

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Tiago Mendes

**Desenvolvimento de um Sistema de Diagnóstico Termoeconômico para
Sistemas de Refrigeração Industrial Utilizando Redes Neurais Artificiais**

**Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de
Doutor em Ciências em Engenharia Mecânica**

Área de Concentração: Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo

Orientador: Prof. Dr. Osvaldo José Venturini

Co-Orientador: Prof. Dr. Marcelo José Pirani

**Dezembro de 2018
Itajubá**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Tiago Mendes

**Desenvolvimento de um Sistema de Diagnóstico Termoeconômico para
Sistemas de Refrigeração Industrial Utilizando Redes Neurais Artificiais**

**Tese submetida à banca examinadora em 07 de dezembro de 2018
como parte dos requisitos para obtenção do Título de Doutor em
Ciências em Engenharia Mecânica**

Área de Concentração: Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Julio Augusto Mendes da Silva - UFBA

Prof. Dr. Dimas José Rúa Orozco - UFLA

Prof. Dr. Vladimir Rafael Melian Cobas - UNIFEI

Prof. Dr. José Carlos Escobar Palacio - UNIFEI

Prof. Dr. Osvaldo José Venturini (Orientador) - UNIFEI

Prof. Dr. Marcelo José Pirani (Co-Orientador) - UNIFEI

**Dezembro de 2018
Itajubá**

DEDICATÓRIA

A Deus que sempre tem me abençoado, aos meus pais, Luis Flávio Mendes e Maria Eunice Oraboni Mendes, as minhas irmãs Tainara Mendes e Mayra Mendes, a todos colegas de trabalho, que sempre me incentivaram na formação e no desenvolvimento cultural, aos meus amigos.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus, pela saúde e paz concedidas durante todos os momentos de minha vida. Aos meus pais meus pais, Luis Flávio Mendes e Maria Eunice Oraboni Mendes, pela primeira formação de minha vida.

Aos meus tios Dr. Clésio e Dona Delminda pelo ambiente familiar concedido em Itajubá.

Ao meu Orientador, Prof. Dr. Osvaldo José Venturini, pela competência, dedicação, paciência e amizade.

Ao meu Co-orientador, Prof. Dr. Marcelo José Pirani, pela colaboração e amizade.

Aos amigos, Lourenço e Euler e aos colegas do NEST/UNIFEI e ICT/UFVJM, pelo permanente incentivo, colaboração, amizade e momentos de convívio profissional.

Ao Instituto de Engenharia Mecânica da UNIFEI, representado pelos seus dedicados Professores e Funcionários, pela oportunidade que me concederam na realização deste trabalho, e aos amigos desse Instituto, pelo convívio profissional.

A CAPES e