	54
GRÁFICO 5.37 – EFICIÊNCIA DE 1ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,90 \text{ kg s}^{-1}$	55

GRÁFICO 5.38 – COMPARATIVO DAS EFICIÊNCIAS DE 1ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA FRIA, TENDO COMO FIXA AS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA QUENTE (0,40 A 0,90 kg s ⁻¹).....	55
GRÁFICO 5.39 – CONTEÚDO EXERGÉTICO DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM 0,40 kg s ⁻¹	57
GRÁFICO 5.40 – CONTEÚDO EXERGÉTICO DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM 0,50 kg s ⁻¹	58
GRÁFICO 5.41 – CONTEÚDO EXERGÉTICO DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM 0,67 kg s ⁻¹	58
GRÁFICO 5.42 – CONTEÚDO EXERGÉTICO DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM 0,83 kg s ⁻¹	59
GRÁFICO 5.43 – CONTEÚDO EXERGÉTICO DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM 0,90 kg s ⁻¹	59
GRÁFICO 5.44 – COMPARATIVO DOS CONTEÚDOS EXERGÉTICOS DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA FRIA, TENDO COMO FIXA AS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA QUENTE (0,40 A 0,90 kg s ⁻¹).....	60

GRÁFICO 5.45 – EFICIÊNCIA DE 2ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,40 \text{ kg s}^{-1}$.	61
GRÁFICO 5.46 – EFICIÊNCIA DE 2ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,50 \text{ kg s}^{-1}$.	61
GRÁFICO 5.47 – EFICIÊNCIA DE 2ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,67 \text{ kg s}^{-1}$.	62
GRÁFICO 5.48 – EFICIÊNCIA DE 2ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,83 \text{ kg s}^{-1}$.	62
GRÁFICO 5.49 – EFICIÊNCIA DE 2ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,90 \text{ kg s}^{-1}$.	63
GRÁFICO 5.50 – COMPARATIVO DAS EFICIÊNCIAS DE 2ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA FRIA, TENDO COMO FIXA AS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA QUENTE ($0,40$ A $0,90 \text{ kg s}^{-1}$).....	63
GRÁFICO 5.51 – DUPLO ÓTIMO $(\dot{m}_F, \dot{m}_Q)_{ot}$ PARA A MÁXIMA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO NA FAIXA DE VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA FRIA DE $0,37$ A $0,83 \text{ kg s}^{-1}$, E UMA FAIXA DE VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE DE $0,40$ A $0,90 \text{ kg s}^{-1}$	64
GRÁFICO 5.52 – DUPLO ÓTIMO $(\dot{m}_F, \dot{m}_Q)_{ot}$ PARA O CONTEÚDO EXERGÉTICO DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA REFRIGERAÇÃO NA FAIXA DE VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA FRIA DE $0,37$ A $0,83 \text{ kg s}^{-1}$, E UMA FAIXA DE VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE DE $0,40$ A $0,90 \text{ kg s}^{-1}$	65

GRÁFICO B.1 – COMPARATIVO ENTRE AS DIFERENÇAS DE TEMPERATURA DA ÁGUA QUENTE PARA AS VARIAÇÕES DAS VAZÕES MÁSSICAS DA MISTURA DE ÁGUA / ETILENO-GLICOL ($0,37$ A $0,83 \text{ kg s}^{-1}$).	76
GRÁFICO B.2 – COMPARATIVO DAS TAXAS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE AQUECIMENTO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA QUENTE, TENDO COMO FIXA AS VAZÕES MÁSSICAS DA MISTURA ÁGUA / ETILENO-GLICOL ($0,37$ A $0,83 \text{ kg s}^{-1}$).....	77
GRÁFICO B.2 – COMPARATIVO DOS CONTEÚDOS EXERGÉTICOS DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE AQUECIMENTO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA QUENTE, TENDO COMO FIXA AS VAZÕES MÁSSICAS DA MISTURA ÁGUA / ETILENO-GLICOL ($0,37$ A $0,83 \text{ kg s}^{-1}$).....	78

LISTA DE ABREVIATURAS

B_a	=	Limite de precisão intrínseco relativo à grandeza a (“bias”)
c	=	Calor específico
c_{ag}	=	Calor específico da água
c_{eg}	=	Calor específico do etileno glicol
\bar{c}_F	=	Calor específico da mistura água/etileno-glicol
COP	=	Coeficiente de desempenho
\dot{E}_F	=	Conteúdo exergético da taxa de transferência de calor no evaporador
\dot{E}_{GLP}	=	Conteúdo exergético da taxa de transferência de calor da queima do combustível
\dot{E}_Q	=	Conteúdo exergético da taxa de transferência de calor no condensador
$ex_{i,e}$	=	Exergia específica da entrada do fluido i
$ex_{i,s}$	=	Exergia específica da saída do fluido i
$h_{F,e}$	=	Entalpia específica da entrada da mistura água / etileno-glicol
$h_{F,s}$	=	Entalpia específica da saída da mistura água / etileno-glicol
$h_{Q,e}$	=	Entalpia específica da entrada da água quente
$h_{Q,s}$	=	Entalpia específica da saída da água quente
h_0	=	Entalpia específica para a temperatura de referência
i	=	Índice para indicar o fluido do ciclo frio (F) ou do ciclo quente (Q)
GLP	=	Gás liquefeito de petróleo
LHV_{GLP}	=	Poder calorífico inferior (“lower heating value”) do combustível
m	=	Índice para o primeiro máximo encontrado
\dot{m}_{GLP}	=	Vazão mássica de combustível
\dot{m}_F	=	Vazão mássica de mistura água/etileno-glicol
\dot{m}_Q	=	Vazão mássica de água quente
ot	=	Índice para o valor ótimo

p	=	Pressão
P_a	=	Limite de precisão relativo à grandeza a
\dot{Q}_{GLP}	=	Taxa de transferência de calor do combustível
\dot{Q}_F	=	Taxa de transferência de calor no evaporador
\dot{Q}_Q	=	Taxa de transferência de calor no condensador
$s_{F,e}$	=	Entropia específica da entrada da mistura água / etileno-glicol
$s_{F,s}$	=	Entropia específica da saída da mistura água / etileno-glicol
$s_{Q,e}$	=	Entropia específica da entrada da água quente
$s_{Q,s}$	=	Entropia específica da saída da água quente
s_0	=	Entropia específica para a temperatura de referência
T	=	Temperatura
T_0	=	Temperatura de referência (298,15 K)
$T_{F,e}$	=	Temperatura de entrada da mistura água/etileno-glicol
$T_{F,s}$	=	Temperatura de saída da mistura água/etileno-glicol
$T_{Q,e}$	=	Temperatura de entrada da água quente
$T_{Q,s}$	=	Temperatura de saída da água quente
TR	=	; Tonelada de refrigeração (3,51 kW)
U_a	=	Incerteza de medição relativa à grandeza a
VCA	=	Válvula de controle de vazão de água
VGLP	=	Válvula de controle de vazão de GLP
\vec{x}	=	Vetor de parâmetros de projeto e operação do sistema, a exceção das vazões de água, \dot{m}_F e \dot{m}_Q

SÍMBOLOS GREGOS

Δh_F	=	Variação da entalpia da mistura água/etileno glicol
Δh_Q	=	Variação da entalpia da água quente
Δs_F	=	Variação da entropia da mistura água/etileno glicol

Δs_Q	=	Varição da entropia da água quente
ΔT_F	=	Varição da temperatura da mistura água/etileno-glicol
ΔT_Q	=	Varição da temperatura da água quente
$\xi_{ch\ GLP}$	=	Exergia química do combustível
$\eta_{I,comb}$	=	Eficiência de 1ª Lei combinada
$\eta_{I,F}$	=	Eficiência de 1ª Lei para o ciclo de refrigeração
$\eta_{I,Q}$	=	Eficiência de 1ª Lei para o ciclo de aquecimento
$\eta_{II,comb}$	=	Eficiência de 2ª Lei combinada
$\eta_{II,F}$	=	Eficiência de 2ª Lei para o ciclo de refrigeração
$\eta_{II,Q}$	=	Eficiência de 2ª Lei para o ciclo de aquecimento
v	=	Volume específico
ρ_{GLP}	=	Densidade do combustível GLP
\dot{V}_{GLP}	=	Vazão volumétrica do combustível GLP

RESUMO

Este trabalho investigou uma unidade experimental de refrigeração por absorção de 5 toneladas de refrigeração, TR, montada em laboratório para produção de frio e calor. A metodologia foi baseada no uso da 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica para avaliar as eficiências energética (1ª Lei) e exergética (2ª Lei) do sistema. O trabalho consistiu na utilização, caracterização e instrumentação de um sistema de absorção comercial montado em laboratório. No estágio final, utilizando medições experimentais, uma análise térmica e exergética do sistema foi realizada, visando a otimização dos parâmetros de operação e projeto para um máximo desempenho termodinâmico do sistema. Os resultados mostraram máximos de eficiências térmica e exergética para a unidade otimizada duplamente, em relação à vazão mássica de água dos lados frio e quente do refrigerador por absorção. Foi observada uma variação de 30% e 50% nas eficiências de 1ª e 2ª Leis, respectivamente, na faixa de vazão analisada experimentalmente, demonstrando a importância do ótimo encontrado para máximo desempenho termodinâmico e, portanto, mínimo consumo de energia.

Palavras-chave: refrigerador por absorção, cogeração, análise exergética.

ABSTRACT

This study investigated a 5 tons of refrigeration, TR, experimental absorption refrigeration unit assembled in the laboratory to produce cold and heat. The methodology was based on the use of the first and second law of thermodynamics to evaluate either the energetic (or first law) or the exergetic (second law) efficiencies of the system. The work consisted of the utilization of a commercial absorption system assembled in the laboratory, its characterization and instrumentation. In a final stage, using the experimental measurements, a thermal and exergetic analysis of the system was performed, aiming the optimization of the operating and project parameters for maximum thermodynamic performance of the system. The results show maxima for the thermal and exergetic efficiencies for the two-way optimized unit, with respect to water mass flow rates of the cold and hot sides of the absorption refrigerator. It was observed a 30% and 50% variation in the first and second law efficiencies, respectively, in the water mass flow rates ranges analyzed in the experiments, which stresses the importance of the optima found for maximum thermodynamic performance, and therefore minimum energy consumption.

Keywords: absorption refrigerator, cogeneration, exergetic analysis.

1 INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO

Atualmente com a redução das fontes de energia e o crescente nível de poluição atmosférica, os centros de pesquisa estão buscando maximizar o aproveitamento de energia disponível, utilizando para isso sistemas de cogeração. Dentre esses sistemas destacam-se os sistemas de refrigeração por absorção operando com misturas água-amônia. Além de possuir fluidos refrigerantes que não agridem a camada de ozônio e não causam efeito estufa, esses sistemas são alimentados por fontes de calor residual de vários processos industriais, caracterizando a cogeração de energia.

Grandes empresas de refrigeração se destacam na produção de sistemas de absorção de grande porte, isto é, acima de 100 TR. A maioria dos sistemas de refrigeração e de ar-condicionado de baixa capacidade é do ciclo de compressão a vapor, o que abre perspectivas de investigação científica de sistemas de absorção nessa faixa, comparativamente a outros sistemas existentes. Até o momento, a demanda por sistemas de absorção nessa faixa é pequena. Portanto, poucas empresas no mundo desenvolvem sistemas de absorção água-amônia para baixa capacidade.

1.2 OBJETIVOS

Este trabalho tem os seguintes objetivos:

- a) Instalar e operacionalizar uma unidade comercial de absorção de 5TR em laboratório;
- b) Instrumentar a unidade e realizar a caracterização de desempenho;
- c) Desenvolver um modelo matemático para permitir a análise energética e exérgica do sistema a partir de medições experimentais;
- d) Realizar a otimização experimental energética e exérgica de parâmetros de operação para máximo desempenho termodinâmico.

1.3 METODOLOGIA E PLANO DE TRABALHO

A organização desse trabalho está moldada nas motivações descritas nesse primeiro capítulo. Inicialmente, no capítulo 2, apresenta-se uma revisão bibliográfica dos principais trabalhos relacionados ao tema, abrangendo os assuntos: sistemas de absorção, análises energética e exergética de sistema de refrigeração, aplicações experimentais e otimização termodinâmica.

O capítulo 3 descreve o modelo matemático para a realização da análise energética e exergética, com o cálculo das suas respectivas eficiências.

O capítulo 4 apresenta o desenvolvimento experimental do trabalho, mostrando a infra-estrutura montada para o funcionamento e execução dos ensaios, e as características de funcionamento do sistema de absorção utilizado. Nesse capítulo descreve-se o sistema de aquisição de dados utilizado, bem como as incertezas de medição dos instrumentos responsáveis pelo mapeamento das grandezas físicas: vazão, temperatura e consumo de combustível que são o foco desse estudo.

O capítulo 6 apresenta os resultados e discussões dos ensaios experimentais utilizados na análise exergética e otimização experimental dos parâmetros selecionados de operação. Finalizando o trabalho apresentam-se as conclusões e algumas sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Segundo diferentes levantamentos estatísticos, o consumo de energia no Brasil envolve um consumo de energia elétrica distribuído da seguinte forma: 46,9% vindo da indústria, 22,3% do setor residencial, 14,1% do setor comercial e 8,7% do setor público. Dentro do setor residencial o maior consumo de energia elétrica são aparelhos de refrigeração e ar condicionado, que representam 33% do consumo desse setor. Uma redução de apenas 1% do consumo dos equipamentos de refrigeração residenciais, representaria uma economia de cerca de 30 GWh/ano. Já no setor comercial 20% do consumo de energia elétrica se deve aos aparelhos de ar condicionado (central e de janela) (BEN, 2004).

Nas últimas décadas observou-se o ressurgimento do interesse em energias renováveis, principalmente na energia solar, (SHAEFER et al., 1999), pois pode ser convertida tanto em calor quanto em eletricidade.

A possibilidade de produzir frio através do uso direto de energia primária, em particular, energia solar e gás natural, motivou a busca por equipamentos de condicionamento de ar por absorção (EZZINE et al., 2004). Durante muito tempo, os refrigeradores por absorção e bombas de calor ficaram limitados somente a inexpressivas e específicas aplicações devido a seu baixo Coeficiente de Performance (COP) comparado com os equipamentos de compressão de vapor (EZZINE et al., 2004).

O sistema de refrigeração por absorção está voltando a se tornar importante. Ele pode alcançar capacidade de refrigeração maior do que o sistema de compressão a vapor, quando usadas outras fontes de energia (como calor residual de processos industriais, turbinas a gás ou vapor, sol ou biomassa) ao invés de eletricidade (ADEWUSI e ZUBAIR, 2004).

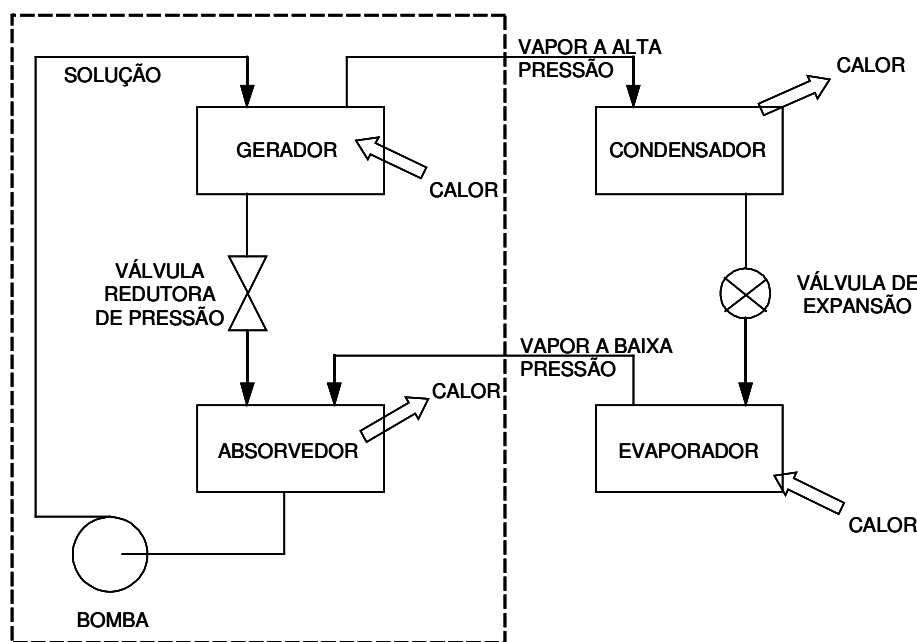
Outra importante aplicação de refrigeradores de absorção é em sistemas de trieração que podem ser definidos como sistemas combinados de produção de energia, calor e frio. O calor produzido no escape do motor pode ser parcialmente ou totalmente utilizado como fonte de combustível para tais refrigeradores (TEMIR e

BILGE, 2004).

Os modernos sistemas de energia utilizados em processos químicos e petroquímicos estão utilizando sistemas de cogeração que fornecem calor e energia simultaneamente. A aplicação de resfriadores por absorção água-amônia está crescendo, principalmente para sistemas de baixa capacidade, utilizando calor residual de aplicações industriais como fonte de calor (BRUNO et al., 1999).

Um sistema simples de absorção é similar ao sistema convencional de compressão a vapor. Os dois são compostos por um condensador, um evaporador e uma válvula de expansão. O que difere nesses sistemas é o mecanismo de elevação da pressão. No sistema de compressão a vapor utiliza-se um compressor. No sistema por absorção a operação de compressão é realizada pelo conjunto gerador-absorvedor. O ciclo básico de absorção é descrito na Figura 2.1.

FIGURA 2.1 – CICLO BÁSICO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO



FONTE: STOECKER; JONES (1985)

O ciclo descrito acima tem início na saída do evaporador, onde o vapor de baixa pressão é absorvido por uma solução líquida no absorvedor. Essa solução é transportada pela bomba até o gerador. Durante esse processo, a solução eleva sua

pressão. No gerador, o calor de uma fonte de alta temperatura retira o vapor que tinha sido absorvido pela solução. A solução líquida que foi separada durante esse processo retorna por uma válvula redutora de pressão, que tem a finalidade de manter as diferenças de pressão entre o gerador e o absorvedor. O vapor que saiu do gerador a alta pressão é entregue ao condensador que rejeita o calor para a atmosfera. O líquido refrigerante a alta pressão vindo do condensador tem sua pressão reduzida por uma válvula de expansão até ser entregue ao evaporador. O ciclo é finalizado quando o líquido refrigerante é vaporizado no evaporador ao receber calor a baixa temperatura da substância que está sendo refrigerada (STOECKER e JONES, 1985).

O desempenho dos sistemas de absorção depende da escolha apropriada do par refrigerante-absorvente (SÖZEN, 2001). Os materiais constituintes do par refrigerante-absorvente devem satisfazer alguns critérios: o absorvente deve ter uma grande afinidade com o vapor do refrigerante e os dois devem ser mutuamente solúveis na gama exigida pelas condições de funcionamento. Os dois fluidos devem ser estáveis, seguros e não corrosivos. O absorvente deve ter uma volatilidade baixa, para que o vapor de refrigerante que sai do gerador, contenha pouco ou nenhum absorvente e as pressões de trabalho devem ser baixas, de preferência próximas às pressões atmosféricas (DOSSAT, 2001).

TABELA 2.1 – PARES REFRIGERANTE-ABSORVENTE

ABSORVENTE	REFRIGERANTE
Água	Amônia, Metil amina ou outras aminas alifáticas
Solução de água e brometo de lítio	Água
Solução de cloreto de lítio e metanol	Metanol
Ácido Sulfúrico	Água
Hidróxido de sódio ou potássio ou misturas	Água
Nitrato de lítio	Amônia
Sulfocianeto de amônia	Amônia
Tetracloroetano	Cloreto de etila
Dimetil éter tetraetileno glicol	Cloreto de metileno
Óleo de parafina	Tolueno ou pentano
Glicol etílico	Metil amina
Éter dimetílico ou glicol tetraetílico	Monofluor dicloro metano ou diclorometano

FONTES: POHLMAN (1979); SRESNEWSKY (1983); ABREU, 1999.

Atualmente três tecnologias de sistemas de absorção são fabricadas:

- sistemas amônia e água, na qual a amônia é o refrigerante e a água é o absorvente;
- sistemas brometo de lítio e água, onde a água é o refrigerante e o brometo de lítio é o absorvente e;
- sistemas amônia, água e hidrogênio, no qual o hidrogênio é um gás inerte.

Na tabela 2.2 apresentam-se as principais diferenças entre os sistemas de absorção água-amônia e brometo de lítio-água, ressaltando-se as vantagens e desvantagens de cada um.

TABELA 2.2 – DIFERENÇAS ENTRE OS SISTEMAS DE ABSORÇÃO MAIS UTILIZADOS

ABSORÇÃO ÁGUA-AMÔNIA	ABSORÇÃO BROMETO DE LÍTIO-ÁGUA
Pressão positiva no ciclo – não apresenta infiltração.	Pressão negativa no ciclo.
Capacidade de atingir temperaturas negativas.	Alta temperatura de evaporação. Evaporação somente em temperaturas acima de 5°C e 7°C
Condensação em altas temperaturas: Permite condensação a ar	Baixa temperatura de condensação
Não necessita de torre de resfriamento à água, logo não tem consumo de água	Necessita de torre de resfriamento a água.
Permite reaproveitamento de calor	Não permite reaproveitamento de calor.
Não precisa de bomba a vácuo.	Necessita de bomba de vácuo.
Baixa manutenção. Não requer manutenção freqüente	Manutenção freqüente, principalmente na torre de resfriamento.
Não necessita de química para tratamento de fungos e bactérias. Não necessita de tratamento de água Menor consumo elétrico.	Alto consumo de água e química fungicida e bactericida. Maior consumo elétrico.
Não utiliza CFC ou outros refrigerantes que atacam a camada de ozônio ou possam ser cancerígenos.	Não utiliza CFC ou outros refrigerantes que atacam a camada de ozônio ou possam ser cancerígenos.
Não apresenta cristalização.	Pode apresentar cristalização.
Menor rendimento térmico do ciclo.	Maior rendimento térmico.
Não compatível com cobre e suas ligas	Não tóxico, muito aplicado em sistemas de ar condicionado

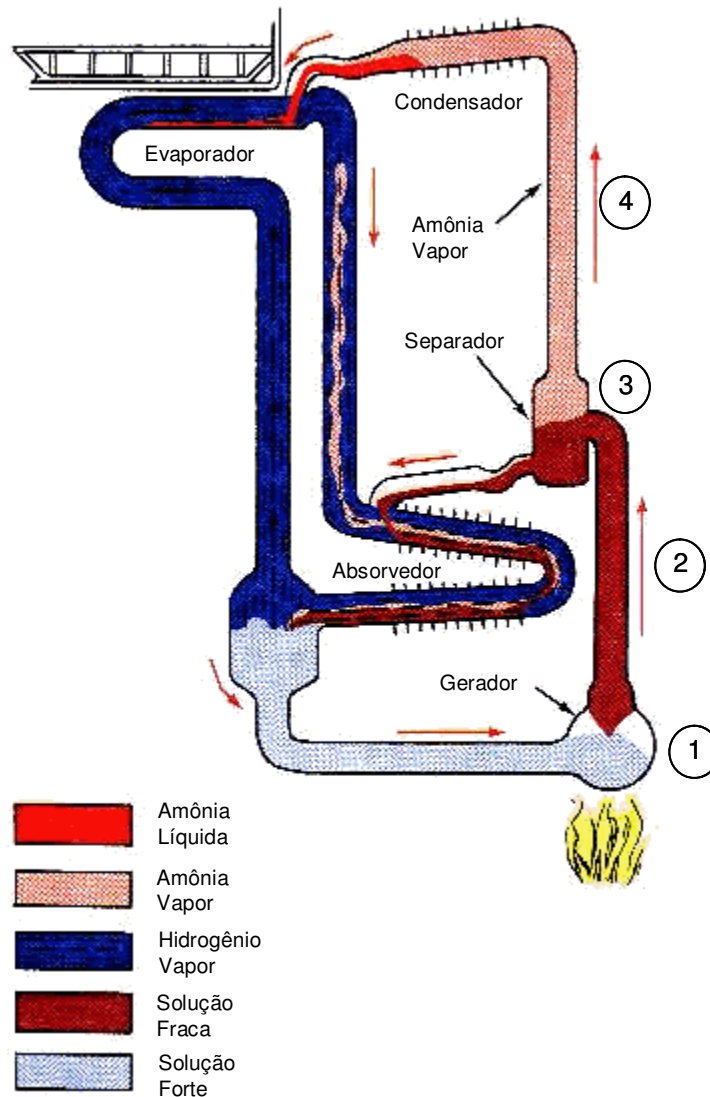
Os sistemas de absorção domésticos água, amônia e hidrogênio são também

chamados de ciclos de absorção por difusão (HEROLD et al., 1996). Esse refrigerador possui os mesmos componentes de um sistema normal água-amônia, mas o que difere sua concepção é a adição de hidrogênio, um gás inerte que é utilizado para equilibrar as partes de pressão baixa e alta do sistema, assim eliminando do sistema a bomba da solução.

O ciclo de absorção por difusão funciona baseado no princípio definido pela lei de Dalton, segundo a qual a pressão total de toda a mistura de gases e vapores é igual à soma das pressões parciais exercidas por cada um dos gases ou vapores da mistura (DOSSAT, 2001). Esse sistema foi inventado em 1922 por Platem e Munters e posteriormente patenteado pela Electrolux que difundiu o sistema pelo mundo.

O sistema de absorção contínua (Figura 2.2) inicia seu funcionamento no queimador que fornece calor para o gerador (1) por meio de uma elevada fonte de temperatura proporcionada pela combustão direta de combustível, ou pela adição de um elemento aquecedor elétrico. No gerador o vapor de amônia é separado da solução e a ação do tubo de passagem (2) é tal que, porções de líquido absorvente são arrastadas com o vapor de amônia até o separador (3). A maior parte da solução líquida é depositada no fundo do separador e flui para o absorvedor. O vapor de amônia com uma densidade menor sobe através de um tubo (4) até o condensador. Após a condensação a amônia cai no evaporador. A grande quantidade de hidrogênio presente no evaporador permite que a amônia evapore, isto ocorre a uma baixa pressão e a uma baixa temperatura. Então, a solução fraca de amônia flui por gravidade pelo separador (3), depois desce para o topo do absorvedor. Na parte superior do absorvedor, a solução encontra a mistura de gás hidrogênio e vapor de amônia vinda do evaporador. A solução fraca e fria absorve o vapor de amônia. O hidrogênio com densidade baixa sobe até a parte superior do absorvedor e posteriormente para o evaporador. A mistura líquida de água e amônia volta para o gerador e inicia-se um novo ciclo (DOSSAT, 2001; SBRAVATI e SILVA, 1996).

FIGURA 2.2 – SISTEMA DE ABSORÇÃO CONTÍNUA



FONTE: SBRAVATI e SILVA (2006)

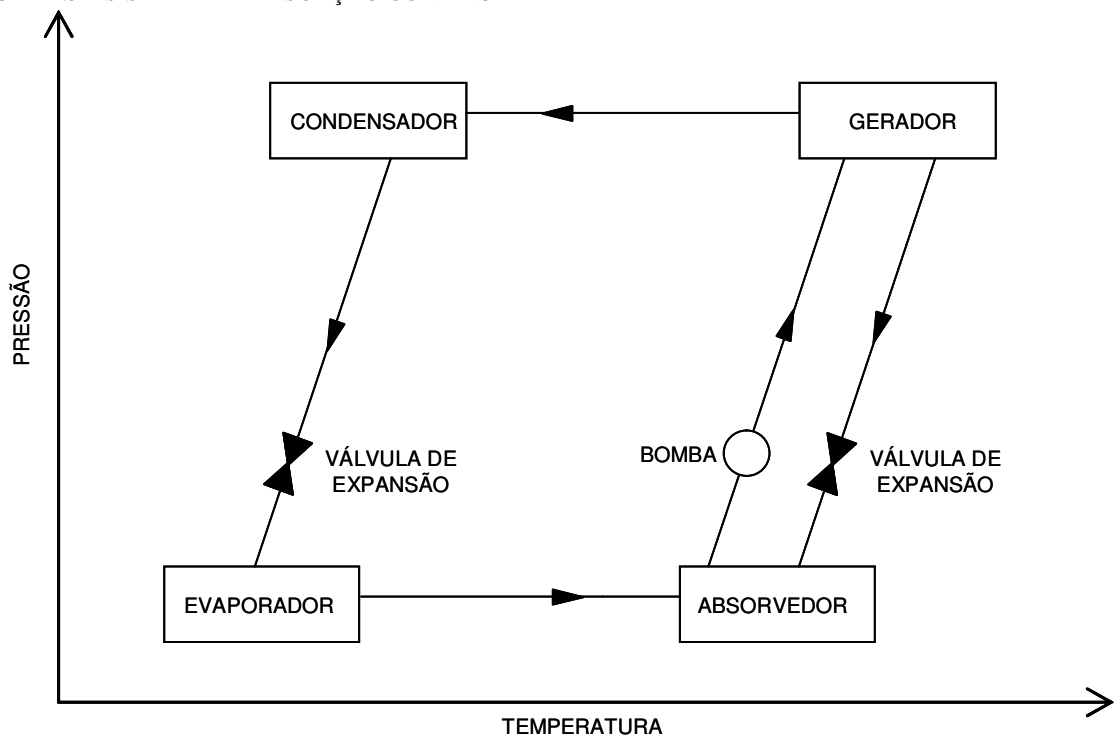
Sistemas de refrigeração por absorção apresentam-se como alternativa para sistemas de compressão a vapor sendo que possuem como vantagem a utilização de energia térmica, substituindo uma parte da energia elétrica. Essa energia térmica pode ser obtida de qualquer fonte de calor, como por exemplo, calor residual de processos fabris, energia solar e queima de combustíveis (SBRAVATI e SILVA, 2006).

Comparado com os sistemas de compressão a vapor o equipamento de absorção é muito mais simplificado e muito menos dispendioso para as mesmas capacidades de refrigeração (DOSSAT, 2001).

O coeficiente de desempenho (COP) do sistema a absorção é muito menor do

que o do sistema de compressão a vapor, sendo a relação de 1 para 5 ou mais, considerando as mesmas condições de funcionamento. O valor comparativamente baixo do COP para o sistema a absorção não deve ser considerado prejudicial porque os coeficientes de desempenhos dos dois ciclos são definidos diferentemente. O COP do ciclo de compressão a vapor é a relação da taxa de refrigeração pela potência na forma de trabalho fornecida para operar o ciclo, enquanto que no ciclo a absorção o COP é determinado pela relação entre a taxa de refrigeração e a taxa de adição de calor ao gerador (STOCKER e JONES, 1985). A energia na forma de trabalho é normalmente muito mais valiosa que a energia na forma de calor, o que viabiliza a utilização de sistemas por absorção. Em sistemas comerciais de absorção, alguns componentes são integrados ao conjunto para melhoria de desempenho e eficiência termodinâmica. A Figura 2.3 apresenta o diagrama P-T de um sistema de absorção contínua em um gráfico de temperatura versus pressão.

FIGURA 2.3 – SISTEMA DE ABSORÇÃO CONTÍNUA



FONTE: HEROLD et al. (1996)

Trabalhos experimentais e teóricos envolvendo as características e análises termodinâmicas dos refrigeradores por absorção estão disponíveis na literatura.

LAZZARIN et al. (1996) desenvolvem um estudo teórico-experimental para um resfriador de absorção água-amônia. O sistema de absorção utilizado em aplicações de refrigeração opera com temperaturas abaixo de -10°C utilizando uma mistura de água e etileno glicol (35%). O estudo prevê um aumento da capacidade de refrigeração do sistema, permitindo trabalhar com temperaturas abaixo de -25°C . Para essa melhoria, o mesmo estudo apresenta algumas modificações do sistema atual: mudança de carga de gás refrigerante, com diminuição da concentração de amônia; aumento da concentração de etileno glicol no fluido de trabalho.

ABREU (1999) desenvolveu dois protótipos de sistemas de absorção intermitente, que propõe utilizar um sistema de válvulas que eleva a pressão por meio de aquecimento. Desta forma retira-se o uso de bombas e compressores, o que reduz o custo do equipamento. O sistema utiliza como fonte de calor a queima de gás liquefeito de petróleo (GLP). Concluiu-se que os sistemas são de baixa eficiência ($\text{COP} = 0,1$) para aplicações industriais que utilizam a recuperação de calor como fonte de energia, mas apresentam potencial para pequenos sistemas de condicionamento de ar doméstico. A Figura 2.4 apresenta o protótipo do sistema de absorção concebido nesse trabalho.

FIGURA 2.4 – PROTÓTIPO DO SISTEMA DE ABSORÇÃO PROPOSTO POR ABREU (1999)



FONTE: ABREU (1999)

FALCONI (2002) analisa experimentalmente um ciclo de refrigeração por absorção operando em regime transiente, que utiliza os gases de exaustão automotivos como fonte de calor para sistemas de condicionamento de ar. Para validação desse experimento é modificado um sistema Electrolux de 80W, utilizando diferentes fontes térmicas (resistência elétrica e soprador térmico). Concluiu-se que o ciclo de refrigeração por absorção é sensível a variações da potência térmica fornecida, resultando em grandes variações de temperatura. Isso pode ser um problema para fontes térmicas flutuantes como o caso do calor fornecido pelos gases de exaustão de um motor de combustão. Para esse problema o trabalho apresenta o conceito de regenerador, que é aplicado experimentalmente em conjunto com o soprador para promover uma inércia térmica ao ciclo.

DE FRANCISCO et al. (2002) desenvolveram um protótipo de um sistema de refrigeração por absorção água-amônia de baixa capacidade (2 kW) que utiliza energia solar como fonte de calor. O protótipo desenvolvido apresentou baixa eficiência, de onde se concluiu que a energia solar não apresenta rendimento suficiente como fonte de calor térmica, para aplicações de refrigeração onde as temperaturas de trabalho são muito baixas.

ADEWUSI e ZUBAIR (2004) apresentam um estudo com base na segunda lei da termodinâmica aplicada a sistema de absorção água-amônia de simples e duplo efeito, variando alguns parâmetros de projeto. Esse estudo determina a geração de entropia de cada componente isolado, a geração total de entropia de todos os componentes e o coeficiente de desempenho (COP) do sistema. Os resultados mostraram que a geração total de entropia é maior no sistema de duplo efeito, o que sugere que o sistema de duplo efeito é menos eficiente, mas por outro lado o sistema de duplo efeito também apresenta um maior COP o que caracteriza um sistema mais eficiente. Segundo os autores esse paradoxo ocorre porque em sistemas multi-estágios, a geração de entropia tende a crescer devido às irreversibilidades no gerador que tem uma redução do calor requerido no gerador devido à presença de mais estágios. Isso ocorre desde que o gerador seja responsável pela produção de mais de 50% do total da geração de entropia do sistema de duplo efeito.

PIMENTA et al. (2004) apresentam a modelagem e simulação de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, utilizando os gases de exaustão de um motor diesel como fonte de energia para o gerador. A simulação avalia a viabilidade de utilizar uma unidade compacta de absorção de 3,76 kW para resfriamento de cargas no interior de pequenos caminhões, utilizando o par água/brometo de lítio como refrigerante e absorvente. Nos resultados simulados verificou-se que o equipamento possui uma capacidade de 3,46 kW com o caminhão em movimento e 2,70 kW, com o caminhão em repouso. A temperatura mínima alcançada no interior do caminhão é de 11°C. Apesar de o sistema possuir um trocador de calor regenerador, não foram apresentados dados conclusivos a respeito de armazenamento de energia quando o caminhão estiver parado.

CONDE (2004) apresenta alguns diagramas de equilíbrio líquido-vapor para a mistura amônia-água para verificar a variação de temperatura de uma mistura binária.

MARTINS et al. (2005) desenvolveram um modelo matemático de um trocador de calor regenerador em regime transiente utilizado em um refrigerador com ejetor, esse sistema funciona com apenas um fluido de trabalho (refrigerante). Utilizou-se para esse modelo um trocador de calor de contra-fluxo. A principal característica desse trocador é a montagem de uma malha metálica no espaço percorrido pela corrente de gases quentes, que tem como principal função o armazenamento de uma certa quantidade de energia para a previsão de uma eventual variação da vazão de gases quentes. O principal parâmetro de avaliação de desempenho do sistema é a porosidade da malha metálica em função das trocas térmicas. Por meio de simulações numéricas verificou-se a eficiência da malha no armazenamento de energia e foram encontrados os seguintes pontos ótimos: porosidade de 0,5 e eficiência do regenerador de 45,5%.

SENCAN et al. (2005) desenvolveram uma análise exergética para cada componente de um sistema de absorção água/brometo de lítio. Nesse trabalho foram determinadas todas as perdas de exergia, o coeficiente de desempenho e as eficiências exergéticas para diferentes condições de operação para refrigeração e aquecimento.

VILLELA e SILVEIRA (2005) apresentaram um comparativo entre um sistema de refrigeração por absorção água-amônia usando biogás como combustível e um sistema de compressão de vapor de mesma capacidade. Os dois sistemas são utilizados para a produção de água fria. A análise dos sistemas utilizou conceitos de termoeconomia uma poderosa ferramenta para análise e melhoria de sistemas energéticos. Os modelos analisados utilizam os conceitos de (CMEx) “Custos de Manufatura Exergético” que são associados ao estudo de exergia. Os resultados permitiram concluir que sistemas de refrigeração por absorção apresentaram um menor custo na produção de água fria em relação a sistemas de refrigeração por compressão de vapor, desde que o custo do biogás não seja superior a 0,0016 US\$/kWh.

VIDAL et al. (2006) desenvolveram uma análise exérgica de um ciclo combinado de potência e refrigeração por absorção utilizando uma fonte de calor de baixa temperatura. O desempenho do ciclo foi estudado para duas temperaturas ambientes, $17^{\circ}C$ e $25^{\circ}C$, com as temperaturas requeridas pela fonte de calor em $125^{\circ}C$ e $150^{\circ}C$. Os parâmetros de exergia são um bom indicador para mostrar a efetividade do ciclo e identificar os componentes onde ocorre maior destruição de exergia. A análise exérgica desenvolvida apresenta o grande potencial técnico do ciclo combinado na produção de energia elétrica e refrigeração.

O método de análise da 1ª Lei é amplamente utilizado na avaliação de sistemas termodinâmicos. Contudo, este método preocupa-se somente com a conservação da energia, não podendo mostrar como e onde as irreversibilidades ocorrem no sistema ou processo. Para determinar essas irreversibilidades é aplicado o conceito de exergia que é um bom indicador de que pontos e direções devem ser seguidos para otimizar o sistema, além de ser o único método de medição das perdas termodinâmicas do sistema (VIDAL et al., 2006; RAVIKUMAR et al., 1998).

Não foi encontrado na literatura técnica, nenhum estudo que realizasse a análise e otimização exérgicas de sistemas de absorção com um modelo teórico-experimental. Assim, este trabalho busca apresentar uma metodologia exérgica de cunho experimental para a otimização de sistemas de refrigeração por absorção. A mesma metodologia poderá ser aplicada para outros tipos de sistemas físicos.

3. MODELO MATEMÁTICO

3.1 ANÁLISE ENERGÉTICA DO SISTEMA DE ABSORÇÃO

A primeira etapa da análise energética é a identificação do sistema a ser analisado. Como o sistema de absorção pode operar simultaneamente para o resfriamento e aquecimento da água, os produtos a serem analisados e posteriormente otimizados são os dois reservatórios de água, quente e fria, que são as cargas térmicas do sistema. Assim, deverá ser realizado um balanço de energia em cada um dos reservatórios.

As capacidades de refrigeração e de aquecimento são definidas em função dos parâmetros de operação e projeto e das vazões mássicas de água, conforme se segue:

$$\dot{Q}_F = f_1(\bar{x}, \dot{m}_F, \dot{m}_Q) \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_Q = f_2(\bar{x}, \dot{m}_F, \dot{m}_Q) \quad (3.2)$$

A seguir, apresenta-se a taxa de transferência de calor no evaporador, no ciclo frio (\dot{Q}_F) em função da vazão mássica de água fria (\dot{m}_F), do calor específico médio da mistura água / etileno-glicol (\bar{c}_F) e da variação de temperatura da mistura água / etileno-glicol (ΔT_F), calculada a partir da primeira lei da termodinâmica aplicada ao lado água do evaporador:

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_F \bar{c}_F \Delta T_F \quad (3.3)$$

onde o calor específico da mistura de 25% em massa de etileno-glicol e 75% em massa de água é determinado por $\bar{c}_F = 0,25 c_{eg} + 0,75 c_{ag}$ ($c_{ág} = 4,186 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ e $c_{eg} = 2,391 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$).

A variação de temperatura da mistura é a diferença entre a temperatura de saída da mistura ($T_{F,s}$) e a temperatura de entrada da mistura ($T_{F,e}$) no evaporador:

$$\Delta T_F = T_{F,s} - T_{F,e} \quad (3.4)$$

Para determinar a taxa de transferência de calor no condensador, no ciclo quente (\dot{Q}_Q) do sistema de água quente utiliza-se a 1ª Lei da Termodinâmica aplicada ao lado água do condensador:

$$\dot{Q}_Q = \dot{m}_Q c_{ag} \Delta T_Q \quad (3.5)$$

onde \dot{m}_Q é a vazão mássica de água quente, c_{ag} é o calor específico água e ΔT_Q é a variação de temperatura da água no ciclo quente, isto é, $\Delta T_Q = T_{Q,s} - T_{Q,e}$

O sistema de absorção apresentado nesse trabalho utiliza como fonte de calor a queima de GLP (gás liquefeito de petróleo). O cálculo da taxa de transferência de calor do combustível (\dot{Q}_{GLP}) é apresentado a seguir, onde \dot{m}_{GLP} é vazão mássica de combustível e LHV_{GLP} é o poder calorífico inferior (“lower heating value”). Para o combustível GLP, $LHV_{GLP} = 46.008,2 \text{ kJ / kg}$, portanto:

$$\dot{Q}_{GLP} = \dot{m}_{GLP} LHV_{GLP} \quad (3.6)$$

Após os cálculos apresentados acima, determina-se a eficiência do sistema baseado na 1ª Lei da Termodinâmica. O coeficiente de desempenho (COP) do sistema pode se representado por meios das eficiências do ciclo frio, $\eta_{I,F}$, do ciclo quente, $\eta_{I,Q}$, e da eficiência combinada, $\eta_{I,comb}$, expressas nas Equações 3.7, 3.8 e 3.9:

$$COP_F = \eta_{I,F} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{Q}_{GLP}} \quad (3.7)$$

$$COP_Q = \eta_{I,Q} = \frac{\dot{Q}_Q}{\dot{Q}_{GLP}} \quad (3.8)$$

$$COP_{comb} = \eta_{I,comb} = \frac{\dot{Q}_F + \dot{Q}_Q}{\dot{Q}_{GLP}} \quad (3.9)$$

3.2 ANÁLISE EXERGÉTICA DO SISTEMA DE ABSORÇÃO

Realiza-se a contabilidade de exergia em cada um dos dois reservatórios (ciclo frio e ciclo quente). Os conteúdos exergéticos das taxas de transferência de calor dos dois sistemas são calculados conforme se segue:

$$\dot{E}_F = \dot{m}_F (ex_{F,s} - ex_{F,e}) \quad \text{ou} \quad \dot{E}_F = \dot{m}_F [\Delta h_F - T_0 (\Delta s_F)] \quad (3.10)$$

$$\dot{E}_Q = \dot{m}_Q (ex_{Q,s} - ex_{Q,e}) \quad \text{ou} \quad \dot{E}_Q = \dot{m}_Q [\Delta h_Q - T_0 (\Delta s_Q)] \quad (3.11)$$

onde $ex_{i,s}$ é a exergia específica da saída do fluido i e $ex_{i,e}$ é exergia específica de entrada do fluido i . As exergias específicas são calculadas por:

$$ex_{F,s} = (h_{F,s} - h_0) - T_0 (s_{F,s} - s_0) \quad (3.12)$$

$$ex_{F,e} = (h_{F,e} - h_0) - T_0 (s_{F,e} - s_0) \quad (3.13)$$

Considera-se a temperatura de referência como sendo $T_0 = 298,15\text{K}$.

As variações de entalpias e entropias são calculadas utilizando o modelo de líquido incompressível conforme se segue:

$$dh = c dT + v dP \cong \bar{c}_F dT = dh_F, \text{ portanto, } \Delta h_F = \int_e^s dh_F = \bar{c}_F \Delta T \quad (3.14)$$

$$ds = \frac{c}{T} dT = \bar{c}_F \frac{dT}{T} = ds_F, \text{ portanto, } \Delta s_F = \int_e^s ds_F = \bar{c}_F \ln \frac{T_{F,s}}{T_{F,e}} \quad (3.15)$$

A exergia do combustível (\dot{E}_{GLP}) é calculada utilizando a vazão mássica de combustível (\dot{m}_{GLP}) e a exergia química do combustível ($\xi_{ch_{GLP}}$). Para o combustível GLP, $\xi_{ch_{GLP}} = 48.444,4 \text{ kJ / kg}$.

$$\dot{E}_{GLP} = \dot{m}_{GLP} \xi_{ch_{GLP}} \quad (3.16)$$

As eficiências de 2ª Lei para os dois ciclos, e a eficiência combinada são apresentadas a seguir:

$$\eta_{II,F} = \frac{\dot{E}_F}{\dot{E}_{GLP}} \quad (3.17)$$

$$\eta_{II,Q} = \frac{\dot{E}_Q}{\dot{E}_{GLP}} \quad (3.18)$$

$$\eta_{II,comb} = \frac{\dot{E}_F + \dot{E}_Q}{\dot{E}_{GLP}} \quad (3.19)$$

4. DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL

4.1 SISTEMA DE ABSORÇÃO ÁGUA-AMÔNIA (ROBUR)

Para o desenvolvimento deste trabalho utiliza-se um sistema de absorção água-amônia de fabricação da empresa italiana ROBUR. O equipamento utilizado é o modelo GAHP-W, que funciona simultaneamente para o resfriamento da água a $-5^{\circ}C$ como para o aquecimento de água a $60^{\circ}C$, tendo uma capacidade nominal de refrigeração de 17,5 kW e uma capacidade nominal de aquecimento de 35 kW. Alguns dados técnicos são descritos na tabela 4.1.

TABELA 4.1 – DADOS TÉCNICOS SISTEMA DE ABSORÇÃO

continua		
DESEMPENHO NOMINAL		
Temperatura de entrada da água fria	0,0	$^{\circ}C$
Temperatura de saída da água quente	50,0	$^{\circ}C$
Capacidade de aquecimento	35,0	kW
Eficiência no aquecimento baseada no consumo de gás	139,0	%
Capacidade de refrigeração	17,5	kW
Eficiência na refrigeração baseada no consumo de gás	54,0	%
Vazão de água no ciclo de aquecimento	3,0	m^3/h
Vazão de água no ciclo de refrigeração	2,5	m^3/h
DADOS DO QUEIMADOR		
Capacidade térmica do queimador	28,0	kW
Consumo nominal de gás	2,7	m^3/h
DADOS ELÉTRICOS		
Tensão nominal	230,0	V
Potência nominal	540,0	W
DADOS FÍSICOS		
Nível de pressão sonora	49,0	dB(A)
Peso líquido	286,0	kg
Dimensões	Comprimento	850,0 mm
	Largura	655,0 mm
	Altura	1310,0 mm
Diâmetro das conexões de água	1”1/4	“
Diâmetro da conexão de gás	3/4”	“

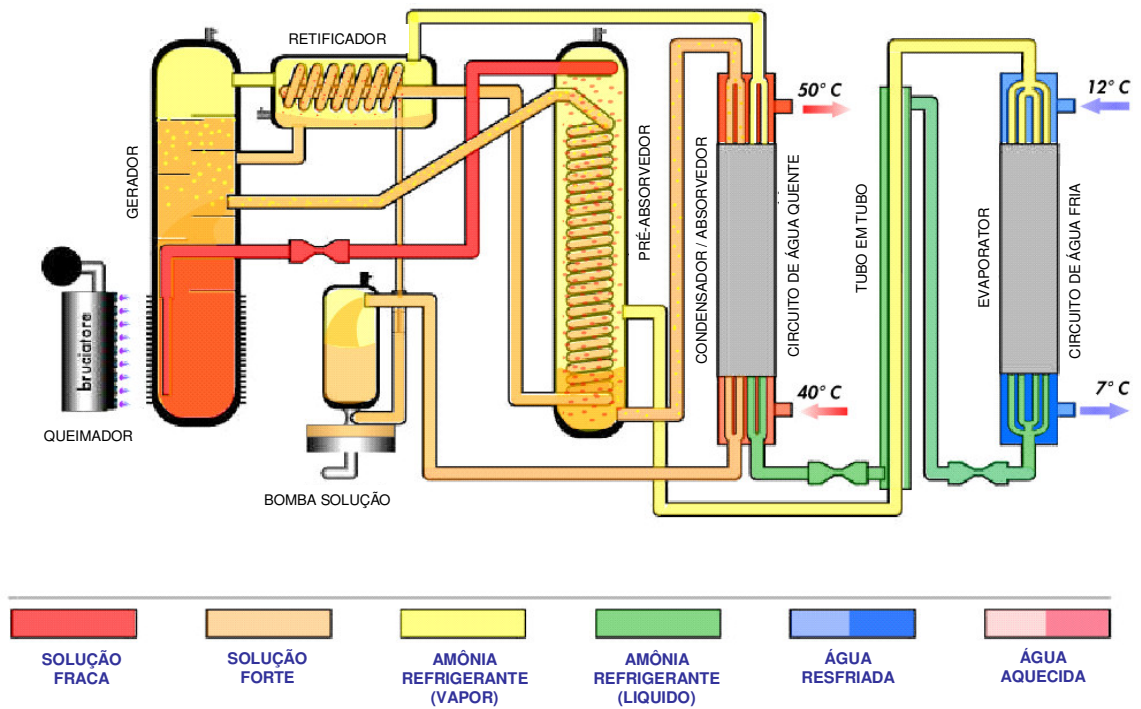
TABELA 4.1 – DADOS TÉCNICOS SISTEMA DE ABSORÇÃO

CIRCUITO HERMÉTICO		conclusão
Fluidos utilizados	H ₂ O+NH ₃	
Carga de H ₂ O	10,0	kg
Carga de NH ₃	7,0	kg
Máxima pressão admissível	35	bar
Volume do gerador	18,6	l
Volume câmara niveladora	11,5	l
Volume da solução na bomba	3,3	l
Volume da solução fria no absorvedor	6,3	l
Volume do evaporador	3,7	l
Volume de refrigerante variável	4,5	l
Volume no absorvedor/condensador	3,7	l

FONTE: ROBUR (2005)

O sistema mostrado na Figura 4.1 é composto de um gerador, onde a mistura de amônia refrigerante e água absorvente são aquecidas por um queimador que utiliza GLP como combustível. No gerador o vapor de amônia é separado da água, mas uma pequena fração de vapor de água permanece na solução devido a imperfeições do processo. O vapor de amônia é purificado da água no retificador que é resfriado pela solução forte que vem da bomba. O vapor de amônia puro (refrigerante) é entregue ao condensador, que troca calor com o circuito de água de condensação. Após essa etapa, a amônia líquida a alta pressão que deixa o condensador passa por uma válvula de expansão onde reduz a sua pressão antes de passar por um trocador de calor tubo em tubo. Este trocador determina o sub-resfriamento do sistema, sendo responsável pelo aumento do efeito refrigerante. Antes de ser entregue ao evaporador, a amônia líquida ainda passa por uma segunda válvula de expansão onde a pressão é reduzida a valores aceitáveis para o processo de vaporização. O vapor de amônia é produzido novamente na saída do evaporador, onde troca calor com o circuito de água de resfriamento. O refrigerante segue pelo tubo externo do trocador tubo em tubo até chegar no pré-absorvedor. A amônia vapor é absorvida no pré-absorvedor pela solução forte vinda da serpentina interna do retificador. A absorção é finalizada no absorvedor. Então a solução forte a baixa pressão passa pela bomba onde tem sua pressão elevada a ser entregue novamente no gerador. A solução fraca formada pelo processo de separação no gerador é entregue na parte superior do pré-absorvedor a alta temperatura.

FIGURA 4.1 – SISTEMA DE ABSORÇÃO ÁGUA-AMÔNIA



FONTE: ROBUR (2005)

4.2 INFRA-ESTRUTURA DO SISTEMA

Para a instalação do sistema foi criada uma infra-estrutura no laboratório de máquinas hidráulicas da Universidade Federal do Paraná. Como o sistema tem duplo efeito: refrigeração e aquecimento, foram utilizados dois reservatórios. Para o reservatório do ciclo quente foi aproveitada uma cisterna localizada no próprio laboratório. Optou-se por não controlar a temperatura de entrada da água do ciclo quente em virtude da grande capacidade da cisterna. Para o reservatório do ciclo frio utilizou-se um caixa de água de 300 litros, para o controle da temperatura desse reservatório foi instalada uma resistência elétrica de 4000W, controlada por um termostato. Nos dois circuitos foram instaladas bombas de ½ cv.

FIGURA 4.2 – SISTEMA DE ABSORÇÃO ÁGUA-AMÔNIA



O sistema de absorção necessita de uma fonte de calor para o seu funcionamento. Essa fonte é proporcionada pela queima direta de gás liquefeito de petróleo (GLP). Foram instalados 04 cilindros de GLP de 45 kg cada, como pode ser observado na Figura 4.3.

FIGURA 4.3 – VISÃO GERAL DA INFRA-ESTRUTURA PARA OS EQUIPAMENTOS



4.3 PROPRIEDADES DO COMBUSTÍVEL DA FONTE DE CALOR

O refrigerador por absorção utiliza como fonte de calor a queima do combustível GLP. As propriedades desse combustível são apresentadas na tabela 4.2, segundo BEJAN (1988). O combustível GLP é formado da mistura de 50% de propano e 50% de butano, segundo SUPERGASBRAS, 2006.

TABELA 4.2 – PROPRIEDADES DO COMBUSTÍVEL

NOME	FORMULA QUÍMICA	% MISTURA	MASSA MOLAR (mol)	LHV kJ/mol	ξ_{ch} kJ/mol
NPropan	C_3H_8	50	44,09	2044,0	2149,0
Butano	C_4H_{10}	50	58,12	2658,5	2802,5
GLP	-	-	-	46008,2 $kJ\ kg^{-1}$	48444,4 $kJ\ kg^{-1}$

4.4 SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

Para a avaliação experimental do equipamento de absorção foi construído um sistema de aquisição e controle de dados. O sistema foi concebido em plataforma “Labview”, utilizando placas de aquisição da “National Instruments”. Nas Figuras 4.4 e 4.5 apresentam-se as principais telas do programa de aquisição de dados.

FIGURA 4.4 – TELA PRINCIPAL DO SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

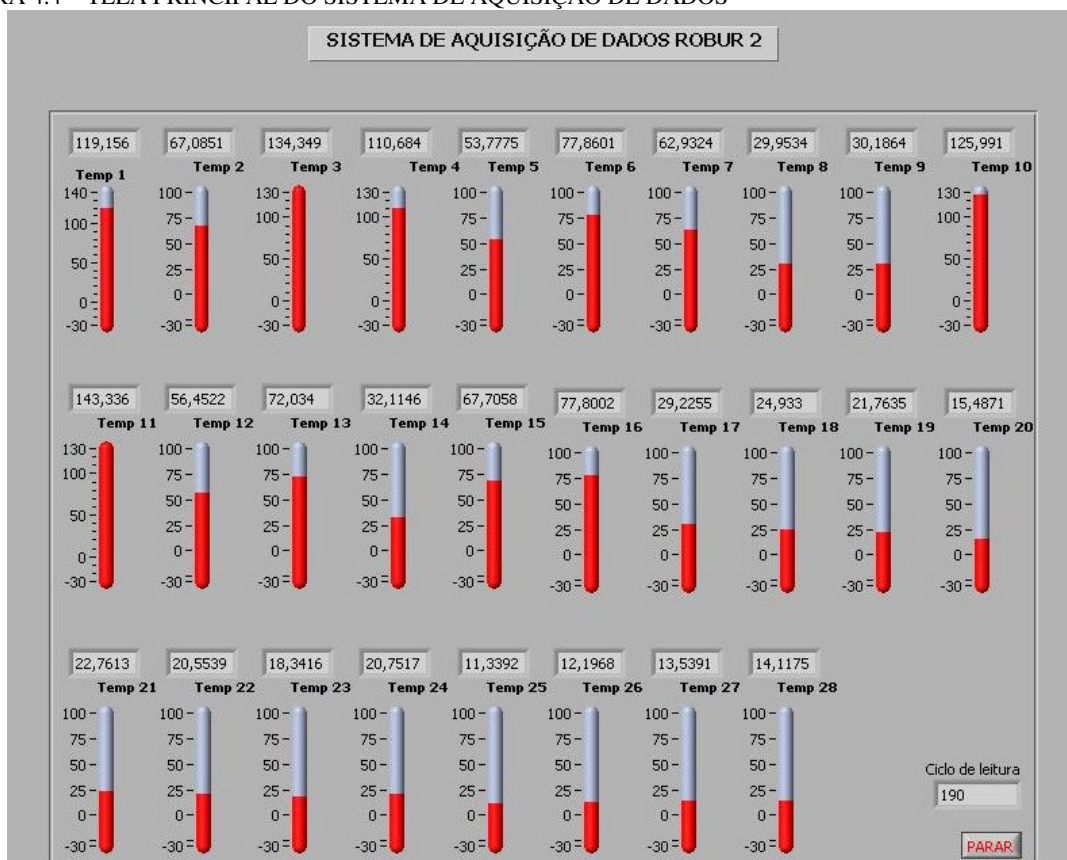
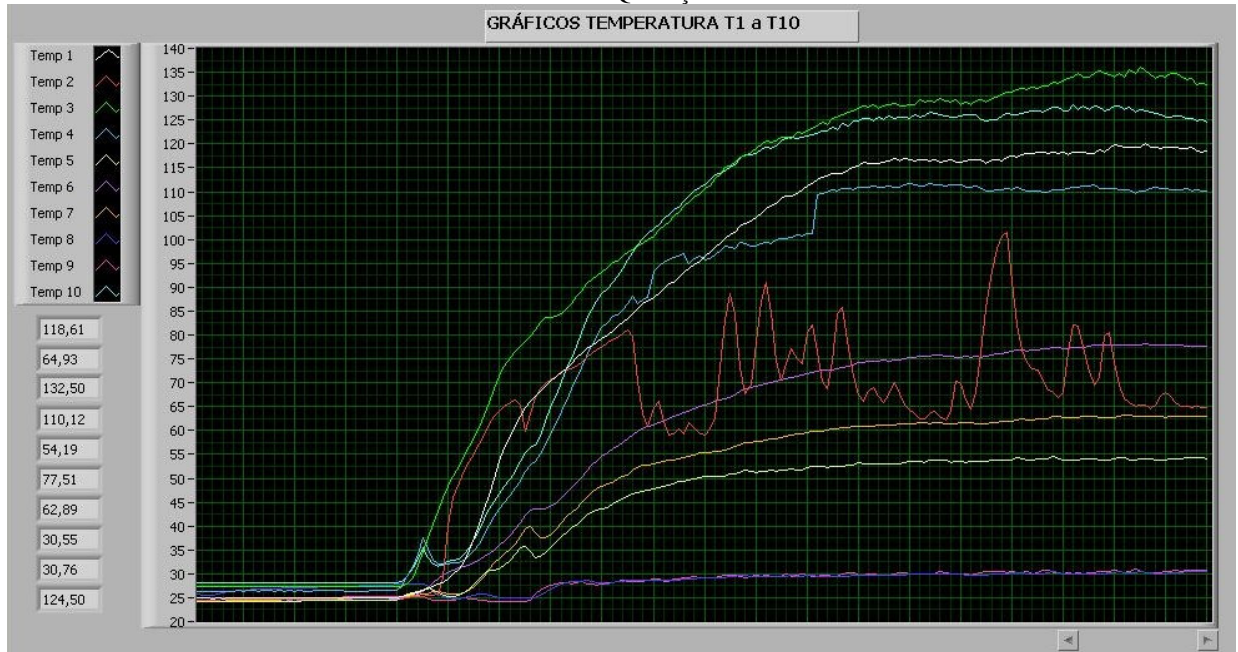


FIGURA 4.5 – TELA DE GRÁFICOS DO SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS



4.4.1 Sensores de Temperatura

Para a medição das temperaturas, foram utilizados termistores de alta precisão do tipo YSI 44004 (resistência de 2250Ω a $25^\circ C$) com faixa de operação recomendada de $-80^\circ C$ a $150^\circ C$. Os termistores foram calibrados em laboratório para determinar o limite de precisão intrínseco (“Bias limits”) do sensor. Os termistores foram imersos em um banho de temperatura constante da marca Hakke, modelo CD30. Um total de 64 medições de temperatura foram realizadas para 10, 20, 30, 40, 50 e $60^\circ C$. O maior desvio padrão dessas medidas foi de $0,001^\circ C$, portanto o limite “bias” foi imposto como $\pm 0,001^\circ C$, o que está de acordo com o limite intrínseco de precisão listado em manual de instrumentação (DALLY et al., 1993).

4.4.2 Medidores de Vazão

Para a medição das vazões mássicas foram utilizados medidores de vazão do fabricante OMEGA, modelo FL-6315ABR (OMEGA, 2005). A faixa de operação

recomendada é de $0,17$ a $0,93 \text{ kg s}^{-1}$. O limite intrínseco de precisão dos medidores de vazão é de $\pm 2,0\%$, com uma repetibilidade de $\pm 1,0\%$.

4.4.3 Medidores de Consumo de GLP

Para a medição do consumo de gás liquefeito de petróleo (GLP) foi utilizado um medidor de gás do fabricante LAO, modelo G1. O limite intrínseco de precisão do medidor de volume de gás é de $\pm 0,016 \text{ m}^3$.

4.4.4 Posicionamento dos Sensores no Aparato Experimental

Para determinação de todas as propriedades necessárias para a otimização, foram instalados 04 sensores de temperatura descritos no item 4.4.1. Os termistores foram conectados ao sistema de aquisição de dados. Para medição das vazões foram utilizados dois medidores de vazão descritos no item 4.4.2. Foi também instalado um medidor do consumo de gás GLP descrito no item 4.4.3. As medições de vazão de água e consumo de GLP são gravadas por leitura manual.

FIGURA 4.6 – DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DOS PONTOS DE MEDIÇÃO DO SISTEMA DE ABSORÇÃO

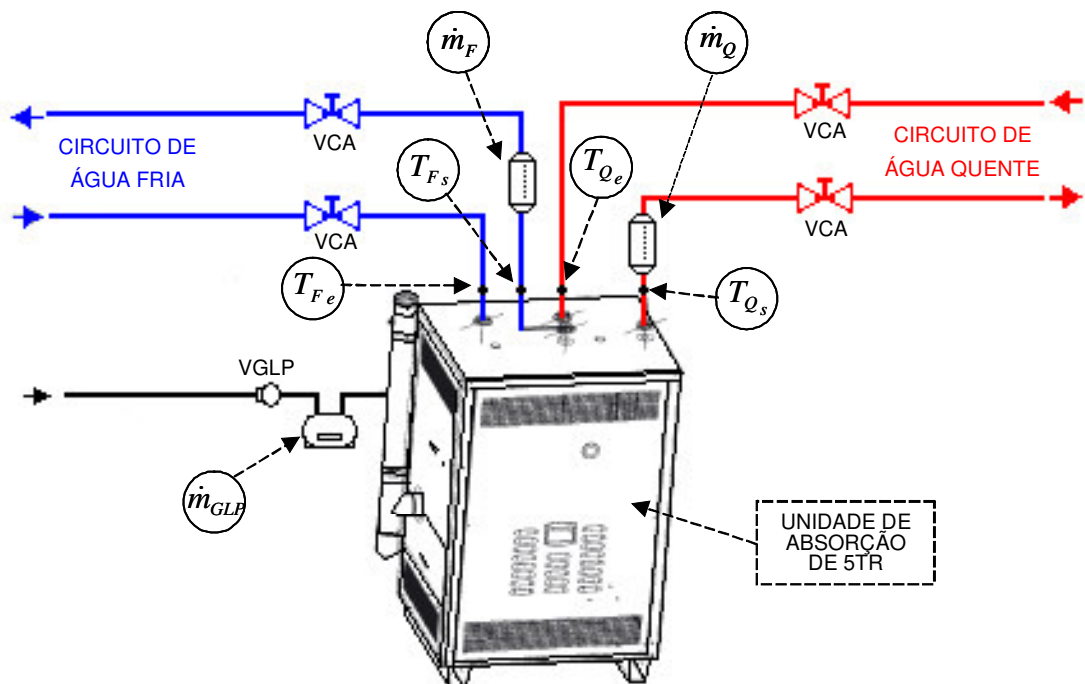


TABELA 4.3 – POSICIONAMENTO DOS SENSORES DE MEDIÇÃO

DESCRIÇÃO	SÍMBOLO
Temperatura de entrada da água de refrigeração	$T_{F e}$
Temperatura de saída da água de refrigeração	$T_{F s}$
Temperatura de entrada da água de aquecimento	$T_{Q e}$
Temperatura de saída da água de aquecimento	$T_{Q s}$
Vazão de água do ciclo de refrigeração	\dot{m}_F
Vazão de água do ciclo de aquecimento	\dot{m}_Q
Vazão de GLP	\dot{m}_{GLP}
Válvulas de controle de vazão de água	VCA
Válvula de controle de vazão de GLP	VGLP

4.5 AVALIAÇÃO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA

Para a avaliação do sistema de refrigeração do equipamento, utilizou-se o ensaio de abaixamento de temperatura (“pulldown”). O ensaio de “pulldown” consiste em avaliar a eficiência do sistema de refrigeração por meio da medição do tempo de abaixamento de uma temperatura de referência até o regime permanente.

A partir de dados de alguns fabricantes de resfriadores (“chillers”) (CARRIER, 2006; YORK, 2006) foi definida como temperatura de referência para início dos testes a temperatura de $30^{\circ}C$. O refrigerador por absorção utilizado nos testes possui alguns parâmetros a serem ajustados antes de sua operação. Os parâmetros são:

- temperatura de saída da água fria;
- diferença entre as temperaturas de entrada e saída da água fria;
- temperatura de saída da água quente;
- diferença entre as temperaturas de entrada e saída da água quente;
- prioridades dos ciclos;

Segundo os fabricantes CARRIER (2006); YORK (2006); ROBUR (2005) a temperatura de saída desejada da água de resfriamento é de $7,2^{\circ}C$, com uma variação de temperatura de $5,5^{\circ}C$.

Para os testes de abaixamento de temperatura utilizou-se o ciclo de

resfriamento e as temperaturas da água fria citadas pelos principais fabricantes.

4.6 AVALIAÇÃO ENERGÉTICA E EXERGÉTICA

Um dos objetivos deste trabalho é o levantamento dos principais parâmetros físicos do sistema de absorção, com a finalidade de promover a otimização termodinâmica. Determinam-se esses parâmetros utilizando o mesmo ensaio de abaixamento de temperatura, para diversas vazões de resfriamento e aquecimento. Nesse teste utilizaram-se como temperaturas de referência para início e fim do ensaio $30^{\circ}C$ e $7,2^{\circ}C$, respectivamente.

Para determinar as taxas de transferência de calor de refrigeração e aquecimento e respectivos conteúdos exergéticos, utilizam-se dois reservatórios: um reservatório de 300 litros utilizando solução de 75% de água e 25% de etileno glicol para o ciclo de resfriamento (Figura 4.2) e uma cisterna de grande porte para o ciclo de aquecimento.

As variações de vazões mássicas (\dot{m}_F, \dot{m}_Q) são apresentadas na tabela 4.4.

TABELA 4.4 – VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS EM ENSAIOS DE "PULLDOWN"

Ensaio	\dot{m}_F ($kg\ s^{-1}$)	\dot{m}_Q ($kg\ s^{-1}$)	Ensaio	\dot{m}_F ($kg\ s^{-1}$)	\dot{m}_Q ($kg\ s^{-1}$)
Teste I	0,37	0,40	Teste XIII	0,37	0,83
Teste II	0,50		Teste XIV	0,50	
Teste III	0,67		Teste XV	0,67	
Teste IV	0,83		Teste XVI	0,83	
Teste V	0,37	0,50	Teste XVII	0,37	0,90
Teste VI	0,50		Teste XVIII	0,50	
Teste VII	0,67		Teste XIX	0,67	
Teste VIII	0,83		Teste XX	0,83	
Teste IX	0,37	0,67			
Teste X	0,50				
Teste XI	0,67				
Teste XII	0,83				

4.6 CÁLCULO DAS INCERTEZAS

O principal objetivo desse trabalho é a determinação dos pontos ótimos de vazão mássica utilizando os conceitos da 1ª e 2ª Lei da Termodinâmica. Para determinar esses pontos são utilizadas três grandezas físicas medidas experimentalmente: temperatura, vazão mássica e volume de gás GLP.

Por meio dessas três grandezas determinam-se as taxas de transferência de calor de aquecimento e refrigeração, conteúdos exergéticos das mesmas e as eficiências de 1ª e 2ª lei conforme as equações descritas no capítulo 3.

Para cada ponto de vazão mencionada na tabela 4.4 foram realizados 3 rodadas de medição com o sistema em regime permanente. O limite de precisão ($P_{\Delta T_i}$) para cada variação de temperatura (ΔT_i) foi computado como duas vezes o desvio padrão das três medições, com um grau de confiança de 95%. Os critérios de propagação de erros em medições experimentais utilizados seguem os padrões ASME (1993).

Os limites de precisão de todas as variáveis envolvidas na determinação das taxas de transferência de calor (\dot{Q}_F, \dot{Q}_Q) e conteúdos exergéticos (\dot{E}_F, \dot{E}_Q) foram desprezíveis em presença do limite de precisão das variações de temperatura ($P_{\Delta T_F}, P_{\Delta T_Q}$).

O limite de precisão intrínseco dos termistores, medidores de vazão e do medidor de volume de gás GLP encontrados foram desprezíveis em comparação ao limite de precisão das variações de temperatura ($P_{\Delta T_F}$). Assim, as incertezas foram calculadas por:

$$\frac{U_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[\left(\frac{P_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{B_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \cong \frac{P_{\Delta T}}{\Delta T} \quad (4.1)$$

onde $P_{\Delta T}$ é o limite de precisão ΔT .

As incertezas para as taxas de transferência de calor de refrigeração e aquecimento são dadas por:

$$\frac{U_{\dot{Q}_i}}{\dot{Q}_i} = \left[\left(\frac{P_{\dot{m}_i}}{\dot{m}_i} \right)^2 + \left(\frac{P_{c_i}}{c_i} \right)^2 + \left(\frac{P_{\Delta T_i}}{\Delta T_i} \right)^2 \right]^{1/2} \cong \frac{P_{\Delta T_i}}{\Delta T_i} \quad (4.2)$$

As incertezas dos conteúdos exergéticos das taxas de transferência de calor são dadas por:

$$U_{\dot{E}_i} = \left[\left(\frac{P_{\dot{m}_i}}{\dot{m}_i} \right)^2 + \left(\frac{P_{c_i}}{c_i} \right)^2 + \left(\frac{P_{\Delta T_i}}{\Delta T_i} \right)^2 + \left(\frac{P_{\Delta \ln T}}{\Delta \ln T} \right)^2 \right]^{1/2} \cong \frac{P_{\Delta T_i}}{\Delta T_i} \quad (4.3)$$

onde $\frac{P_{\Delta \ln T}}{\Delta \ln T}$ é o limite das variações dos logaritmos das temperaturas, devido ao cálculo das variações de entropia (Δs). Esse valor é desprezível em presença de $\frac{P_{\Delta T_i}}{\Delta T_i}$.

Nas Eq. (4.2) e (4.3), o índice i representa F ou Q, conforme a análise for para ciclo frio ou quente, respectivamente.

Ao analisar as Eq. (4.1) a (4.3) pode-se observar que o cálculo da incerteza para os três parâmetros mencionados depende predominantemente do limite de precisão ($P_{\Delta T_F}$). O maior valor da incerteza calculada em todos os testes foi de $\pm 0,0588$ (5,9 %).

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para a identificação dos parâmetros ótimos do sistema de absorção foram realizados diversos testes variando as vazões do sistema para os dois ciclos: refrigeração e aquecimento. Como mencionado anteriormente, o principal objetivo deste estudo é investigar a existência de pontos de máxima taxa de transferência de calor e de seus conteúdos exergéticos. Os pontos ótimos de qualquer sistema são caracterizados pela observação de um máximo ou mínimo na região intermediária da curva.

Para realização dos testes foram encontrados dois limitantes: A faixa de vazão de operação do sistema de absorção e do medidor de vazão. O sistema de absorção utilizado tem uma faixa de operação de 0,30 a 0,90 $kg\ s^{-1}$. Para vazões menores o sistema tem dispositivos de segurança que não permitem seu funcionamento. O equipamento de medição tem uma faixa de medição de 0,17 a 0,93 $kg\ s^{-1}$.

O sistema de absorção comercial utilizado tem duplo efeito: refrigeração e aquecimento. Apesar desta característica, o sistema prioriza o ciclo de refrigeração, o que foi observado quando se tentou a otimização dos parâmetros de vazão para ciclo de aquecimento. Os resultados dos testes do ciclo de aquecimento são apresentados no Apêndice B.

Para as análises de 1ª e 2ª Leis algumas considerações foram adotadas:

- Os resultados medidos foram computados com o sistema em regime permanente;
- os efeitos de variações de energia cinética e potencial foram desprezados em presença da variação de energia interna do fluido;
- as condições do estado inicial são $T_0 = 298,15\ K$ e $P_0 = 101325\ Pa$ (estado padrão);
- os ganhos e perdas de calor, pressão e exergia das tubulações de água fria e água quente podem ser desprezados em presença das mesmas variações nos trocadores de calor;

- o consumo de gás GLP foi mantido constante e igual a $\dot{m}_{GLP} = 0,000727 \text{ kg s}^{-1}$. Assim, para uma densidade $\rho_{GLP} = 2,5 \text{ kg m}^{-3}$, obtém-se uma vazão volumétrica $\dot{V}_{GLP} = 1,0475 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$.

5.1 TESTES DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”)

O procedimento utilizado nos testes de abaixamento de temperatura foi a fixação da temperatura inicial de entrada e de regime de saída da água de resfriamento em $30,0^{\circ}C$ e $7,2^{\circ}C$, respectivamente e a variação da vazão de água. Isto quer dizer que o procedimento se inicia com a temperatura do reservatório de água fria a $30,0^{\circ}C$, liga-se o refrigerador e mede-se o tempo que o sistema leva para fazer com que a temperatura da saída da água após passar pelo evaporador atinja $7,2^{\circ}C$. O sistema trabalha com dois parâmetros: vazão de água de resfriamento e de aquecimento. Para os testes fixou-se uma das vazões e variou-se a outra até todas as vazões estabelecidas serem testadas.

Para cada variação de vazão foram realizados três testes com a medição das temperaturas de entrada e saída da mistura água / etileno-glicol. Para demonstrar as curvas do teste de abaixamento de temperatura em função da variação das vazões mássicas optou-se por escolher apenas um dos três resultados medidos para vazão testada. Os resultados de todos os testes são apresentados no Apêndice A.

Os gráficos 5.1 a 5.4 apresentam os valores de temperatura de entrada ($T_{F,e}$) e saída ($T_{F,s}$) da mistura água / etileno-glicol em função do tempo de abaixamento de temperatura (“pulldown”) para uma vazão mássica de água quente fixa em $\dot{m}_Q = 0,40 \text{ kg s}^{-1}$ e uma vazão mássica de mistura água / etileno-glicol (\dot{m}_F) variando de $0,37$ a $0,83 \text{ kg s}^{-1}$.

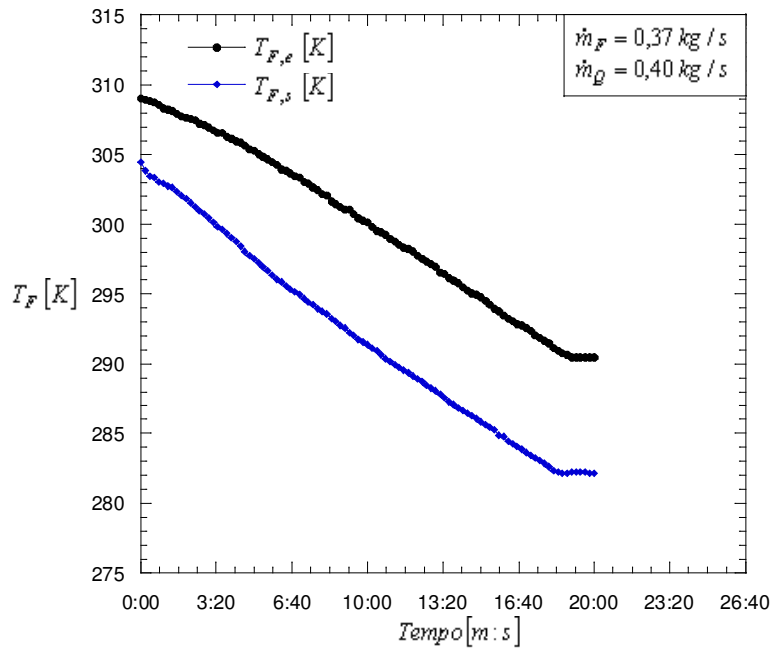


GRÁFICO 5.1 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,37 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_G = 0,40 \text{ kg s}^{-1}$

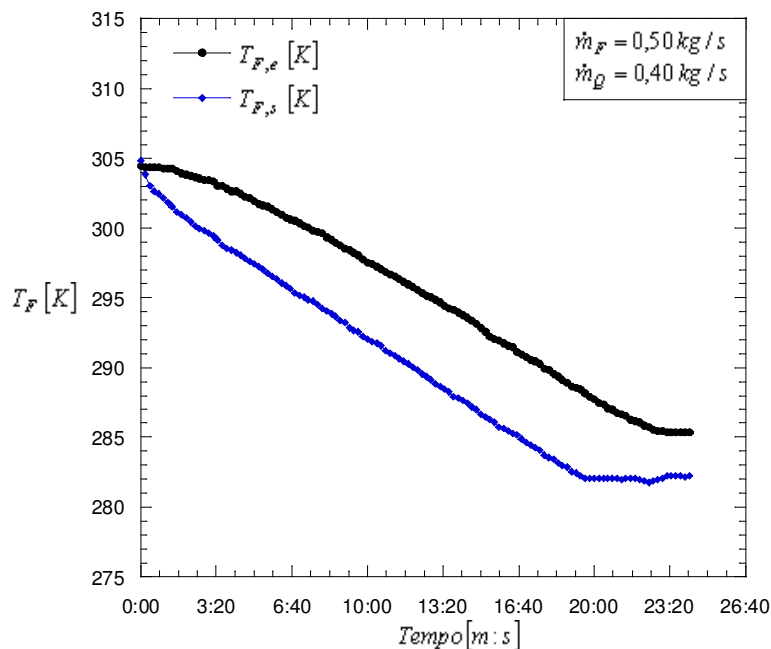


GRÁFICO 5.2 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_G = 0,40 \text{ kg s}^{-1}$

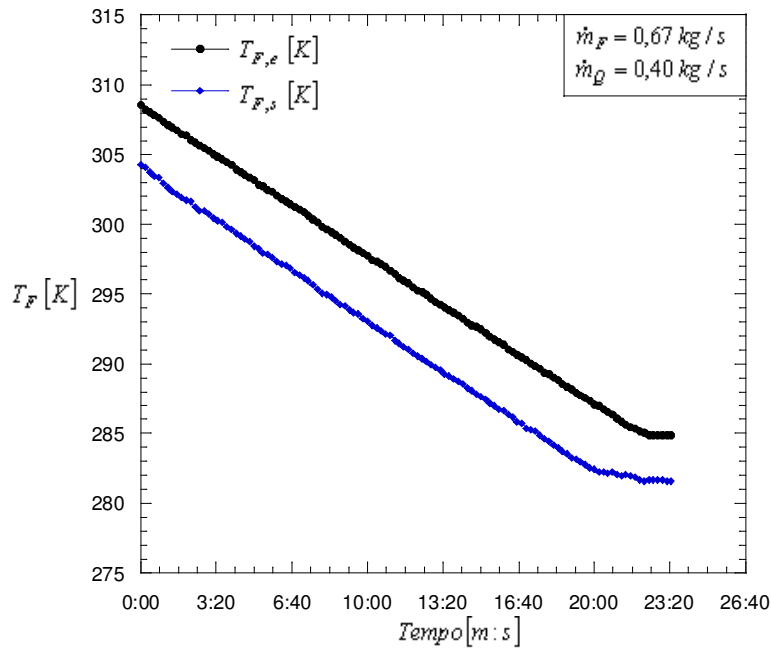


GRÁFICO 5.3 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,40 \text{ kg s}^{-1}$

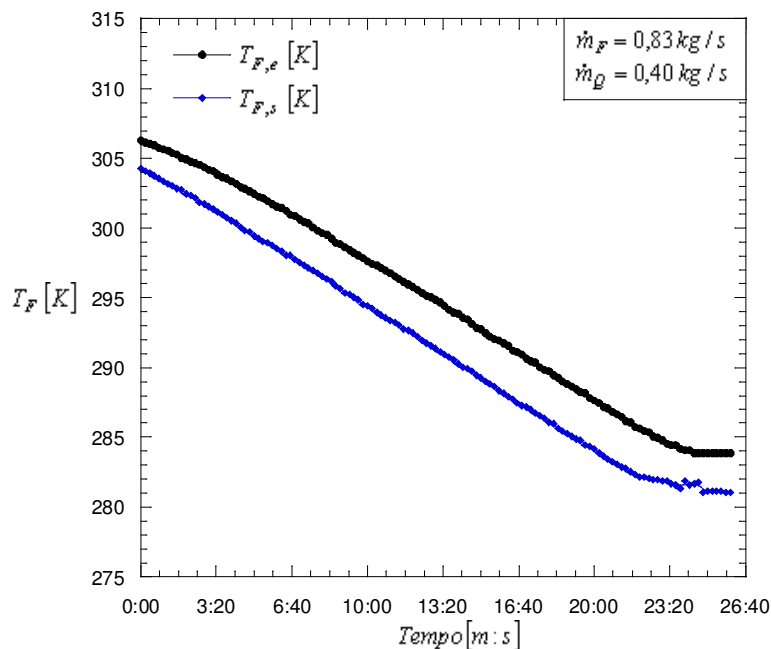


GRÁFICO 5.4 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,83 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,40 \text{ kg s}^{-1}$

Os gráficos 5.5 a 5.8 apresentam os valores de temperatura de entrada ($T_{F,e}$) e saída ($T_{F,s}$) da mistura água /etileno-glicol em função do tempo de abaixamento de temperatura (“pulldown”) para uma vazão mássica de água quente fixa em $\dot{m}_Q = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$ e uma vazão mássica de mistura água / etileno-glicol (\dot{m}_F) variando de 0,37 a $0,83 \text{ kg s}^{-1}$.

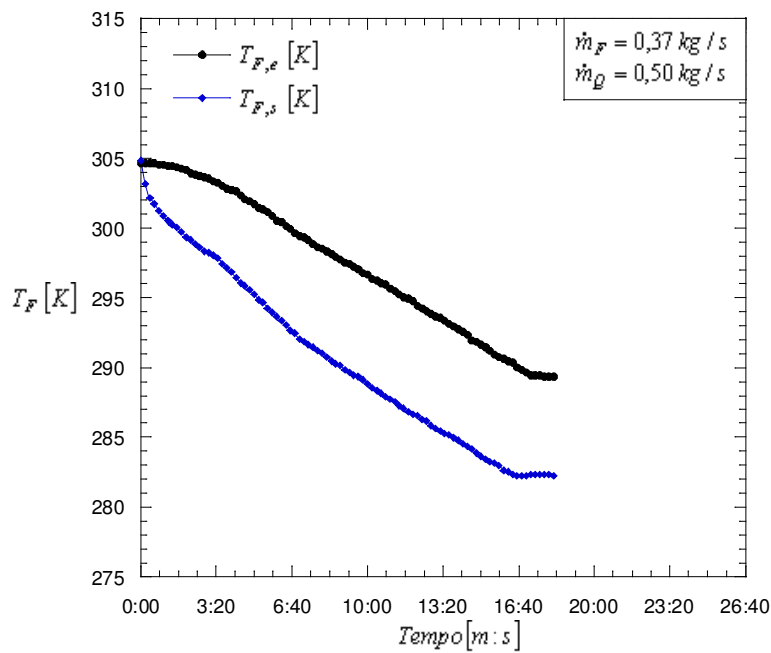


GRÁFICO 5.5 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,37 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$

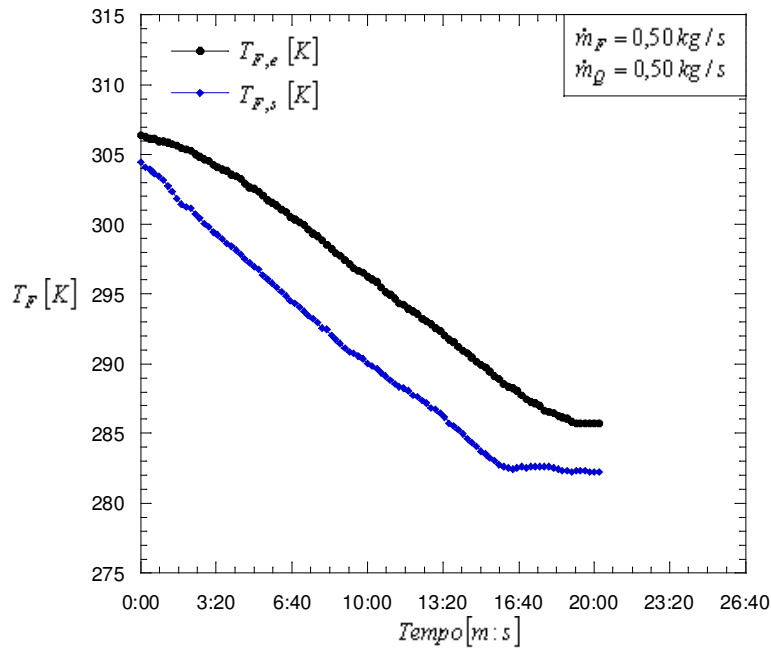


GRÁFICO 5.6 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_G = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$

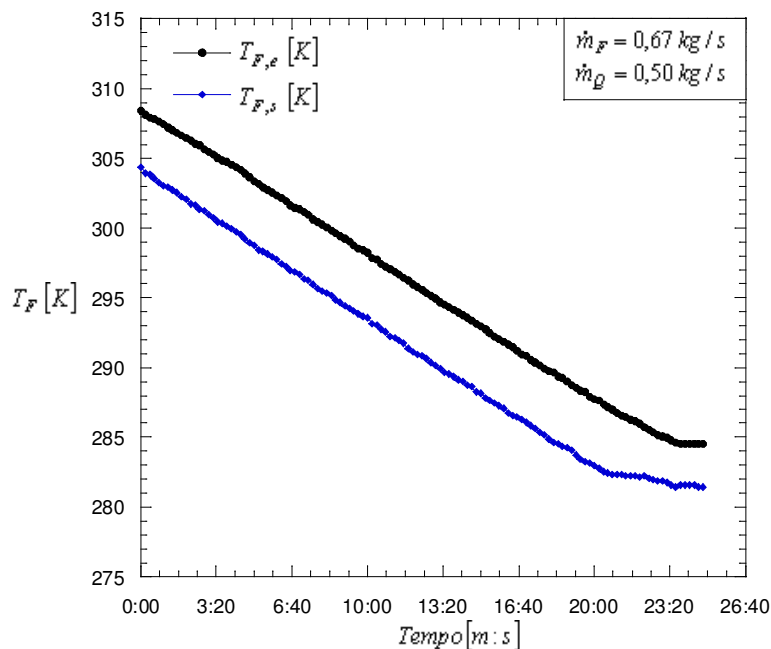


GRÁFICO 5.7 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_G = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$

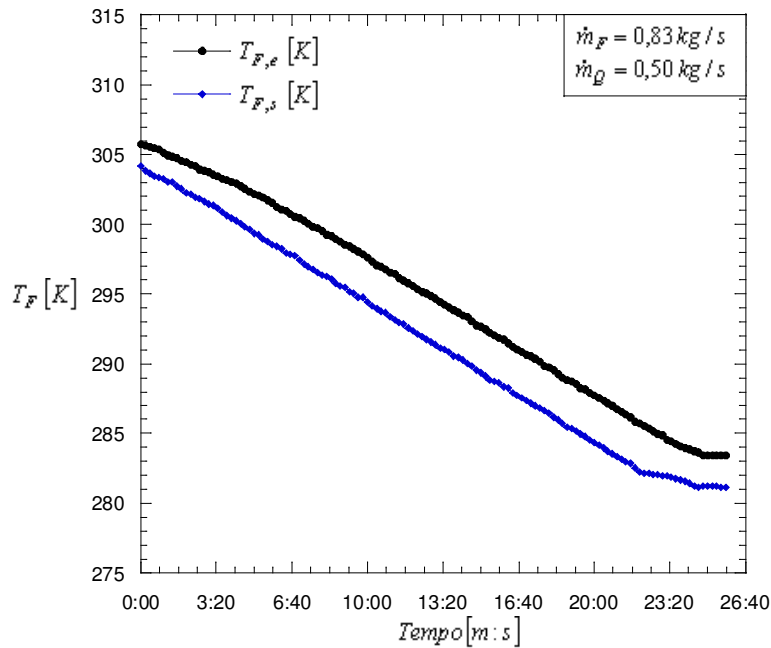


GRÁFICO 5.8 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,83 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$

Os gráficos 5.9 a 5.12 apresentam os valores de temperatura de entrada ($T_{F,e}$) e saída ($T_{F,s}$) da mistura água / etileno-glicol em função do tempo de abaixamento de temperatura (“pulldown”) para uma vazão mássica de água quente fixa em $\dot{m}_Q = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$ e uma vazão mássica de mistura água / etileno-glicol (\dot{m}_F) variando de 0,37 a $0,83 \text{ kg s}^{-1}$.

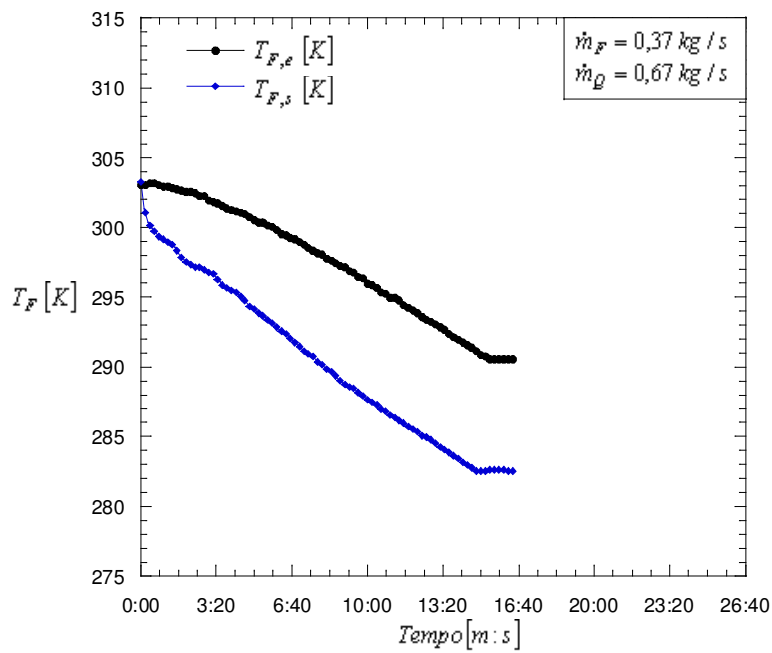


GRÁFICO 5.9 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,37 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$

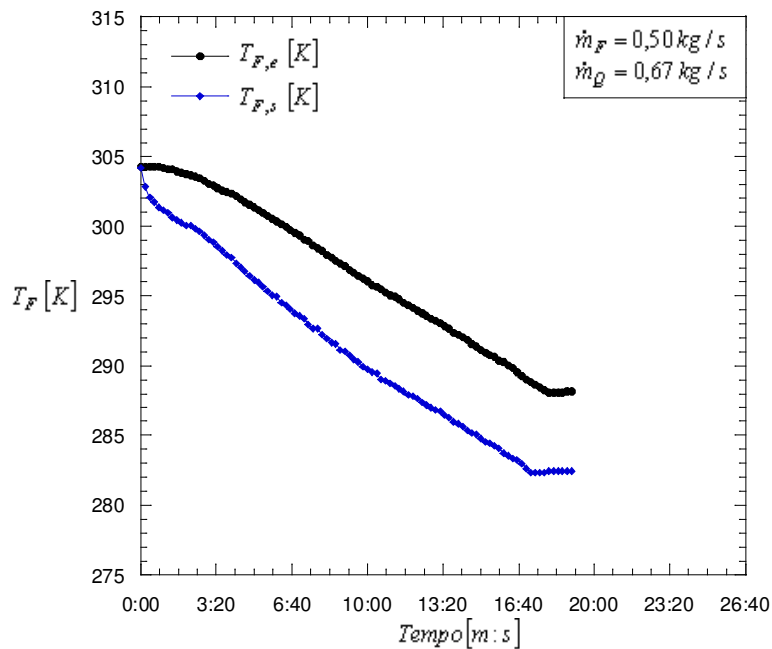


GRÁFICO 5.10 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$

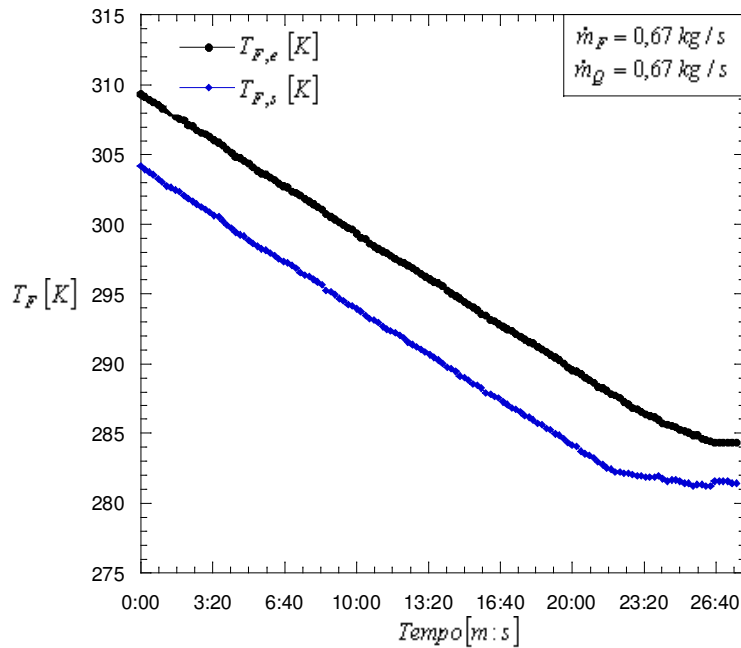


GRÁFICO 5.11 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_G = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$

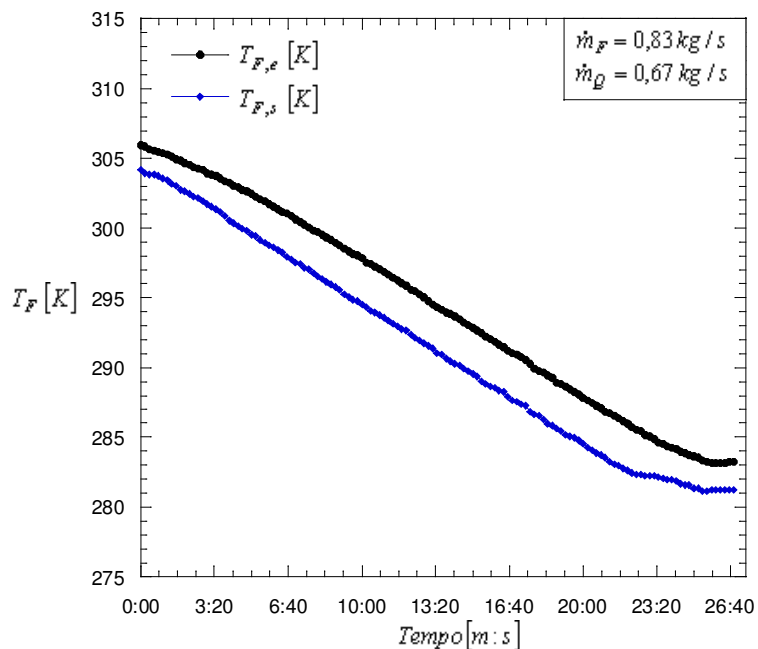


GRÁFICO 5.12 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,83 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_G = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$

Os gráficos 5.13 a 5.16 apresentam os valores de temperatura de entrada ($T_{F,e}$) e saída ($T_{F,s}$) da mistura água / etileno-glicol em função do tempo de abaixamento de temperatura (“pulldown”) para uma vazão mássica de água quente fixa em $\dot{m}_Q = 0,83 \text{ kg s}^{-1}$ e uma vazão mássica de mistura água / etileno-glicol (\dot{m}_F) variando de 0,37 a $0,83 \text{ kg s}^{-1}$.

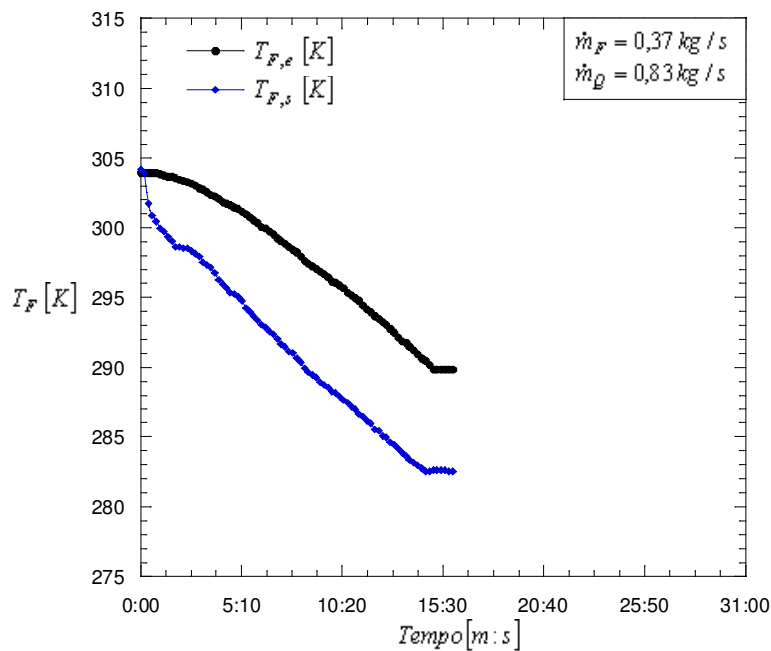


GRÁFICO 5.13 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,37 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,83 \text{ kg s}^{-1}$

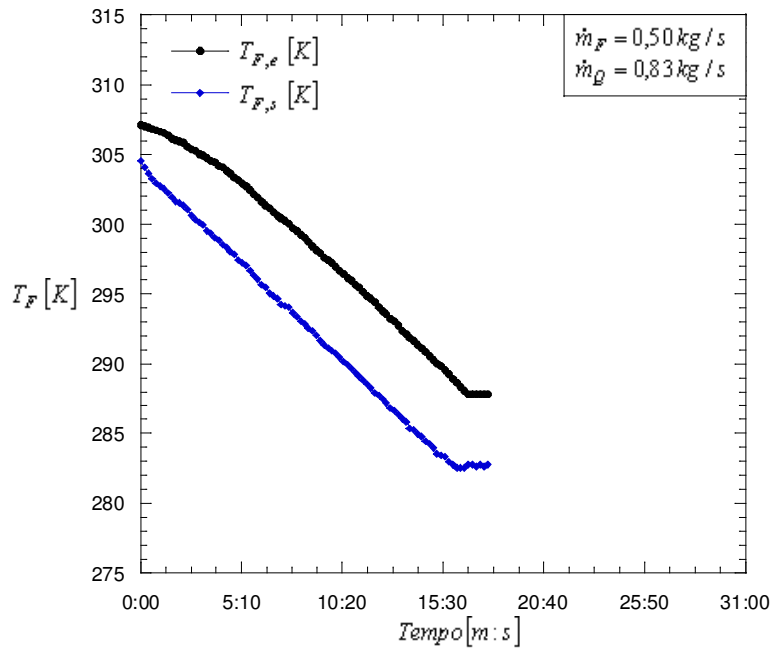


GRÁFICO 5.14 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_G = 0,83 \text{ kg s}^{-1}$

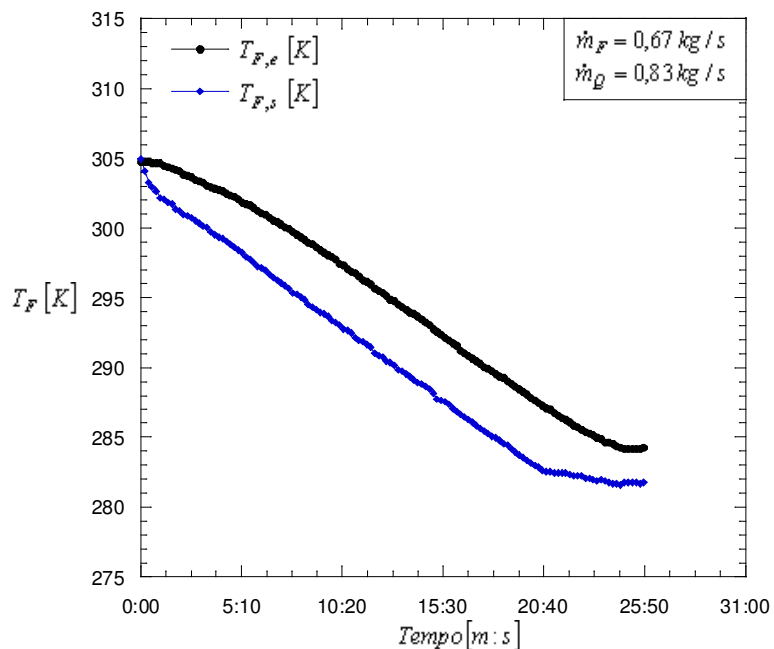


GRÁFICO 5.15 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_G = 0,83 \text{ kg s}^{-1}$

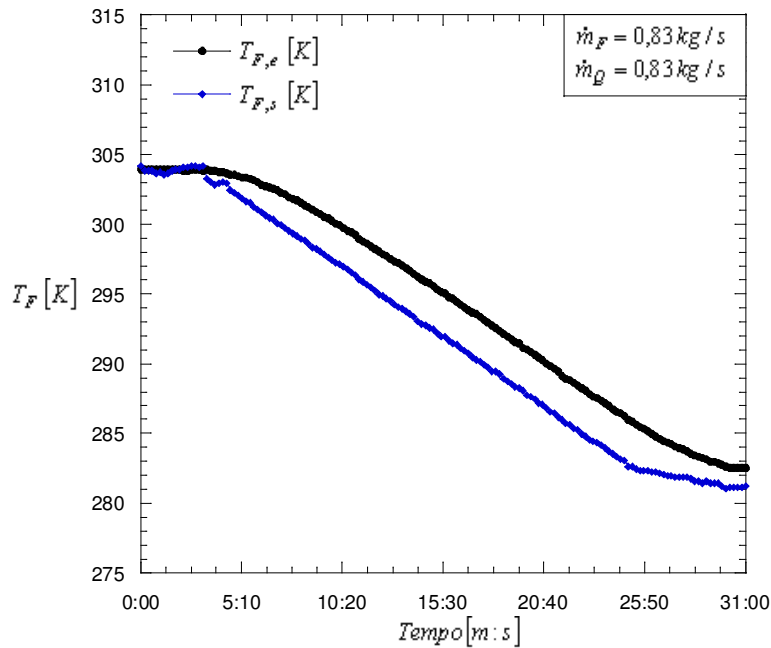


GRÁFICO 5.16 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,83 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,83 \text{ kg s}^{-1}$

Os gráficos 5.17 a 5.20 apresentam os valores de temperatura de entrada ($T_{F,e}$) e saída ($T_{F,s}$) da mistura água / etileno-glicol em função do tempo de abaixamento de temperatura (“pulldown”) para uma vazão mássica de água quente fixa em $\dot{m}_Q = 0,90 \text{ kg s}^{-1}$ e uma vazão mássica de mistura água / etileno-glicol (\dot{m}_F) variando de $0,37$ a $0,83 \text{ kg s}^{-1}$.

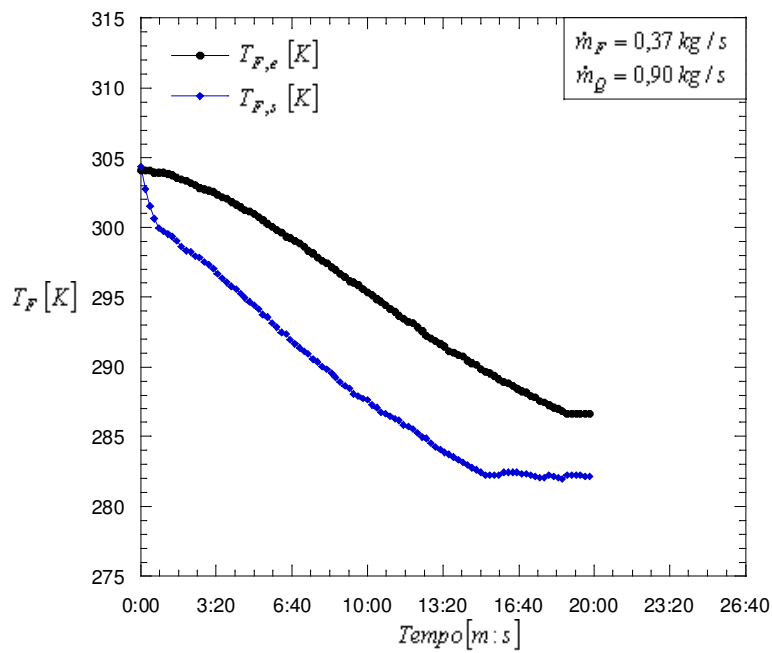


GRÁFICO 5.17 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,37 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_G = 0,90 \text{ kg s}^{-1}$

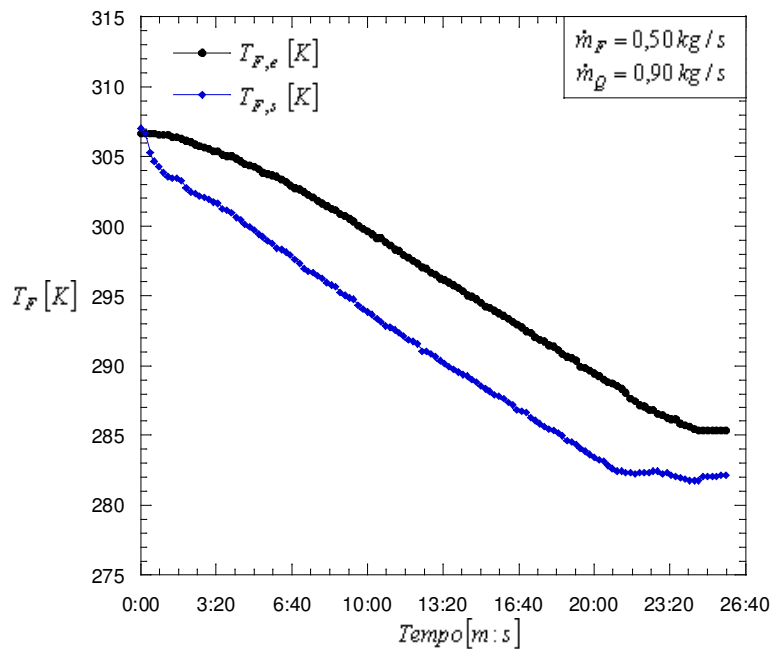


GRÁFICO 5.18 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,50 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_G = 0,90 \text{ kg s}^{-1}$

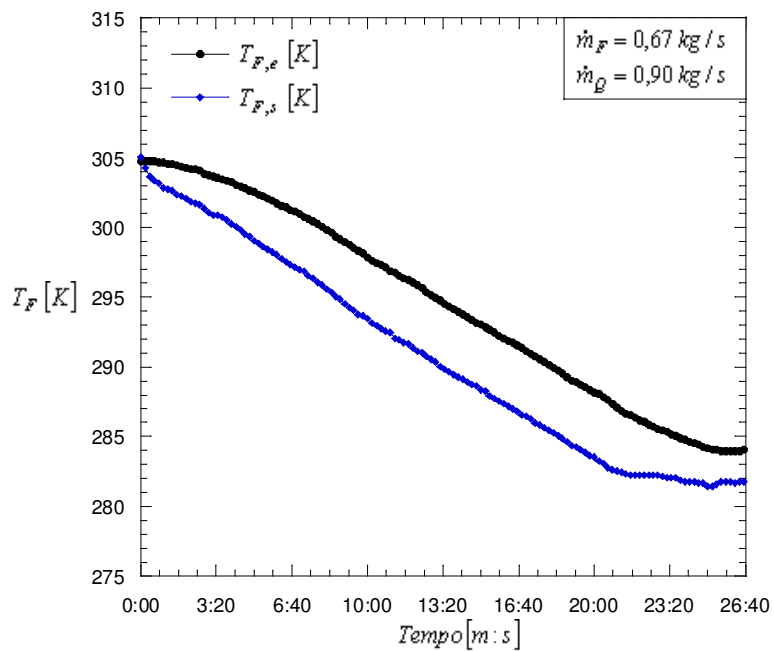


GRÁFICO 5.19 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,90 \text{ kg s}^{-1}$

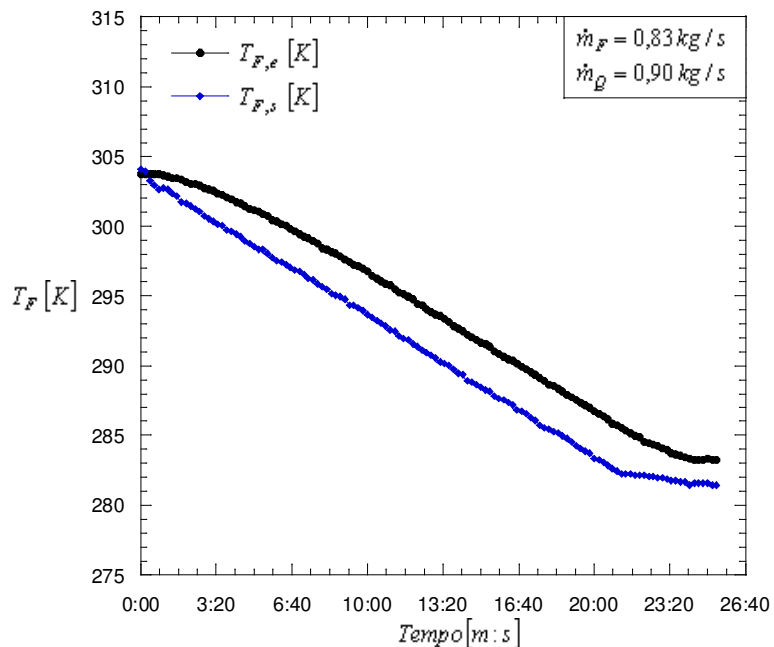


GRÁFICO 5.20 – TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL EM FUNÇÃO DO TEMPO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA (“PULLDOWN”). AS VAZÕES MÁSSICAS ESTÃO FIXAS EM $\dot{m}_F = 0,83 \text{ kg s}^{-1}$ E $\dot{m}_Q = 0,90 \text{ kg s}^{-1}$

5.2 ANÁLISE DE DESEMPENHO PELA 1ª LEI DA TERMODINÂMICA

Os gráficos 5.21 a 5.25 apresentam as médias de três medições para as diferenças de temperatura (ΔT_F) entre a saída da mistura água / etileno-glicol e a entrada da mesma mistura com o sistema em regime permanente. Para cada um dos gráficos citados, a vazão de água quente (\dot{m}_Q) permaneceu fixa e a vazão de mistura água / etileno-glicol (\dot{m}_F) variou de 0,37 a 0,83 $kg\ s^{-1}$.

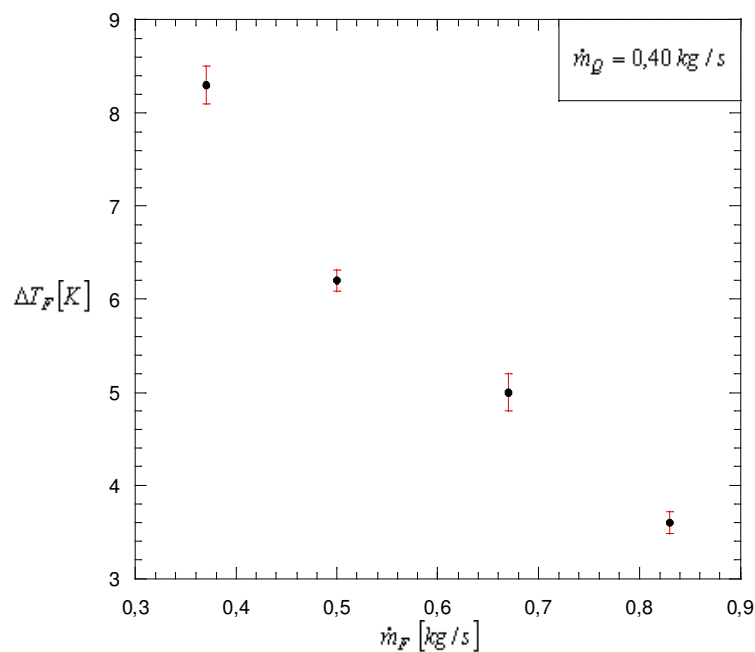


GRÁFICO 5.21 – DIFERENÇA ENTRE A TEMPERATURA DE SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL E A TEMPERATURA DE ENTRADA DA MESMA MISTURA EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM 0,40 $kg\ s^{-1}$.

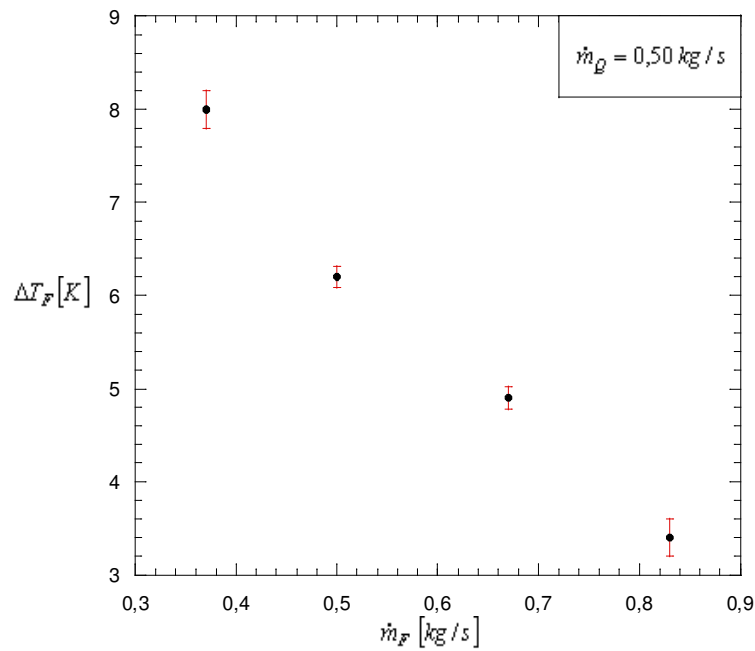


GRÁFICO 5.22 – DIFERENÇA ENTRE A TEMPERATURA DE SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL E A TEMPERATURA DE ENTRADA DA MESMA MISTURA EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,50 \text{ kg s}^{-1}$.

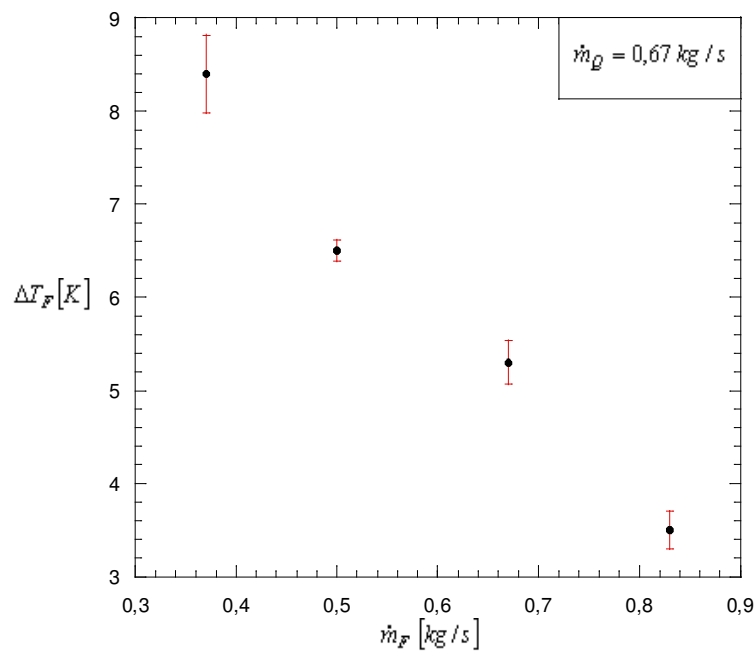


GRÁFICO 5.23 – DIFERENÇA ENTRE A TEMPERATURA DE SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL E A TEMPERATURA DE ENTRADA DA MESMA MISTURA EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,67 \text{ kg s}^{-1}$.

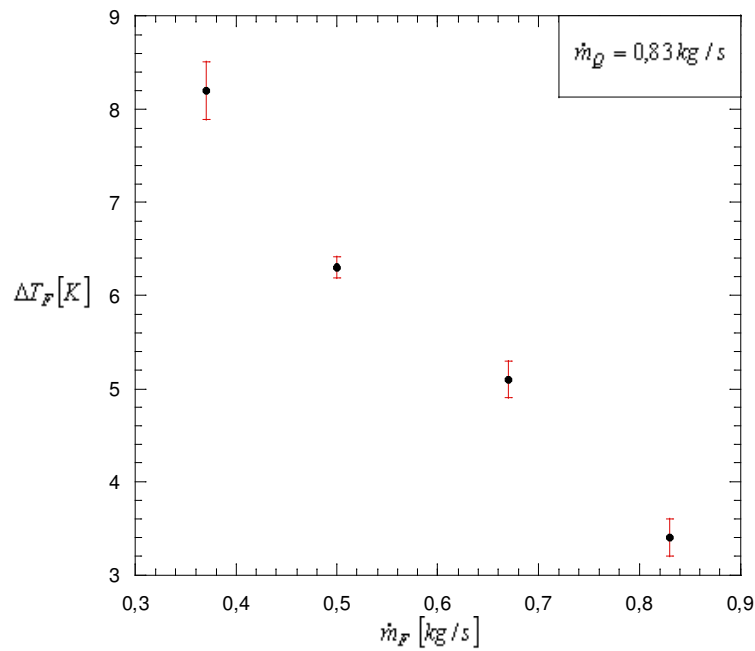


GRÁFICO 5.24 – DIFERENÇA ENTRE A TEMPERATURA DE SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL E A TEMPERATURA DE ENTRADA DA MESMA MISTURA EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,83 \text{ kg s}^{-1}$.

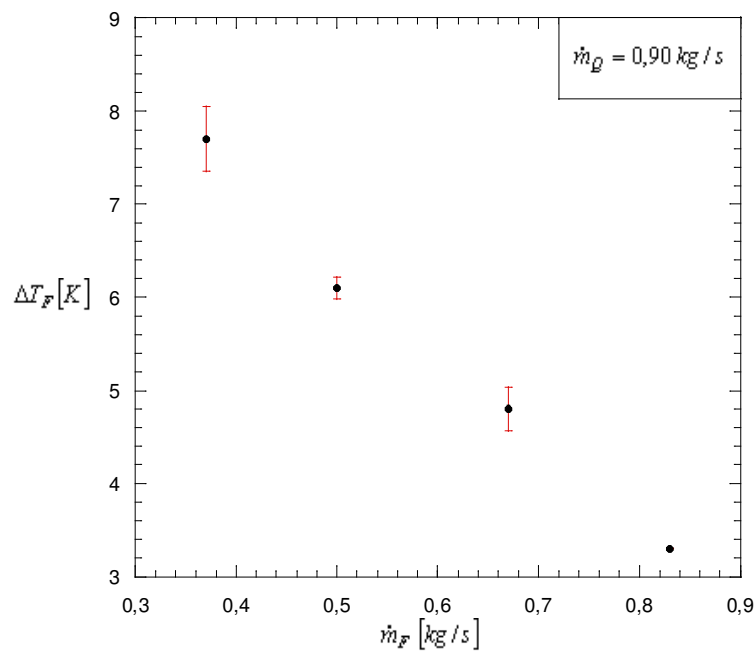


GRÁFICO 5.25 – DIFERENÇA ENTRE A TEMPERATURA DE SAÍDA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL E A TEMPERATURA DE ENTRADA DA MESMA MISTURA EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,90 \text{ kg s}^{-1}$.

O gráfico 5.26 apresenta o resumo de todos os valores das diferenças de temperatura (ΔT_F) com o sistema em regime permanente.

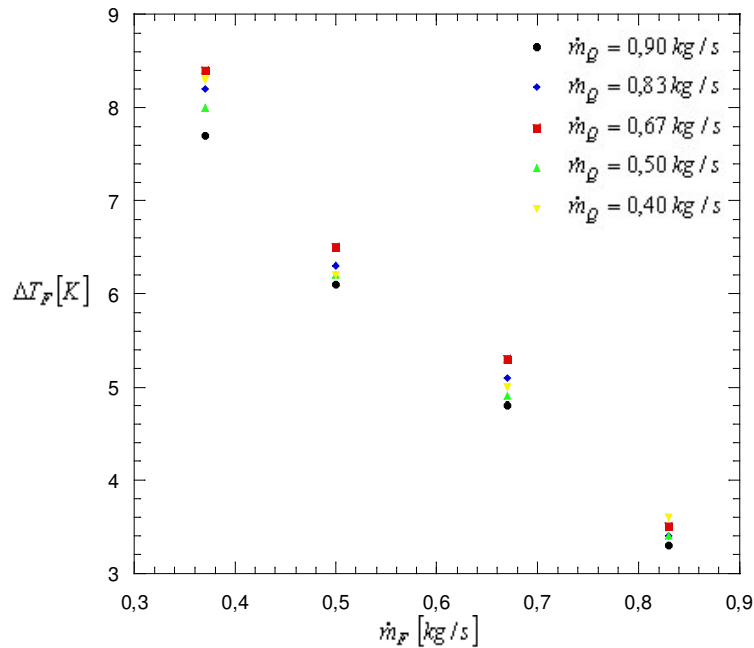


GRÁFICO 5.26 – COMPARATIVO ENTRE AS DIFERENÇAS DE TEMPERATURA DA MISTURA ÁGUA ETILENO-GLICOL PARA AS VARIAÇÕES DAS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA QUENTE (0,40 a 0,90 $kg\ s^{-1}$).

Nos gráficos 5.27 a 5.31 são apresentadas as médias de três resultados de taxa de transferência de calor no evaporador (\dot{Q}_F) calculados pela Eq. (3.3), com o sistema em regime permanente. Para cada um dos gráficos citados, a vazão de água quente (\dot{m}_Q) permaneceu fixa e a vazão de mistura água / etileno-glicol (\dot{m}_F) variou de 0,37 a 0,83 $kg\ s^{-1}$.

Analisando todos os gráficos citados pode-se observar o mesmo comportamento para as vazões mássicas de água fria (\dot{m}_F), o que caracteriza a determinação de uma vazão ótima para $\dot{m}_F = 0,67\ kg\ s^{-1}$, onde se observa máxima transferência de calor, $\dot{Q}_{F,m}$. A máxima incerteza calculada na determinação de \dot{Q}_F é de $\pm 0,6204\ kW$ em valores absolutos.

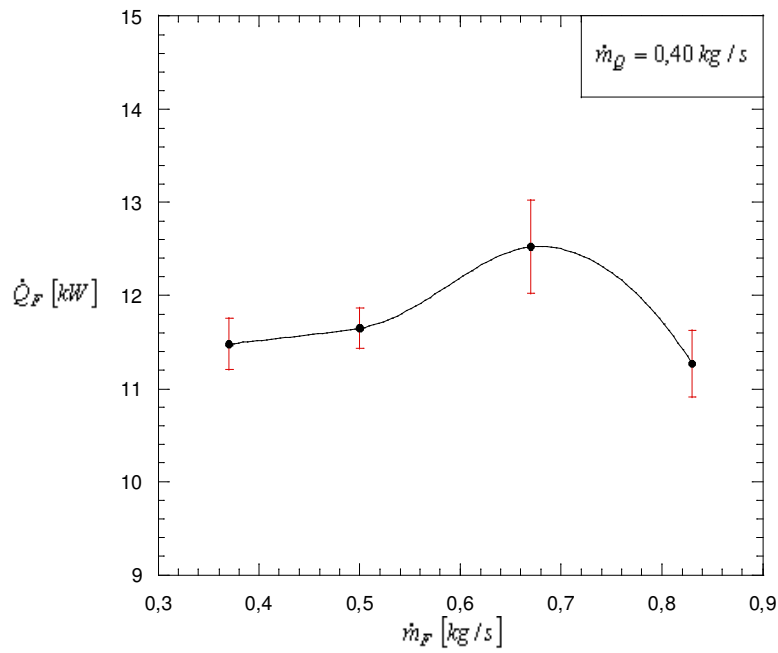


GRÁFICO 5.27 – TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,40 \text{ kg s}^{-1}$.

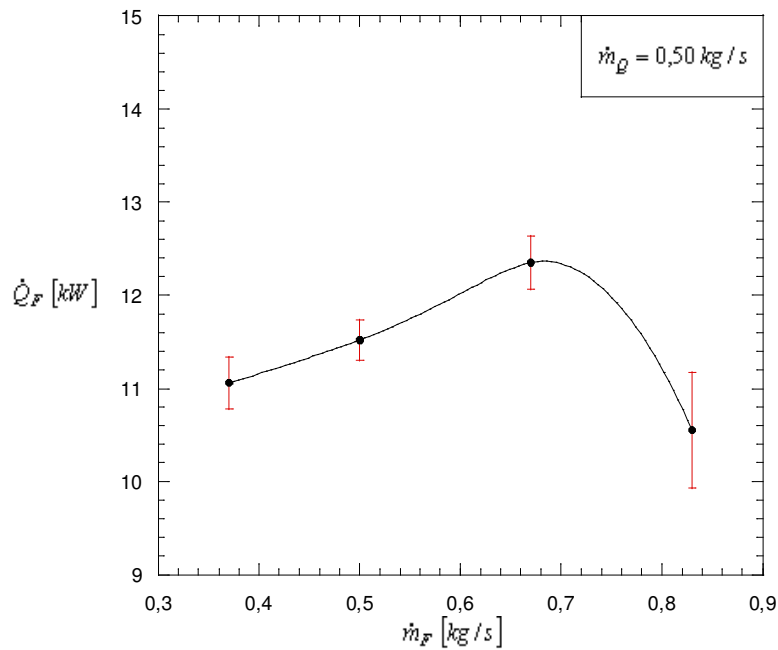


GRÁFICO 5.28 – TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,50 \text{ kg s}^{-1}$.

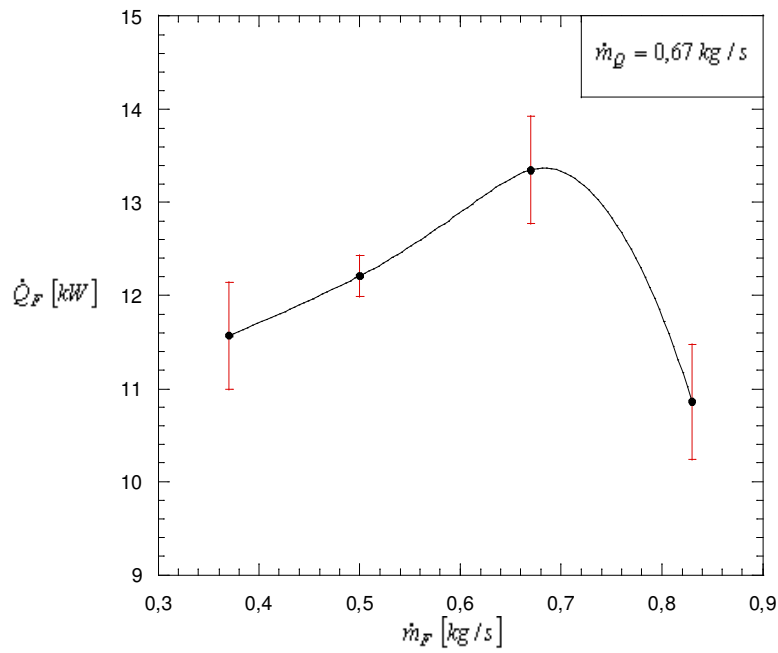


GRÁFICO 5.29 – TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,67 \text{ kg s}^{-1}$.

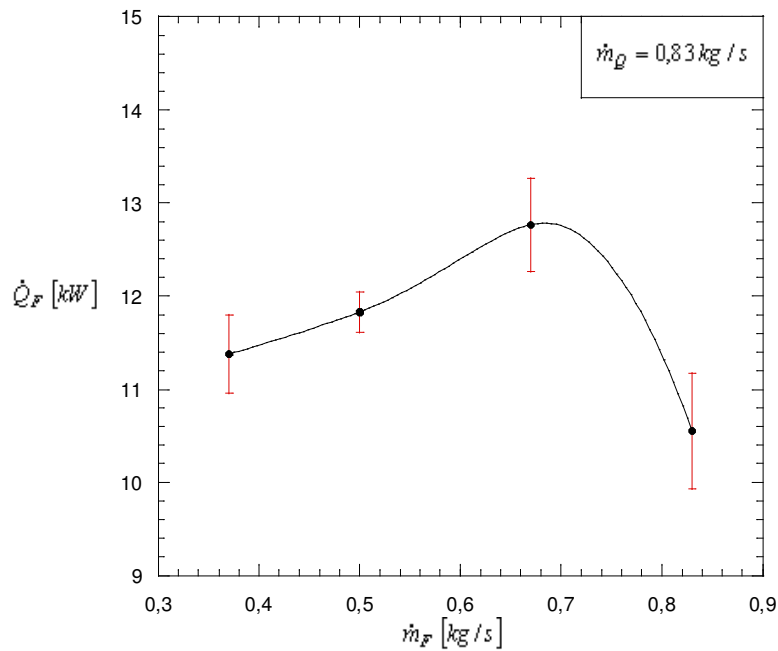


GRÁFICO 5.30 – TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,83 \text{ kg s}^{-1}$.

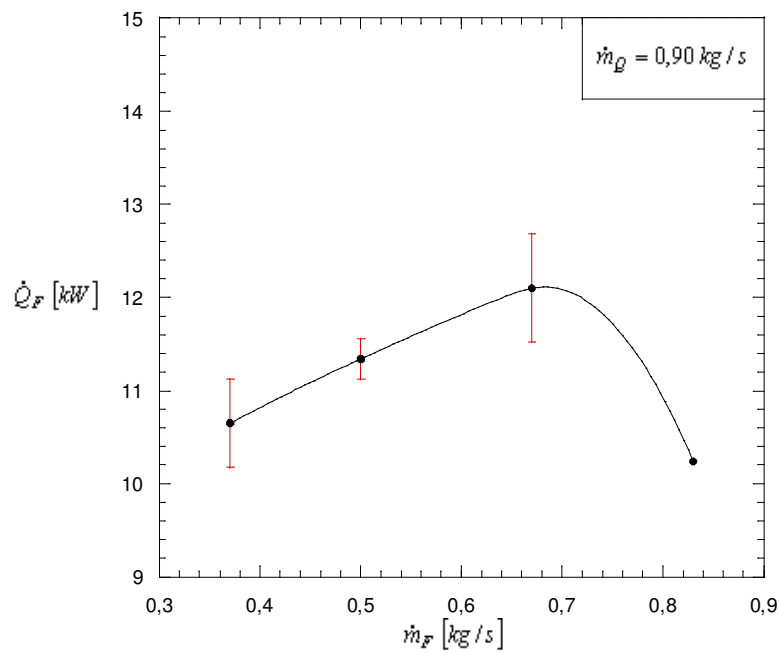


GRÁFICO 5.31 – TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,90 \text{ kg s}^{-1}$.

O gráfico 5.32 apresenta o resumo de todos os valores de taxa de transferência de calor de refrigeração (\dot{Q}_F) em função da variação de \dot{m}_Q e \dot{m}_F , com o sistema em regime permanente.

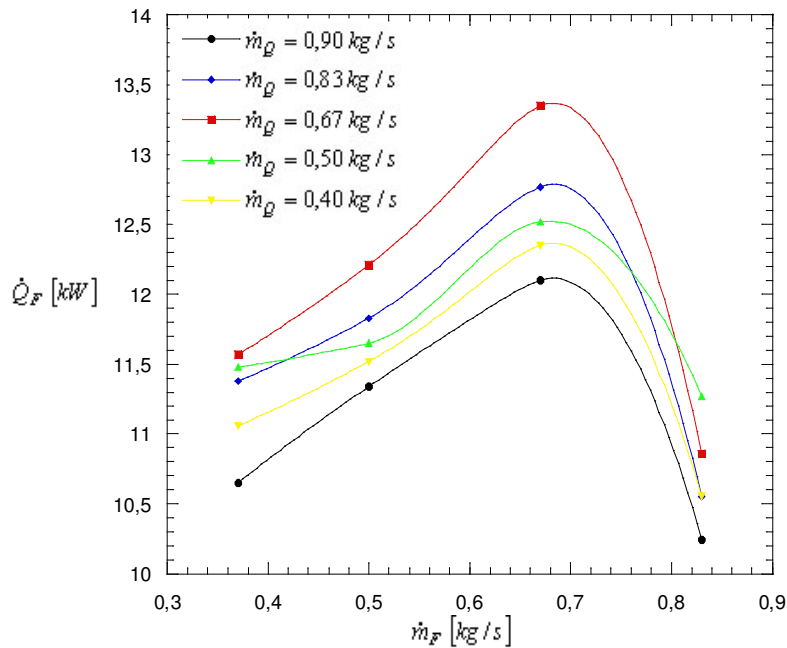


GRÁFICO 5.32 – COMPARATIVO DAS TAXAS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA FRIA, TENDO COMO FIXA AS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA QUENTE (0,40 a 0,90 kg s⁻¹).

Os gráficos 5.33 a 5.37 apresentam as médias de três resultados para as eficiências de 1ª Lei da Termodinâmica ($\eta_{I,F}$) calculadas pela Eq. (3.7), com o sistema em regime permanente. Para cada um dos gráficos citados, a vazão de água quente (\dot{m}_Q) permaneceu fixa e a vazão de mistura água / etileno-glicol (\dot{m}_F) variou de 0,37 a 0,83 kg s⁻¹.

Os resultados de eficiência ($\eta_{I,F}$) apresentam o mesmo comportamento de \dot{Q}_F , caracterizando uma vazão ótima para $\dot{m}_F = 0,67$ kg s⁻¹, onde se observa máxima eficiência de 1ª Lei, $\eta_{I,F,m}$. A máxima incerteza calculada na determinação de $\eta_{I,F}$ é de $\pm 0,0185$ em valores absolutos.

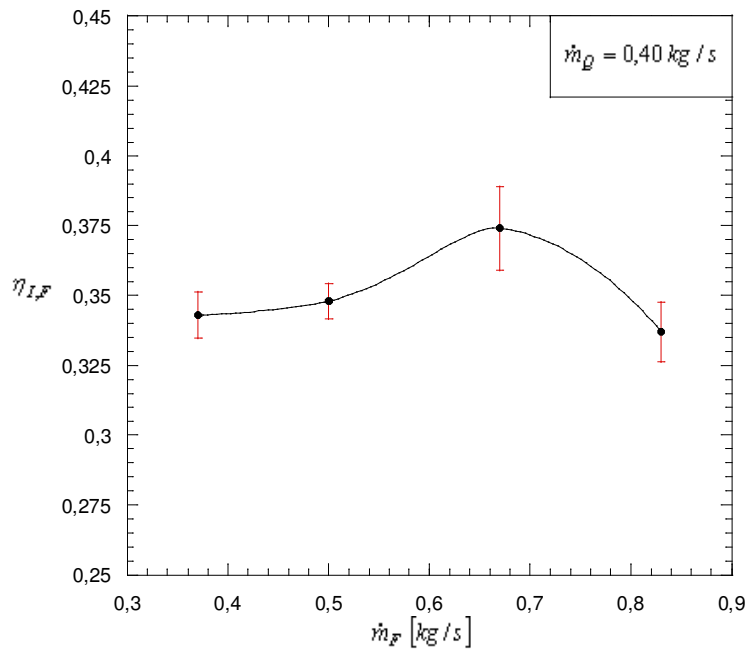


GRÁFICO 5.33 – EFICIÊNCIA DE 1ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,40 \text{ kg s}^{-1}$.

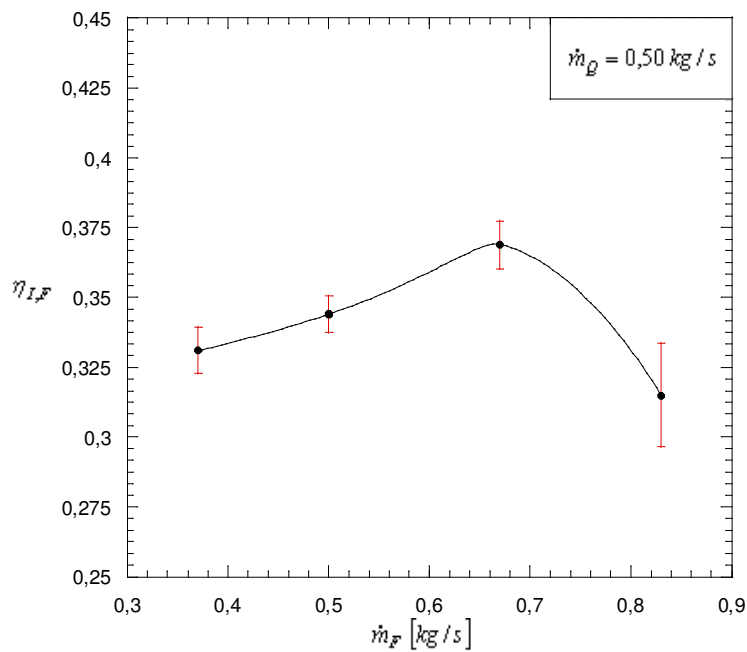


GRÁFICO 5.34 – EFICIÊNCIA DE 1ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,50 \text{ kg s}^{-1}$.

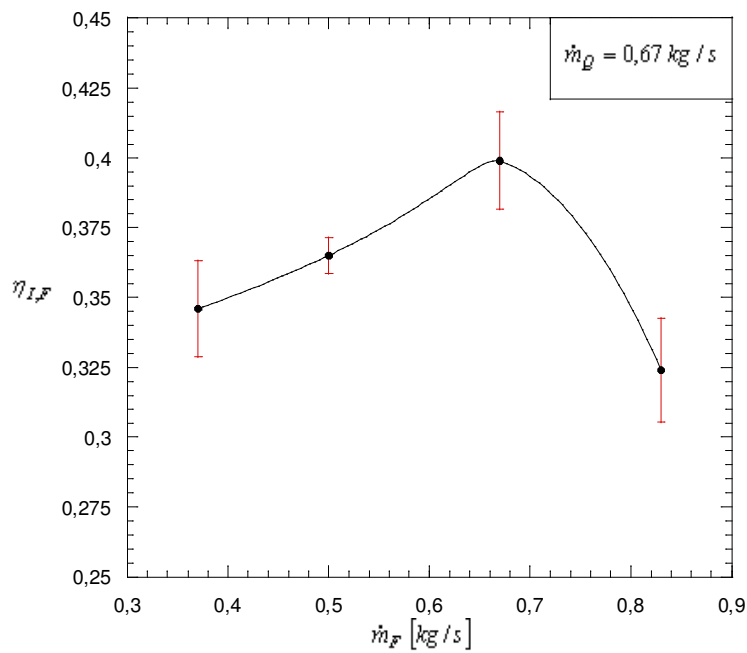


GRÁFICO 5.35 – EFICIÊNCIA DE 1ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,67 \text{ kg s}^{-1}$.

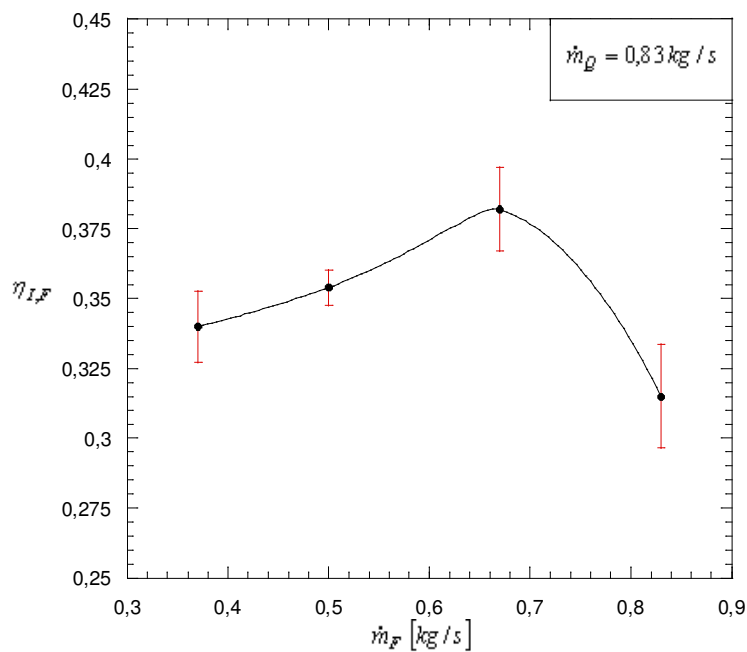


GRÁFICO 5.36 – EFICIÊNCIA DE 1ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,83 \text{ kg s}^{-1}$.

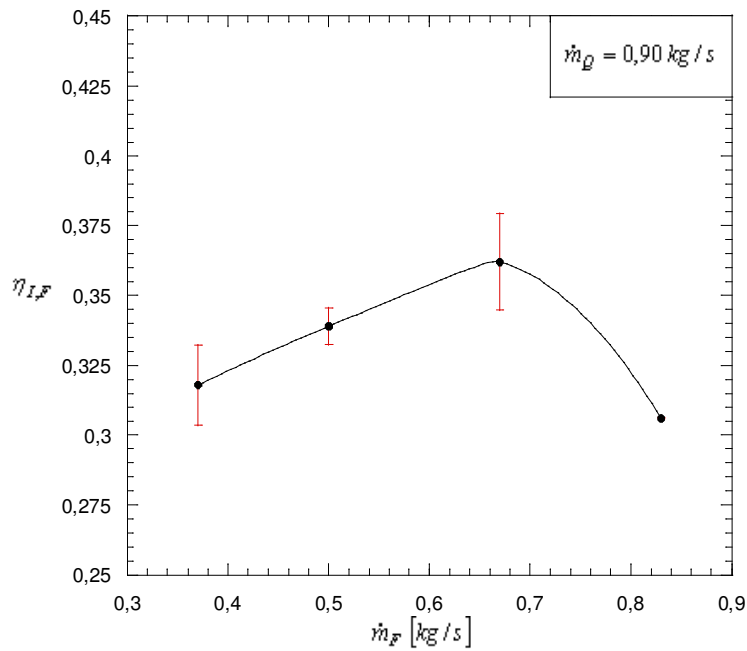


GRÁFICO 5.37 – EFICIÊNCIA DE 1ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,90 \text{ kg s}^{-1}$.

O gráfico 5.38 apresenta o resumo de todos os valores de eficiência de 1ª Lei da Termodinâmica ($\eta_{I,F}$) em função da variação de \dot{m}_Q e \dot{m}_F , com o sistema em regime permanente.

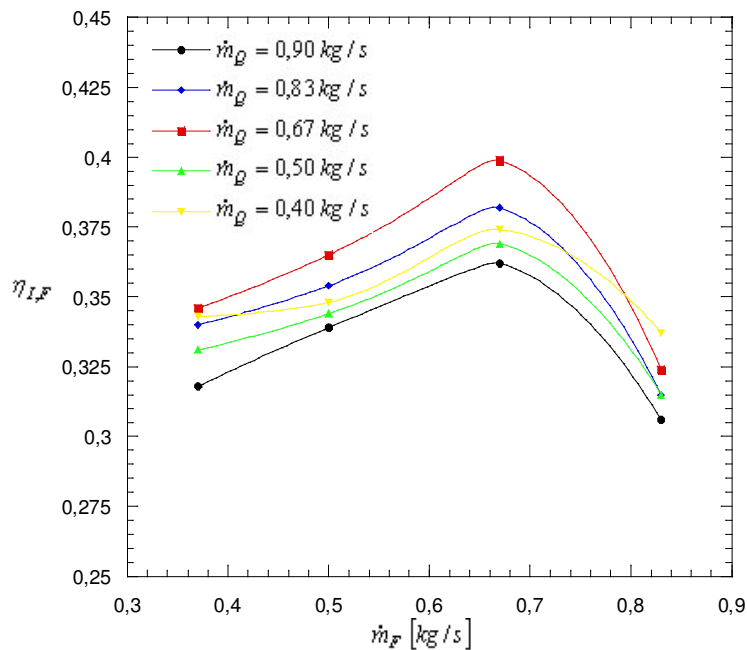


GRÁFICO 5.38 – COMPARATIVO DAS EFICIÊNCIAS DE 1ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA FRIA, TENDO COMO FIXA AS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA QUENTE ($0,40$ a $0,90 \text{ kg s}^{-1}$).

Fisicamente, a existência de um máximo de transferência de calor em relação às vazões mássicas de água quente e fria é explicado observando-se o comportamento esperado do sistema nos extremos $\dot{m}_i \rightarrow 0$, ou $\dot{m}_i \rightarrow \infty$, onde i indica F ou Q. Quando $\dot{m}_i \rightarrow 0$, $\dot{Q}_i \rightarrow 0$, uma vez que é diretamente proporcional a \dot{m}_i . Quando $\dot{m}_i \rightarrow \infty$, $\Delta T_i \rightarrow 0$, uma vez que o trocador de calor tem um tamanho fixo, portanto, para um valor alto de \dot{m}_i , a temperatura de entrada do fluido tenderá a se aproximar da temperatura de saída do mesmo, e em conseqüência $\dot{Q}_i \rightarrow 0$, uma vez que o fluido praticamente não resfria (no evaporador) ou não aquece (no condensador). Os experimentos mostram que as vazões ótimas $\dot{m}_{F,ot}$ e $\dot{m}_{Q,ot}$ foram possíveis de serem determinadas dentro da faixa de operação do sistema em análise.

5.3 ANÁLISE DE DESEMPENHO PELA 2ª LEI DA TERMODINÂMICA

Os gráficos 5.39 a 5.43 apresentam as médias de três resultados para os conteúdos exergéticos das taxas de transferência de calor na refrigeração (\dot{E}_F) calculados pela Eq. (3.10), com o sistema em regime permanente. Para cada um dos gráficos citados, a vazão de água quente (\dot{m}_Q) permaneceu fixa e a vazão de mistura água / etileno-glicol (\dot{m}_F) variou de 0,37 a 0,83 $kg\ s^{-1}$.

A análise exergética do sistema de absorção por meio da 2ª Lei da Termodinâmica comprovou os resultados obtidos na análise de 1ª Lei. Isto caracteriza a determinação de uma vazão ótima $\dot{m}_F = 0,67\ kg\ s^{-1}$ obtido com a variação das vazões mássicas de água fria (\dot{m}_F), onde se observa máximo conteúdo exergético da taxa de transferência de calor na refrigeração, $\dot{E}_{F,m}$. A máxima incerteza calculada na determinação de \dot{E}_F é de $\pm 0,0307\ kW$ em valores absolutos.

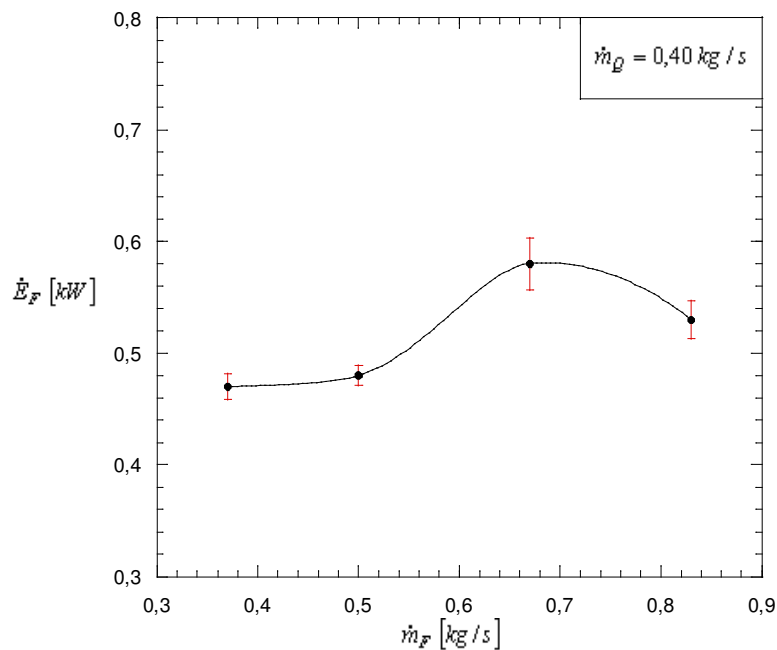


GRÁFICO 5.39 – CONTEÚDO EXERGÉTICO DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM 0,40 $kg\ s^{-1}$.

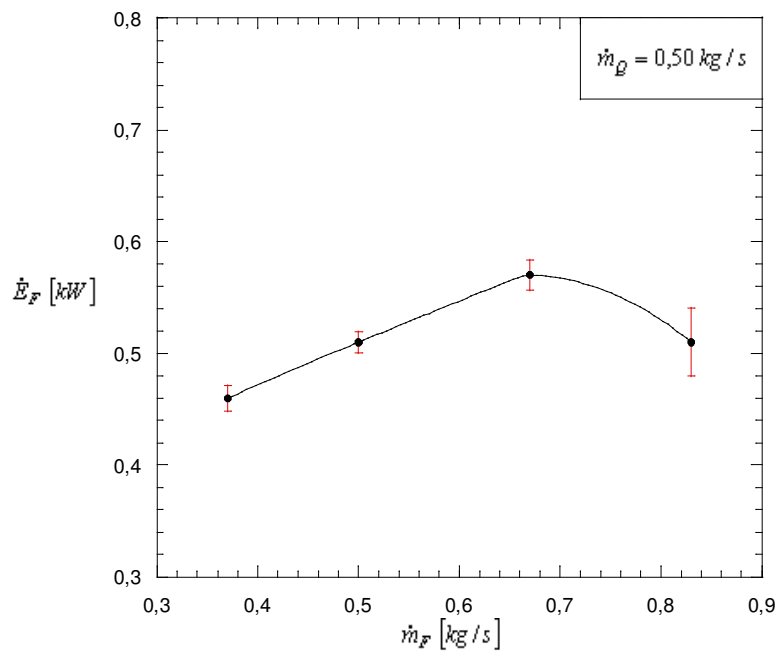


GRÁFICO 5.40 – CONTEÚDO EXERGÉTICO DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,50 \text{ kg s}^{-1}$.

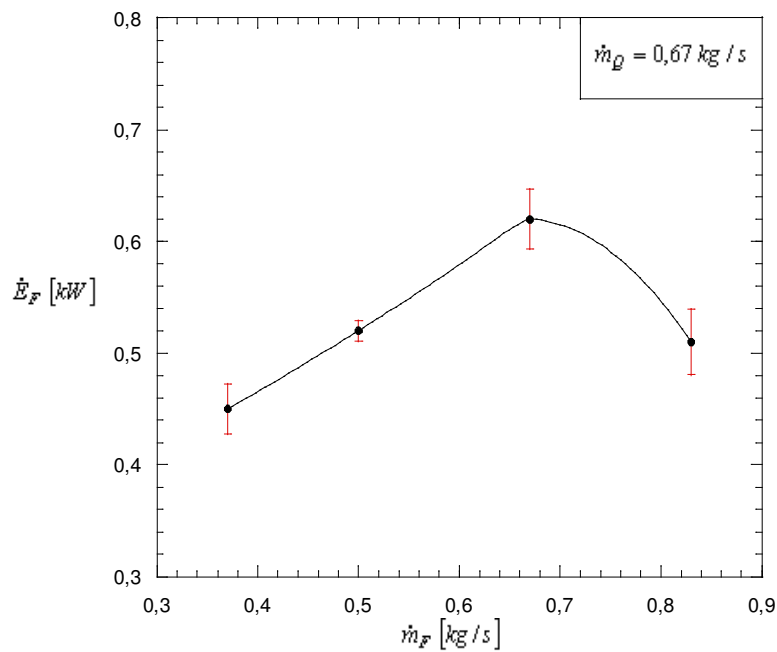


GRÁFICO 5.41 – CONTEÚDO EXERGÉTICO DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,67 \text{ kg s}^{-1}$.

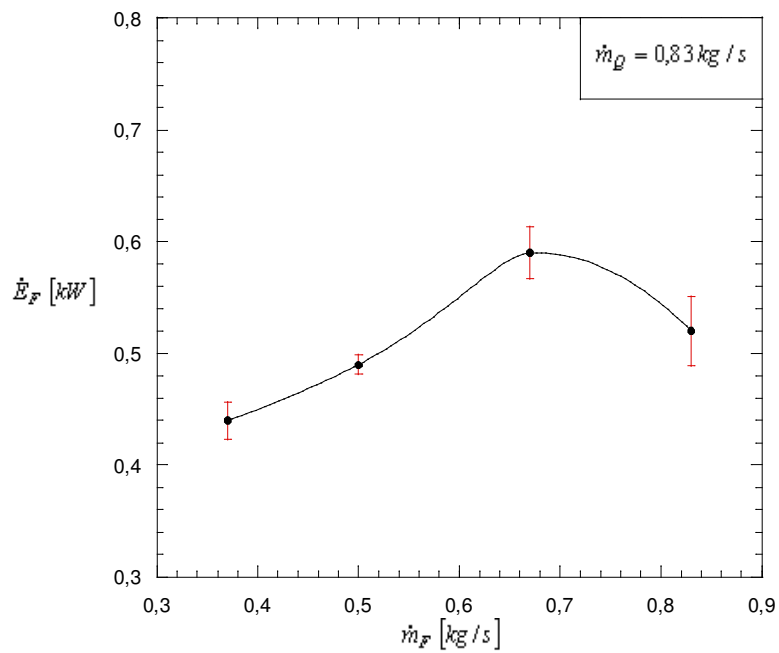


GRÁFICO 5.42 – CONTEÚDO EXERGÉTICO DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,83 \text{ kg s}^{-1}$.

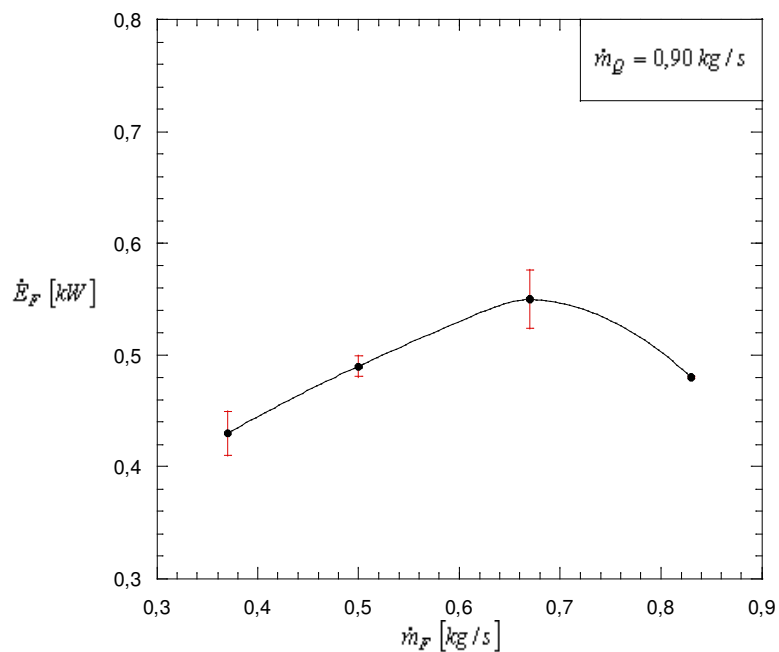


GRÁFICO 5.43 – CONTEÚDO EXERGÉTICO DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,90 \text{ kg s}^{-1}$.

O gráfico 5.44 apresenta o resumo de todos os valores de conteúdos exergéticos das taxas de transferência de calor na refrigeração (\dot{E}_F) em função da variação de \dot{m}_Q e \dot{m}_F , com o sistema em regime permanente.

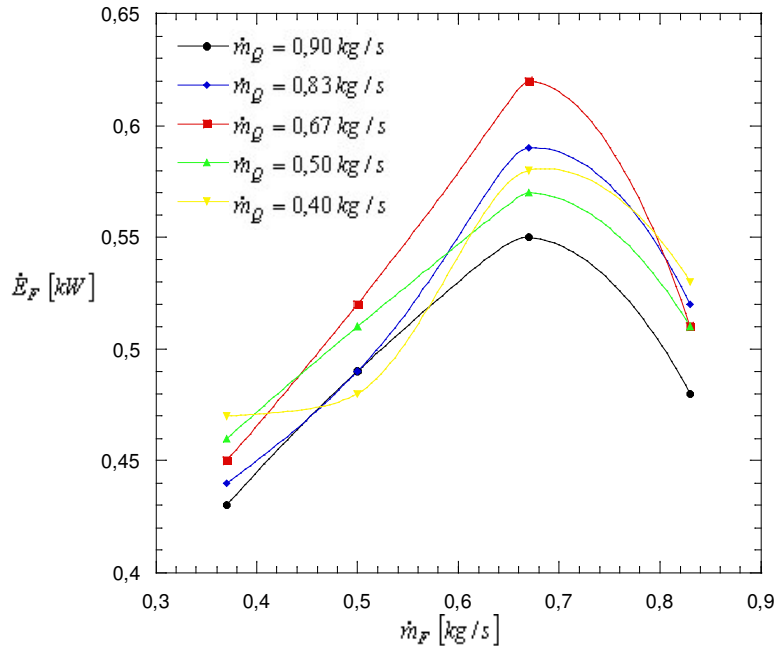


GRÁFICO 5.44 – COMPARATIVO DOS CONTEÚDOS EXERGÉTICOS DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA REFRIGERAÇÃO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA FRIA, TENDO COMO FIXA AS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA QUENTE (0,40 a $0,90 \text{ kg s}^{-1}$).

Os gráficos 5.45 a 5.49 apresentam os pontos médios de três medições para as eficiências de 2ª Lei da Termodinâmica ($\eta_{II,F}$) calculadas pela Eq. (3.17), com o sistema em regime permanente. Para cada um dos gráficos citados, a vazão de água quente (\dot{m}_Q) permaneceu fixa e a vazão de mistura água / etileno-glicol (\dot{m}_F) variou de 0,37 a $0,83 \text{ kg s}^{-1}$.

Os resultados de eficiência ($\eta_{II,F}$) apresentam o mesmo comportamento de \dot{E}_F , caracterizando uma vazão ótima de $\dot{m}_F = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$, onde se observa máxima eficiência de 2ª Lei, $\eta_{II,F,m}$. A máxima incerteza calculada na determinação de $\eta_{II,F}$ é de $\pm 0,00087$ em valores absolutos.

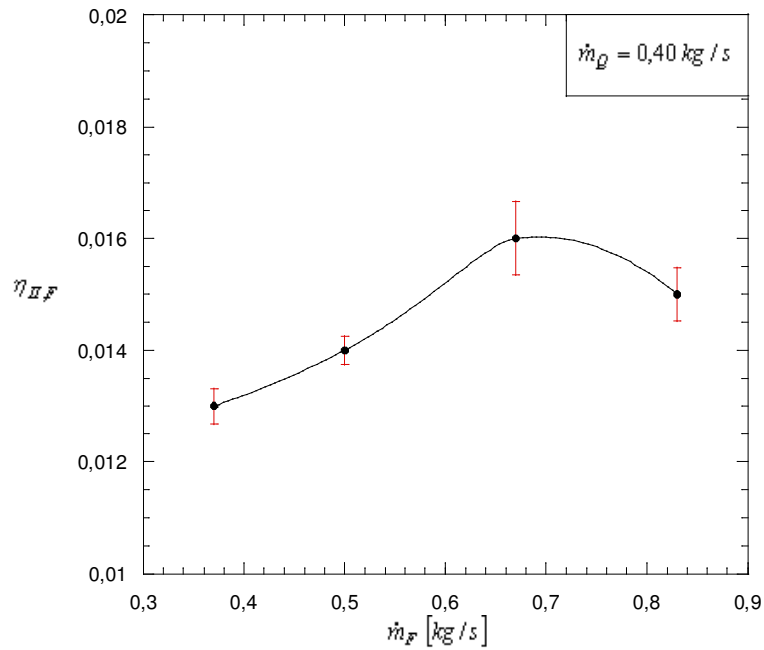


GRÁFICO 5.45 – EFICIÊNCIA DE 2ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,40 \text{ kg s}^{-1}$.

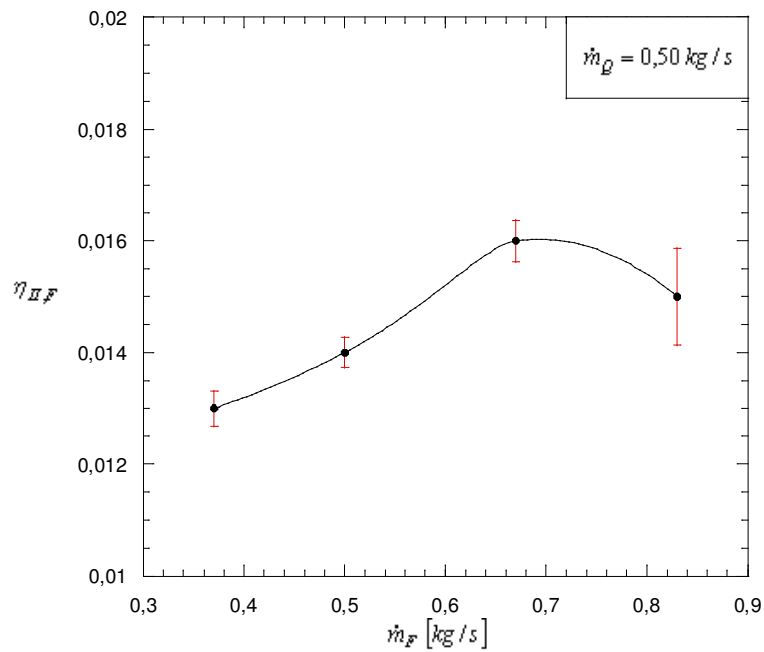


GRÁFICO 5.46 – EFICIÊNCIA DE 2ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,50 \text{ kg s}^{-1}$.

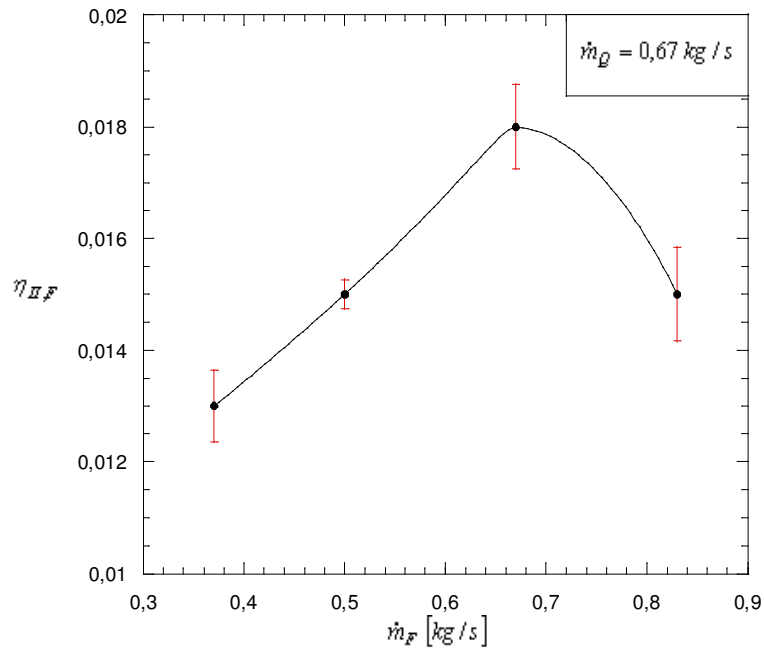


GRÁFICO 5.47 – EFICIÊNCIA DE 2ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,67 \text{ kg s}^{-1}$.

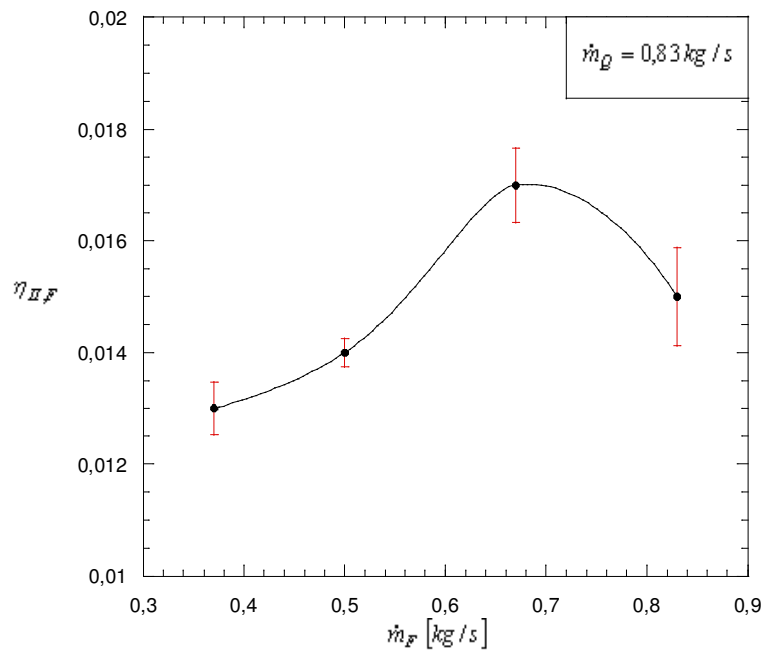


GRÁFICO 5.48 – EFICIÊNCIA DE 2ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,83 \text{ kg s}^{-1}$.

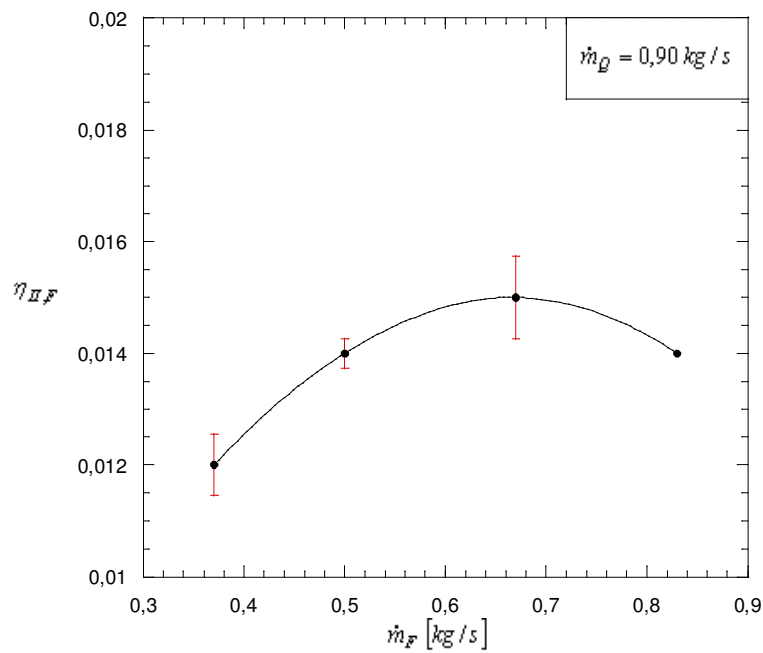


GRÁFICO 5.49 – EFICIÊNCIA DE 2ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS, TENDO COMO FIXA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE EM $0,90 kg s^{-1}$.

O gráfico 5.50 apresenta o resumo de todos os valores de eficiência de 2ª Lei da Termodinâmica ($\eta_{II,F}$) em função da variação de \dot{m}_Q e \dot{m}_F , com o sistema em regime permanente.

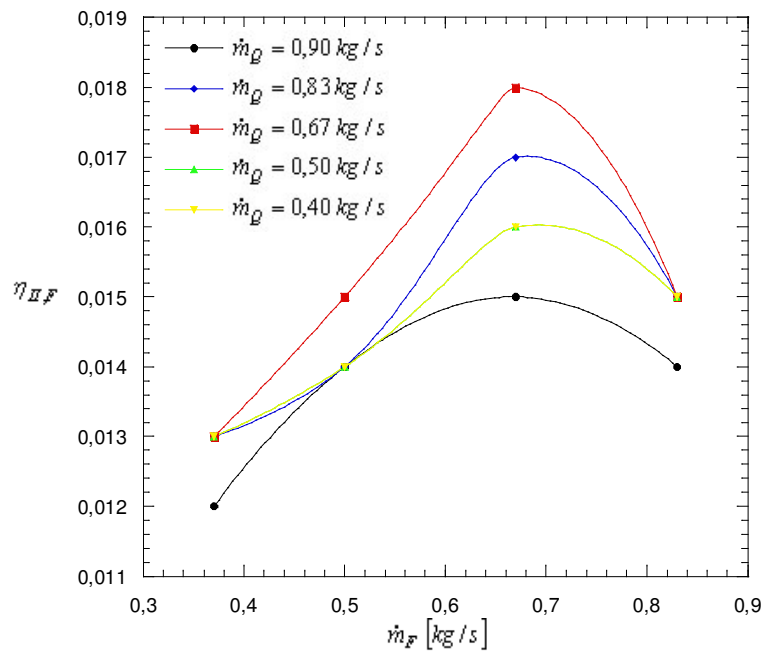


GRÁFICO 5.50 – COMPARATIVO DAS EFICIÊNCIAS DE 2ª LEI EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA FRIA, TENDO COMO FIXA AS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA QUENTE (0,40 a $0,90 kg s^{-1}$).

5.4 RESULTADOS FINAIS DE OTIMIZAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA QUENTE E ÁGUA FRIA

Os resultados apresentados no item 5.2 demonstram a determinação de um primeiro máximo $\dot{Q}_{F,m}$ para a vazão ótima $\dot{m}_{F,ot} = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$, obtida com a variação das vazões mássicas de água fria (\dot{m}_F). Ao analisar o gráfico 5.51 verifica-se a determinação de um segundo máximo para \dot{Q}_F em relação à variação das vazões mássicas de água quente (\dot{m}_Q). Esse resultado determina um par de ótimos $(\dot{m}_F, \dot{m}_Q)_{ot} = (0,67; 0,67)$, onde se observa um duplo máximo $\dot{Q}_{F,mm}$.

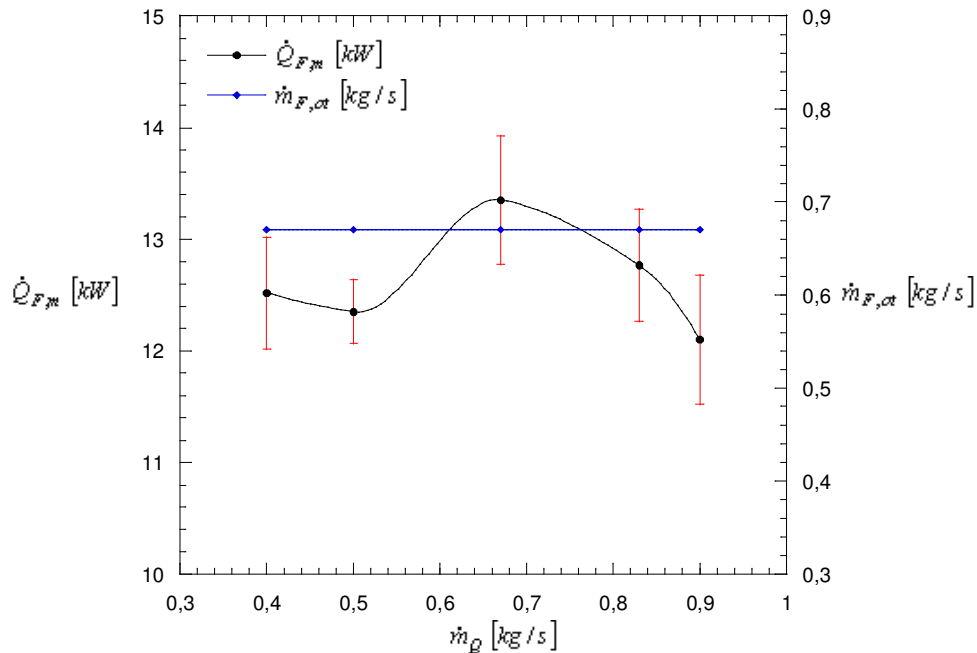


GRÁFICO 5.51 – DUPLO ÓTIMO $(\dot{m}_F, \dot{m}_Q)_{ot}$ PARA A MÁXIMA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO NA FAIXA DE VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA FRIA DE 0,37 a $0,83 \text{ kg s}^{-1}$, E UMA FAIXA DE VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE DE 0,40 a $0,90 \text{ kg s}^{-1}$.

O gráfico 5.51 também mostra que a vazão ótima de água fria $\dot{m}_F = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$ é “robusta” com relação à variação de vazão de água quente \dot{m}_Q . Este é um resultado importante do ponto de vista prático, uma vez que os resultados indicam que uma vez encontrado o primeiro ótimo de vazão de água fria, ele é

independente com relação à segunda fase da otimização com relação à vazão de água quente. É razoável esperar que este fenômeno tendo sido observado neste sistema, também ocorrerá em outros sistemas do mesmo tipo.

Na análise da 2ª Lei da Termodinâmica no item 5.3 a determinação de uma vazão ótima $\dot{m}_F = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$ por meio da variação das vazões mássicas de água fria (\dot{m}_F) determinou um primeiro máximo para o conteúdo exergético da taxa de transferência de calor na refrigeração, $\dot{E}_{F,m}$. Ao analisar o gráfico 5.52 verifica-se a determinação de um segundo máximo em relação a variação das vazões mássicas de água quente (\dot{m}_Q). Esse resultado determina um par de ótimos $(\dot{m}_F, \dot{m}_Q)_{ot} = (0,67; 0,67)$, tal que se observa o duplo máximo $\dot{E}_{F,mm}$.

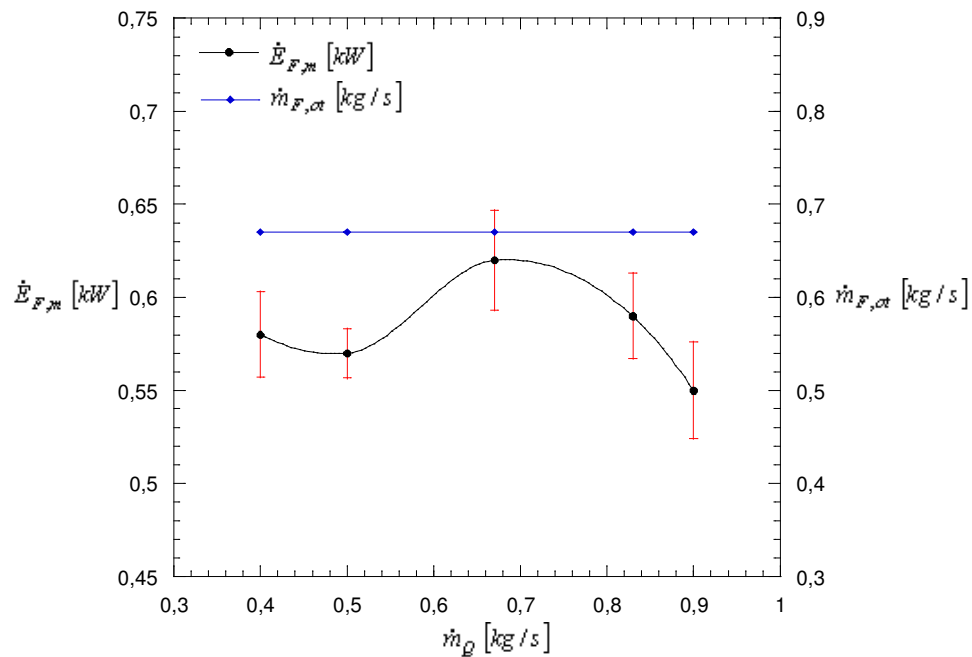


GRÁFICO 5.52 – DUPLO ÓTIMO $(\dot{m}_F, \dot{m}_Q)_{ot}$ PARA O CONTEÚDO EXERGÉTICO DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA REFRIGERAÇÃO NA FAIXA DE VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA FRIA DE 0,37 a $0,83 \text{ kg s}^{-1}$, E UMA FAIXA DE VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE DE 0,40 a $0,90 \text{ kg s}^{-1}$.

6 CONCLUSÕES

Desenvolveu-se nesse presente trabalho, uma análise energética e exergetica experimental de um sistema de absorção água-amônia de 17,5 kW (5 TR) de capacidade de refrigeração baseada na 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica. O objetivo principal do trabalho foi à determinação dos pontos ótimos de vazão do sistema para máximo desempenho.

Após a realização de mais de 80 testes, foi possível determinar os pontos ótimos para as vazões mássicas de água fria (\dot{m}_F) e de água quente (\dot{m}_Q) para as taxas de transferência de calor de refrigeração (\dot{Q}_F), conteúdos exergeticos das taxas de transferência de calor (\dot{E}_F) e eficiências de 1ª e 2ª Leis da termodinâmica ($\eta_{I,F}$, $\eta_{II,F}$).

Para a faixa de operação de vazão testada (0,37 a 0,83 kg s⁻¹) no ciclo de refrigeração, determinou-se um primeiro ótimo de vazão de água fria em $\dot{m}_F = 0,67 \text{ kg s}^{-1}$ para máxima taxa de transferência de calor de refrigeração ($\dot{Q}_{F,m}$) e conteúdo exergetico da transferência de calor na refrigeração ($\dot{E}_{F,m}$). Foi também encontrado um segundo ótimo para a variação das vazões mássicas de água quente (\dot{m}_Q). Esse resultado determina um par de ótimos para $(\dot{m}_F, \dot{m}_Q)_{ot} = (0,67; 0,67) \text{ kg s}^{-1}$, para a taxa de transferência de calor de refrigeração ($\dot{Q}_{F,mm}$) e conteúdo exergetico da transferência de calor na refrigeração ($\dot{E}_{F,mm}$) duplamente maximizadas. Os pontos ótimos de vazão mássica para o ciclo de refrigeração se repetiram nos cálculos da taxa de transferência de calor de refrigeração, conteúdo exergetico da transferência de calor na refrigeração e eficiências de 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica com uma incerteza máxima de $\pm 5,9\%$.

A repetição do duplo ótimo para $\dot{Q}_{F,mm}$ e $\dot{E}_{F,mm}$ com $(\dot{m}_F, \dot{m}_Q)_{ot} = (0,67; 0,67) \text{ kg s}^{-1}$ caracteriza a existência de ótimos globais. Os ótimos são acentuados o que demonstra a sua importância para aplicações práticas de engenharia. Houve uma variação de 30% e 50% em \dot{Q}_F e \dot{E}_F , respectivamente, nas faixas de vazão mássica estudadas.

O trabalho realizou um estudo de tempos de abaixamento de temperatura (“pulldown time”) no ciclo de refrigeração. Procurou-se desta maneira caracterizar o tempo de resposta de sistemas de absorção. Esse tempo variou de 13 a 30 minutos para as vazões estudadas. Isso demonstra que o sistema de absorção tem um tempo de resposta geralmente maior do que ciclo de compressão de vapor. No entanto, a faixa de resposta encontrada é considerada admissível comercialmente. Além disso, observa-se que esse aspecto também poderia se assunto de otimização. Para a otimização de desempenho energético e exergético, o par de vazões ótimas foi $(\dot{m}_F, \dot{m}_Q)_{ot} = (0,67; 0,67) kg s^{-1}$, onde se observa um tempo de “pulldown” de cerca de 22 minutos.

Para trabalhos futuros sugere-se a determinação dos pontos ótimos de vazão mássica utilizando o ciclo de aquecimento, o que não ocorreu no presente trabalho devido às condições de projeto do sistema de absorção que prioriza o ciclo de refrigeração. Recomenda-se também como seqüência de um próximo trabalho a análise exergética de todos os componentes do sistema isoladamente utilizando os conceitos de termoeconomia, bem como a minimização do “pulldown time”.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABREU, A. F., **Sistema de refrigeração por absorção intermitente: concepção, dimensionamento, construção, ensaio e considerações econômicas**, São Paulo, 1999, 199f, Tese (Doutorado em Energia). Universidade Federal de São Paulo.

ADEWUSI, S. A.; ZUBAIR, S. A., Second law based thermodynamics analysis of ammonia-water absorption system. **Energy Conversion & Management.**, v. 45, p. 2355-2369, 2004.

ASME Journal of Heat Transfer, **Journal of Heat Transfer Policy on Reporting Uncertainties in Experimental Measurements and Results**, Editorial, v. 115, p. 5-6, 1993.

BEJAN, A., **Advanced engineering thermodynamics**, John Wiley & Sons, New York, 1988.

BEN - Balanço Energético Nacional. Brasil: Ministério de Minas e Energia. 2004 (Ano-Base 2003).

BRUNO, J. C.; MIQUEL, J.; CASTELLS, F., Modeling of ammonia absorption chillers integration in energy system of process plants. **Applied Thermal Engineering.**, v. 19, p. 1297-1328, 1999.

CARRIER, **Resfriadores de Líquido com Compressores Alternativo semi-herméticos – modelos 30HK e 30HR**. Springer Carrier, Canoas, 2006. Catálogo.

CONDE, M., **Thermophysical properties of {NH₃ + H₂O} solution for the industrial design of absorption refrigeration equipment**, Formulation for industrial use, Zurich, 2004.

DALLY, J. W.; RILEY, W. F.; McCONNELL, K. G., **Instrumentation for Engineering Measurements**. John Wiley & Sons, New York, p. 425, 1993.

DE FRANCISCO, A.; ILLANES, R.; TORRES, J. L.; CASTILLO, M., DE BLAS; M., PRIETO; E., GARCIA, A., Development and testing of a prototype of low-power water-ammonia absorption equipment for solar energy application, **Renewable Energy** v. 25, p. 537-544, 2002.

DOSSAT, R. J.; HORAN, T. J., **Princípios da refrigeração**, John Wiley & Sons, New York, 1995.

EZZINE, N. B.; BARHOUMI, M.; MEJBRI, Kh.; CHEMKHI, S.; BELLAGI, A., Solar cooling with the absorption principle: First and Second analysis of an ammonia-water double-generator absorption chiller, **Desalination**, v. 168, p. 137-144, 2004.

FALCONI, Aldo, **Análise experimental de um ciclo de refrigeração por absorção operando em regime transiente**, Rio de Janeiro, 2002, 105f, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica.

HEROLD, K. E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. A., **Absorption chillers and heat pumps**, CRC Press, Florida, 1996.

LAZZARIN, R. M.; GASPARELLA, A.; LONGO, G. A., Ammonia-water absorption machines for refrigeration: theoretical and real performances, **International Journal of Refrigeration**, v. 19, p. 239-246, 1996.

- MARTINS, L. S.; VARGAS, J.V.C.; BRANCO, C.A., Real time simulation of regenerators with fluid change of phase for absorption refrigerators, **COBEM**, Ouro Preto-MG, 2005.
- MISRA, R. D.; SAHOO, P. K.; GUPTA, A., Thermoeconomic evaluation and optimization of an aqua-ammonia vapour-absorption refrigeration system, **International Journal of Refrigeration**, v. 29, p. 47-59, 2006.
- OMEGA ENGINEERING, INC, **Product Manual – For Omega Flow Meters, Alarms and Transmitters**. Omega Engineering, Inc, Stamford, 2005. Catálogo.
- PEREIRA, M. V. A.; VARGAS, J. V. C.; DIAS, F. G.; ORDONEZ, J. C.; PARISE, J. A. R.; CAMPOS, M. C.; MARTINS, L. S.; FUJII, H. Y. C., ALLAGE, R., Exergetic Analysis of a 5 TR Experimental Absorption Refrigeration Unit Powered by Liquefied Petroleum Gas (GLP) and Exhaust Gases, **ENCIT – Encontro Nacional de Ciências Térmicas**, Curitiba, 2006.
- PIMENTA, J. M. D.; SANTOS, R. O.; CARVALHO, E. N.; TEIXEIRA, R. R., Simulação e projeto de uma unidade compacta de absorção, **MERCOFRIO – Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do Mercosul**, Curitiba, 2004.
- RAVIKUMAR, T. S.; SUGANTHI, L.; ANAND, A. S., Exergy analysis of solar assisted double effect absorption refrigeration system. **Renewable Energy**, v. 14, p. 55-59, 1998.
- ROBUR S.p.A, **Installation, start-up, use and maintenance manual**, Bergamo, *It*, 2005.
- SBRAVATI, A., SILVA, A. F. S.. **Refrigeração por Absorção**. Disponível em: <http://www.fem.unicamp.br/~em672/Absorcao_Alan_Andre.htm> Acesso em: 22 ago. 2006.
- SENCAN, A.; YAKUT, K. A.; KALOGIROU, S. A., Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems. **Renewable Energy**, v. 30, p. 645-657, 2005.
- SHAEFER, L. A.; SHELTON, S. V.; JACOB, D., Modelling and analysis of the air cooled ammonia-water triple effect cycle, **Proceedings of the Advanced Energy Systems Division**, v. 39, 1999.
- SÖZEN, Adnan, Effect of heat exchangers on performance of absorption refrigeration systems. **Energy Conversion and Management**, v. 42, p. 1699-1716, 2001.
- STOECKER, W. F.; JONES, J. W., **Refrigeração e Ar-Condicionado**, McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, 1985.
- SUPERGASBRAS, **Características GLP** <http://www.superfasbras.com.br/g_cara.asp> Acesso em: 22 ago. 2006.
- TEMIR, G.; BILGE, D., Thermoeconomic analysis of a trigeneration system. **Applied Thermal Engineering**, v. 24, p. 2689-2699, 2004.
- VIDAL, A.; BEST, R.; RIVERO, R.; CERVANTES, J., Analysis of a combined power and refrigeration cycle by the exergy method. **Energy**, v. 31, p. 3401-3414, 2006.
- VILLELA, I. A. C.; SILVEIRA, J. L., Thermoeconomic analysis applied in cold water production system using biogas combustion. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, p. 1141-1152, 2005.
- YORK, **Single-Effect Absorption Chillers – Steam and Hot Water Chillers**. Disponível em: <<http://www.york.com>> Acesso em: 22 ago. 2006.

APÊNDICE A – RESUMO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Nas tabelas A.1 a A.5 são apresentados todos os três valores medidos, bem como as médias e os desvios padrões resultantes para as temperatura de entrada e saída ($T_{F,e}, T_{F,s}$), diferenças de temperatura (ΔT_F), taxas de transferência de calor de refrigeração (\dot{Q}_F), conteúdos exergéticos das taxas de transferência de calor na refrigeração (\dot{E}_F) e eficiências de 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica ($\eta_{I,F}, \eta_{II,F}$). Cada uma das tabelas apresenta uma das vazões mássicas fixas de água quente ($0,40 \text{ kg s}^{-1}; 0,50 \text{ kg s}^{-1}; 0,67 \text{ kg s}^{-1}; 0,83 \text{ kg s}^{-1}; 0,90 \text{ kg s}^{-1}$).

TABELA A.1 – RESUMO DOS VALORES DE DIFERENÇA DE TEMPERATURA, TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO, CONTEÚDO EXERGÉTICOS DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO E EFICIÊNCIAS DE 1ª E 2ª LEI DA TERMODINÂMICA PARA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE DE $0,40 \text{ kg s}^{-1}$.

\dot{m}_F [kg/s]	$T_{F,e}$ [K]	$T_{F,s}$ [K]	ΔT_F [K]	\dot{Q}_F [kW]	\dot{E}_F [kW]	$\eta_{I,F}$	$\eta_{II,F}$
	290,65	282,45	8,2	11,34	0,46	0,339	0,013
0,37	290,65	282,25	8,4	11,62	0,48	0,347	0,013
	290,75	282,45	8,3	11,48	0,46	0,343	0,013
Média	-	-	8,3	11,48	0,47	0,343	0,013
Incerteza de Medição	-	-	0,2000	0,2766	0,0112	0,0083	0,00032
	289,95	283,65	6,3	11,77	0,47	0,352	0,013
0,5	289,75	283,55	6,2	11,59	0,47	0,346	0,013
	288,45	282,25	6,2	11,59	0,52	0,346	0,015
Média	-	-	6,2	11,65	0,48	0,348	0,014
Incerteza de Medição	-	-	0,1155	0,2158	0,0090	0,0064	0,00025
	287,65	282,65	5,0	12,52	0,57	0,374	0,016
0,67	287,35	282,25	5,1	12,77	0,60	0,382	0,017
	287,45	282,55	4,9	12,27	0,57	0,367	0,016
Média	-	-	5,0	12,52	0,58	0,374	0,016
Incerteza de Medição	-	-	0,2000	0,5008	0,0232	0,0150	0,00066
	285,95	282,25	3,7	11,48	0,57	0,343	0,016
0,83	286,45	282,85	3,6	11,17	0,53	0,334	0,015
	287,25	283,65	3,6	11,17	0,50	0,334	0,014
Média	-	-	3,6	11,27	0,53	0,337	0,015
Incerteza de Medição	-	-	0,1155	0,3582	0,0169	0,0107	0,00048

TABELA A.2 – RESUMO DOS VALORES DE DIFERENÇA DE TEMPERATURA, TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO, CONTEÚDO EXERGÉTICOS DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO E EFICIÊNCIAS DE 1ª E 2ª LEI DA TERMODINÂMICA PARA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE DE $0,50 \text{ kg s}^{-1}$.

\dot{m}_F [kg/s]	$T_{F,e}$ [K]	$T_{F,s}$ [K]	ΔT_F [K]	\dot{Q}_F [kW]	\dot{E}_F [kW]	$\eta_{I,F}$	$\eta_{II,F}$
	290,35	282,35	8,0	11,06	0,46	0,331	0,013
0,37	290,35	282,25	8,1	11,20	0,46	0,335	0,013
	290,45	282,55	7,9	10,92	0,44	0,326	0,013
Média	-	-	8,0	11,06	0,46	0,331	0,013
Incerteza de Medição	-	-	0,2000	0,2766	0,0114	0,0083	0,00032
	288,85	282,75	6,1	11,40	0,49	0,341	0,014
0,5	288,95	282,75	6,2	11,59	0,50	0,346	0,014
	288,35	282,15	6,2	11,59	0,52	0,346	0,015
Média	-	-	6,2	11,52	0,51	0,344	0,014
Incerteza de Medição	-	-	0,1155	0,2158	0,0095	0,0064	0,00027
	287,45	282,55	4,9	12,27	0,57	0,367	0,016
0,67	287,45	282,45	5,0	12,52	0,58	0,374	0,016
	287,65	282,75	4,9	12,27	0,56	0,367	0,016
Média	-	-	4,9	12,35	0,57	0,369	0,016
Incerteza de Medição	-	-	0,1155	0,2891	0,0133	0,0086	0,00038
	285,85	282,55	3,3	10,24	0,50	0,306	0,014
0,83	285,55	282,15	3,4	10,55	0,53	0,315	0,015
	286,65	283,15	3,5	10,86	0,51	0,324	0,014
Média	-	-	3,4	10,55	0,51	0,315	0,015
Incerteza de Medição	-	-	0,2000	0,6204	0,0302	0,0185	0,00086

TABELA A.3 – RESUMO DOS VALORES DE DIFERENÇA DE TEMPERATURA, TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO, CONTEÚDO EXERGÉTICOS DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO E EFICIÊNCIAS DE 1ª E 2ª LEI DA TERMODINÂMICA PARA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE DE $0,67 \text{ kg s}^{-1}$.

$\dot{m}_F [\text{kg/s}]$	$T_{F,e} [\text{K}]$	$T_{F,s} [\text{K}]$	$\Delta T_F [\text{K}]$	$\dot{Q}_F [\text{kW}]$	$\dot{E}_F [\text{kW}]$	$\eta_{I,F}$	$\eta_{II,F}$
	291,05	282,85	8,2	11,34	0,44	0,339	0,013
0,37	291,15	282,55	8,6	11,89	0,47	0,355	0,013
	291,05	282,75	8,3	11,48	0,45	0,343	0,013
Média	-	-	8,4	11,57	0,45	0,346	0,013
Incerteza de Medição	-	-	0,4163	0,5757	0,0226	0,0172	0,00064
	288,85	282,35	6,5	12,15	0,53	0,363	0,015
0,5	289,45	282,85	6,6	12,33	0,52	0,368	0,015
	289,15	282,65	6,5	12,15	0,52	0,363	0,015
Média	-	-	6,5	12,21	0,52	0,365	0,015
Incerteza de Medição	-	-	0,1155	0,2158	0,0093	0,0064	0,00026
	287,65	282,25	5,4	13,52	0,63	0,404	0,018
0,67	287,55	282,35	5,2	13,02	0,60	0,389	0,017
	287,55	282,15	5,4	13,52	0,63	0,404	0,018
Média	-	-	5,3	13,35	0,62	0,399	0,018
Incerteza de Medição	-	-	0,2309	0,5783	0,0269	0,0173	0,00076
	286,55	283,05	3,5	10,86	0,51	0,324	0,014
0,83	286,85	283,25	3,6	11,17	0,51	0,334	0,015
	285,85	282,45	3,4	10,55	0,52	0,315	0,015
Média	-	-	3,5	10,86	0,51	0,324	0,015
Incerteza de Medição	-	-	0,2000	0,6204	0,0294	0,0185	0,00083

TABELA A.4 – RESUMO DOS VALORES DE DIFERENÇA DE TEMPERATURA, TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO, CONTEÚDO EXERGÉTICOS DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO E EFICIÊNCIAS DE 1ª E 2ª LEI DA TERMODINÂMICA PARA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE DE $0,83 \text{ kg s}^{-1}$.

\dot{m}_F [kg/s]	$T_{F,e}$ [K]	$T_{F,s}$ [K]	ΔT_F [K]	\dot{Q}_F [kW]	\dot{E}_F [kW]	$\eta_{I,F}$	$\eta_{II,F}$
	291,25	283,15	8,1	11,20	0,43	0,335	0,012
0,37	291,15	282,95	8,2	11,34	0,44	0,339	0,012
	290,95	282,55	8,4	11,62	0,46	0,347	0,013
Média	-	-	8,2	11,38	0,44	0,340	0,013
Incerteza de Medição	-	-	0,3055	0,4224	0,0164	0,0126	0,00047
	289,25	282,95	6,3	11,77	0,50	0,352	0,014
0,5	289,55	283,25	6,3	11,77	0,48	0,352	0,014
	289,85	283,45	6,4	11,96	0,48	0,357	0,014
Média	-	-	6,3	11,83	0,49	0,354	0,014
Incerteza de Medição	-	-	0,1155	0,2158	0,0089	0,0064	0,00025
	287,65	282,55	5,1	12,77	0,58	0,382	0,017
0,67	287,35	282,35	5,0	12,52	0,58	0,374	0,017
	287,65	282,45	5,2	13,02	0,60	0,389	0,017
Média	-	-	5,1	12,77	0,59	0,382	0,017
Incerteza de Medição	-	-	0,2000	0,5008	0,0231	0,0150	0,00066
	285,95	282,55	3,4	10,55	0,52	0,315	0,015
0,83	285,75	282,45	3,3	10,24	0,51	0,306	0,014
	285,65	282,15	3,5	10,86	0,55	0,324	0,015
Média	-	-	3,4	10,55	0,52	0,315	0,015
Incerteza de Medição	-	-	0,2000	0,6204	0,0307	0,0185	0,00087

TABELA A.5 – RESUMO DOS VALORES DE DIFERENÇA DE TEMPERATURA, TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO, CONTEÚDO EXERGÉTICOS DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE REFRIGERAÇÃO E EFICIÊNCIAS DE 1ª E 2ª LEI DA TERMODINÂMICA PARA A VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA QUENTE DE $0,90\text{kg s}^{-1}$.

\dot{m}_F [kg/s]	$T_{F,e}$ [K]	$T_{F,s}$ [K]	ΔT_F [K]	\dot{Q}_F [kW]	\dot{E}_F [kW]	$\eta_{I,F}$	$\eta_{II,F}$
	290,15	282,65	7,5	10,37	0,43	0,310	0,012
0,37	290,45	282,65	7,8	10,79	0,44	0,322	0,012
	290,65	282,85	7,8	10,79	0,43	0,322	0,012
Média	-	-	7,7	10,65	0,43	0,318	0,012
Incerteza de Medição	-	-	0,3464	0,4790	0,0194	0,0143	0,00055
	289,25	283,15	6,1	11,40	0,48	0,341	0,014
0,5	288,75	282,75	6,0	11,21	0,49	0,335	0,014
	288,55	282,45	6,1	11,40	0,51	0,341	0,014
Média	-	-	6,1	11,34	0,49	0,339	0,014
Incerteza de Medição	-	-	0,1155	0,2158	0,0093	0,0064	0,00026
	287,65	282,75	4,9	12,27	0,56	0,367	0,016
0,67	287,55	282,65	4,9	12,27	0,56	0,367	0,016
	287,95	283,25	4,7	11,77	0,52	0,352	0,015
Média	-	-	4,8	12,10	0,55	0,362	0,015
Incerteza de Medição	-	-	0,2309	0,5783	0,0261	0,0173	0,00074
	286,05	282,75	3,3	10,24	0,50	0,306	0,014
0,83	286,15	282,85	3,3	10,24	0,49	0,306	0,014
	286,85	283,55	3,3	10,24	0,46	0,306	0,013
Média	-	-	3,3	10,24	0,48	0,306	0,014
Incerteza de Medição	-	-	0,0033	0,0102	0,0005	0,0003	0,00001

APÊNDICE B - RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO CICLO DE AQUECIMENTO

O sistema de absorção comercial utilizado neste presente trabalho tem duplo efeito: refrigeração e aquecimento. Como foi observado nos capítulos anteriores a metodologia de testes utilizada para otimização termodinâmica se baseia na realização de testes de abaixamento de temperatura no ciclo de refrigeração com a variação dos parâmetros: vazão mássica da mistura água / etileno-glicol e vazão mássica de água quente. O sistema de absorção mencionado tem como característica especial a priorização do ciclo de refrigeração, por isso denomina-se resfriador de líquido com condensação água “chiller”.

Nesse sentido observa-se que quando prioriza um ciclo (refrigeração), não se obtém a otimização para o outro ciclo (aquecimento). Os resultados obtidos para o ciclo de aquecimento são consequência dos testes de abaixamento de temperatura do ciclo de refrigeração.

O gráfico B.1 apresenta o resumo de todos os valores das diferenças de temperatura do ciclo de aquecimento (ΔT_Q) entre a saída de água quente ($T_{Q,s}$) e entrada da mesma água ($T_{Q,e}$) com o sistema em regime permanente.

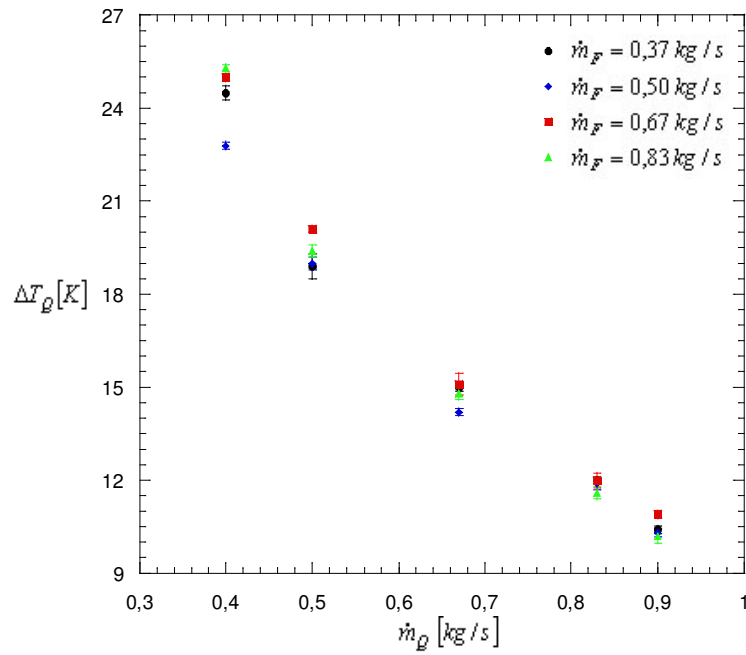


GRÁFICO B.1 – COMPARATIVO ENTRE AS DIFERENÇAS DE TEMPERATURA DA ÁGUA QUENTE PARA AS VARIAÇÕES DAS VAZÕES MÁSSICAS DA MISTURA DE ÁGUA / ETILENO-GLICOL (0,37 a 0,83 kg s⁻¹).

O gráfico B.2 apresenta o resumo de todos os valores de taxa de transferência de calor de aquecimento (\dot{Q}_Q) em função da variação de \dot{m}_Q e \dot{m}_F , com o sistema em regime permanente.

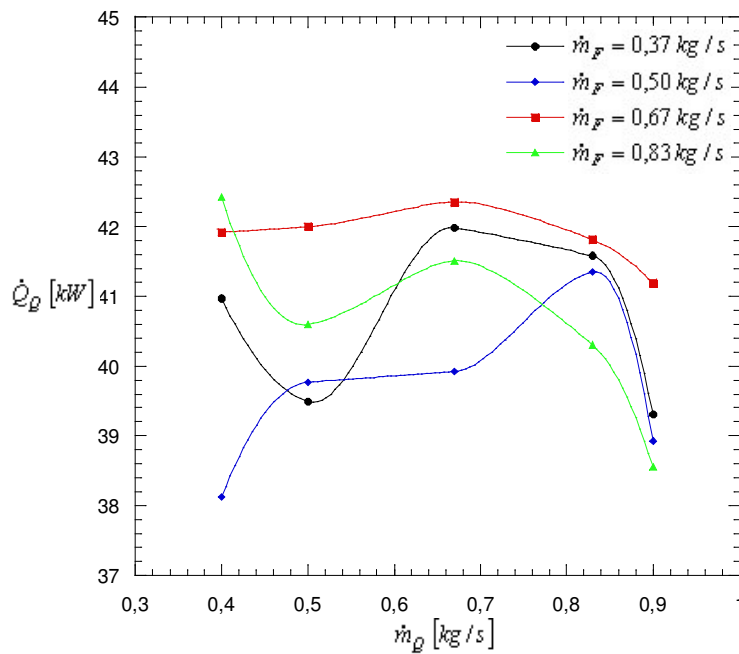


GRÁFICO B.2 – COMPARATIVO DAS TAXAS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE AQUECIMENTO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA QUENTE, TENDO COMO FIXA AS VAZÕES MÁSSICAS DA MISTURA ÁGUA / ETILENO-GLICOL (0,37 a $0,83 \text{ kg s}^{-1}$).

O gráfico B.3 apresenta o resumo de todos os valores do conteúdo exergético da taxa de transferência de calor no aquecimento (\dot{E}_Q) em função da variação de \dot{m}_Q e \dot{m}_F , com o sistema em regime permanente.

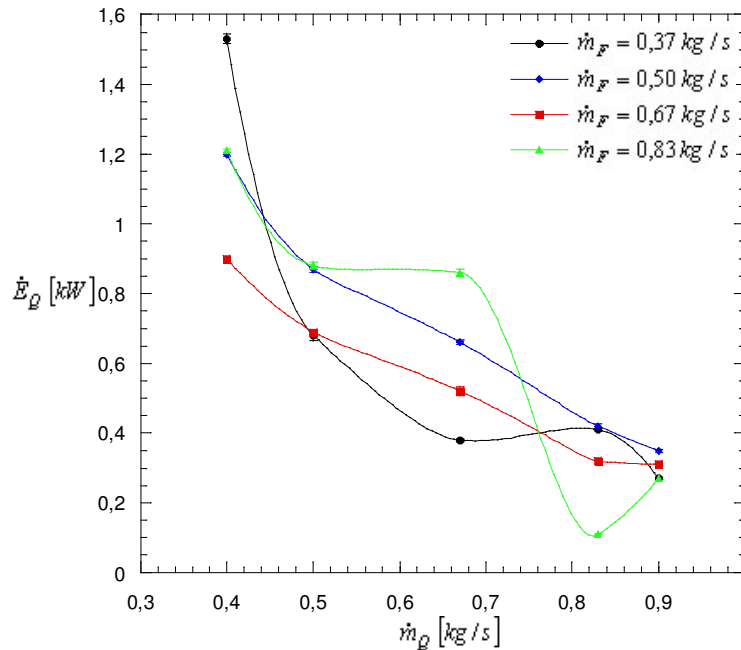


GRÁFICO B.2 – COMPARATIVO DOS CONTEÚDOS EXERGÉTICOS DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE AQUECIMENTO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DAS VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA QUENTE, TENDO COMO FIXA AS VAZÕES MÁSSICAS DA MISTURA ÁGUA / ETILENO-GLICOL ($0,37$ a $0,83 \text{ kg s}^{-1}$).

Nas tabelas B.1 a B.4 são apresentados todos os três valores medidos, bem como as médias e os desvios padrões resultantes para as temperatura de entrada e saída ($T_{Q,e}, T_{Q,s}$), diferenças de temperatura (ΔT_Q), taxas de transferência de calor de aquecimento (\dot{Q}_Q), conteúdos exergéticos das taxas de transferência de calor no aquecimento (\dot{E}_Q) e eficiências de 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica ($\eta_{I,Q}, \eta_{II,Q}$). Cada uma das tabelas apresenta uma das vazões mássicas fixas de água quente ($0,37 \text{ kg s}^{-1}; 0,50 \text{ kg s}^{-1}; 0,67 \text{ kg s}^{-1}; 0,83 \text{ kg s}^{-1}$).

TABELA B.1 – RESUMO DOS VALORES DE DIFERENÇA DE TEMPERATURA, TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE AQUECIMENTO, CONTEÚDO EXERGÉTICOS DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE AQUECIMENTO E EFICIÊNCIAS DE 1ª E 2ª LEI DA TERMODINÂMICA PARA A VAZÃO MÁSSICA DA MISTURA DE ÁGUA / ETILENO-GLICOL DE $0,37 \text{ kg s}^{-1}$.

$\dot{m}_Q \text{ [kg/s]}$	$T_{Q,e} \text{ [K]}$	$T_{Q,s} \text{ [K]}$	$\Delta T_Q \text{ [K]}$	$\dot{Q}_Q \text{ [kW]}$	$\dot{E}_Q \text{ [kW]}$	$\eta_{I,Q}$	$\eta_{II,Q}$
	297,85	322,25	24,4	40,86	1,55	1,221	0,044
0,37	297,75	322,15	24,4	40,86	1,54	1,221	0,044
	297,35	321,95	24,6	41,19	1,51	1,231	0,043
Média	-	-	24,5	40,97	1,53	1,224	0,043
Incerteza de Medição	-	-	0,2309	0,3867	0,0144	0,0116	0,0004
	293,25	312,35	19,1	39,98	0,60	1,194	0,017
0,5	293,45	312,25	18,8	39,35	0,60	1,176	0,017
	295,45	314,15	18,7	39,14	0,84	1,169	0,024
Média	-	-	18,9	39,49	0,68	1,180	0,019
Incerteza de Medição	-	-	0,4163	0,8714	0,0150	0,0260	0,0004
	293,55	308,55	15	42,07	0,40	1,257	0,011
0,67	293,55	308,45	14,9	41,79	0,39	1,249	0,011
	293,25	308,25	15	42,07	0,36	1,257	0,010
Média	-	-	15,0	41,98	0,38	1,254	0,011
Incerteza de Medição	-	-	0,1155	0,3238	0,0029	0,0097	0,0001
	295,15	307,05	11,9	41,35	0,40	1,235	0,011
0,83	295,15	307,15	12	41,69	0,41	1,246	0,012
	295,25	307,25	12	41,69	0,42	1,246	0,012
Média	-	-	12,0	41,58	0,41	1,242	0,012
Incerteza de Medição	-	-	0,1155	0,4012	0,0040	0,0120	0,0001
	295,35	305,75	10,4	39,18	0,31	1,171	0,009
0,90	295,15	305,55	10,4	39,18	0,28	1,171	0,008
	294,55	305,05	10,5	39,56	0,21	1,182	0,006
Média	-	-	10,4	39,31	0,27	1,174	0,008
Incerteza de Medição	-	-	0,1155	0,4350	0,0030	0,0130	0,0001

TABELA B.2 – RESUMO DOS VALORES DE DIFERENÇA DE TEMPERATURA, TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE AQUECIMENTO, CONTEÚDO EXERGÉTICOS DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE AQUECIMENTO E EFICIÊNCIAS DE 1ª E 2ª LEI DA TERMODINÂMICA PARA A VAZÃO MÁSSICA DA MISTURA DE ÁGUA / ETILENO-GLICOL DE $0,50 \text{ kg s}^{-1}$.

$\dot{m}_Q [\text{kg/s}]$	$T_{Q,e} [K]$	$T_{Q,s} [K]$	$\Delta T_Q [K]$	$\dot{Q}_Q [kW]$	$\dot{E}_Q [kW]$	$\eta_{I,Q}$	$\eta_{II,Q}$
	296,65	319,45	22,8	38,18	1,21	1,141	0,034
0,37	296,65	319,35	22,7	38,01	1,20	1,136	0,034
	296,55	319,35	22,8	38,18	1,20	1,141	0,034
Média	-	-	22,8	38,12	1,20	1,139	0,034
Incerteza de Medição	-	-	0,1155	0,1933	0,0061	0,0058	0,0002
	295,45	314,45	19	39,77	0,87	1,188	0,025
0,5	295,25	314,15	18,9	39,56	0,84	1,182	0,024
	295,45	314,55	19,1	39,98	0,89	1,194	0,025
Média	-	-	19,0	39,77	0,87	1,188	0,025
Incerteza de Medição	-	-	0,2000	0,4186	0,0091	0,0125	0,0003
	296,05	310,35	14,3	40,11	0,66	1,198	0,019
0,67	296,05	310,25	14,2	39,83	0,65	1,190	0,018
	296,15	310,35	14,2	39,83	0,66	1,190	0,019
Média	-	-	14,2	39,92	0,66	1,193	0,019
Incerteza de Medição	-	-	0,1155	0,3238	0,0053	0,0097	0,0002
	295,35	307,15	11,8	41,00	0,42	1,225	0,012
0,83	295,15	307,15	12	41,69	0,41	1,246	0,012
	295,35	307,25	11,9	41,35	0,43	1,235	0,012
Média	-	-	11,9	41,35	0,42	1,235	0,012
Incerteza de Medição	-	-	0,2000	0,6949	0,0070	0,0208	0,0002
	294,95	305,25	10,3	38,80	0,25	1,159	0,007
0,90	296,15	306,45	10,3	38,80	0,40	1,159	0,011
	295,95	306,35	10,4	39,18	0,39	1,171	0,011
Média	-	-	10,3	38,93	0,35	1,163	0,010
Incerteza de Medição	-	-	0,1155	0,4350	0,0039	0,0130	0,0001

TABELA B.3 – RESUMO DOS VALORES DE DIFERENÇA DE TEMPERATURA, TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE AQUECIMENTO, CONTEÚDO EXERGÉTICOS DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE AQUECIMENTO E EFICIÊNCIAS DE 1ª E 2ª LEI DA TERMODINÂMICA PARA A VAZÃO MÁSSICA DA MISTURA DE ÁGUA / ETILENO-GLICOL DE $0,67 \text{ kg s}^{-1}$.

$\dot{m}_Q [\text{kg/s}]$	$T_{Q,e} [K]$	$T_{Q,s} [K]$	$\Delta T_Q [K]$	$\dot{Q}_Q [kW]$	$\dot{E}_Q [kW]$	$\eta_{I,Q}$	$\eta_{II,Q}$
	292,35	317,35	25	41,86	0,90	1,251	0,025
0,37	292,35	317,35	25	41,86	0,90	1,251	0,025
	292,35	317,45	25,1	42,03	0,91	1,256	0,026
Média	-	-	25,0	41,92	0,90	1,252	0,026
Incerteza de Medição	-	-	0,1155	0,1933	0,0042	0,0058	0,0001
	293,85	313,95	20,1	42,07	0,78	1,257	0,022
0,5	292,75	312,85	20,1	42,07	0,63	1,257	0,018
	292,95	312,95	20	41,86	0,65	1,251	0,018
Média	-	-	20,1	42,00	0,69	1,255	0,019
Incerteza de Medição	-	-	0,1155	0,2417	0,0040	0,0072	0,0001
	293,45	308,75	15,3	42,91	0,41	1,282	0,012
0,67	294,75	309,75	15	42,07	0,56	1,257	0,016
	294,85	309,85	15	42,07	0,58	1,257	0,016
Média	-	-	15,1	42,35	0,52	1,265	0,015
Incerteza de Medição	-	-	0,3464	0,9715	0,0118	0,0290	0,0003
	294,45	306,55	12,1	42,04	0,32	1,256	0,009
0,83	294,45	306,35	11,9	41,35	0,30	1,235	0,009
	294,55	306,65	12,1	42,04	0,34	1,256	0,010
Média	-	-	12,0	41,81	0,32	1,249	0,009
Incerteza de Medição	-	-	0,2309	0,8024	0,0062	0,0240	0,0002
	294,35	305,25	10,9	41,06	0,22	1,227	0,006
0,90	295,45	306,35	10,9	41,06	0,37	1,227	0,011
	295,15	306,15	11	41,44	0,34	1,238	0,010
Média	-	-	10,9	41,19	0,31	1,231	0,009
Incerteza de Medição	-	-	0,1155	0,4350	0,0033	0,0130	0,0001

TABELA B.4 – RESUMO DOS VALORES DE DIFERENÇA DE TEMPERATURA, TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE AQUECIMENTO, CONTEÚDO EXERGÉTICOS DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE AQUECIMENTO E EFICIÊNCIAS DE 1ª E 2ª LEI DA TERMODINÂMICA PARA A VAZÃO MÁSSICA DA MISTURA DE ÁGUA / ETILENO-GLICOL DE $0,83 \text{ kg s}^{-1}$.

$\dot{m}_Q [\text{kg/s}]$	$T_{Q,e} [K]$	$T_{Q,s} [K]$	$\Delta T_Q [K]$	$\dot{Q}_Q [kW]$	$\dot{E}_Q [kW]$	$\eta_{I,Q}$	$\eta_{II,Q}$
	295,85	320,05	24,2	40,52	1,27	1,211	0,036
0,37	295,55	320,05	24,5	41,02	1,27	1,226	0,036
	295,55	319,95	24,4	40,86	1,25	1,221	0,036
Média	-	-	24,4	40,80	1,26	1,219	0,036
Incerteza de Medição	-	-	0,3055	0,5115	0,0158	0,0153	0,0004
	295,85	315,55	19,7	41,23	1,00	1,232	0,029
0,5	295,85	315,45	19,6	41,02	0,99	1,226	0,028
	295,75	315,55	19,8	41,44	1,00	1,238	0,028
Média	-	-	19,7	41,23	1,00	1,232	0,028
Incerteza de Medição	-	-	0,2000	0,4186	0,0102	0,0125	0,0003
	295,65	309,95	14,3	40,11	0,61	1,198	0,017
0,67	295,65	309,75	14,1	39,55	0,59	1,182	0,017
	295,75	309,95	14,2	39,83	0,61	1,190	0,017
Média	-	-	14,2	39,83	0,60	1,190	0,017
Incerteza de Medição	-	-	0,2000	0,5609	0,0085	0,0168	0,0002
	295,05	306,75	11,7	40,65	0,37	1,215	0,010
0,83	295,05	306,75	11,7	40,65	0,37	1,215	0,010
	294,95	306,55	11,6	40,30	0,34	1,204	0,010
Média	-	-	11,7	40,53	0,36	1,211	0,010
Incerteza de Medição	-	-	0,1155	0,4012	0,0036	0,0120	0,0001
	293,35	304,45	11,1	41,82	0,10	1,249	0,003
0,90	294,05	305,15	11,1	41,82	0,20	1,249	0,006
	294,05	305,05	11	41,44	0,19	1,238	0,005
Média	-	-	11,1	41,69	0,16	1,246	0,005
Incerteza de Medição	-	-	0,1155	0,4350	0,0017	0,0130	0,00005

BIOGRAFIA

Marcus Vinicius Alves Pereira nasceu em Cascavel, Paraná, Brasil, em 07 de maio de 1978, filho de Alcides Carlos Pereira e Arlete M. Alves Pereira.

Em 1997 ele recebeu o grau de Técnico em Mecânica pelo Centro Federal de Educação Tecnológica – CEFET-PR, Brasil.

Em 2003 ele recebeu o grau de Bacharel em Engenharia Mecânica pelo Centro Universitário Positivo – UNICENP, PR, Brasil.

No período compreendido de setembro de 2004 a setembro de 2006, realizou pesquisa no desenvolvimento da sua dissertação de mestrado.

De 1996 a 1998 ele trabalhou como Técnico Mecânico na empresa Perkons Equipamentos Eletrônicos Ltda.

De 2000 a 2001 ele trabalhou como estagiário de desenvolvimento de produtos na área de refrigeração na empresa Electrolux do Brasil S.A.

Em 2001 ele trabalhou como estagiário no setor de planejamento técnico da empresa Robert Bosch Limitada.

De 2002 a 2003 ele trabalhou como Técnico de Desenvolvimento de Produtos na área de refrigeração na empresa Electrolux do Brasil S.A.

De 2004 a 2005 ele trabalhou como Engenheiro de Desenvolvimento de Produtos na área de refrigeração na empresa Electrolux do Brasil S.A.

De 2005 até o presente ele trabalha como Engenheiro de Desenvolvimento de Produtos na empresa Nilko Metalúrgica Ltda.

PUBLICAÇÕES

PEREIRA, M. V. A.; VARGAS, J. V. C.; DIAS, F. G.; ORDONEZ, J. C.; PARISE, J. A. R.; CAMPOS, M. C.; MARTINS, L. S.; FUJII, H. Y. C., ALLAGE, R., Exergetic Analysis of a 5 TR Experimental Absorption Refrigeration Unit Powered by Liquefied Petroleum Gas (GLP) and Exhaust Gases, **ENCIT – Encontro Nacional de Ciências Térmicas**, Curitiba, 2006.

PEREIRA, G. C.; PEREIRA, M. V. A.; MENDES, N., Estudo e Validação de um Modelo Semi-Empírico de Compressores Recíprocos Herméticos Operando com Refrigerante HFCF22, **MERCOFRIO – Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do Mercosul**, Curitiba, 2004.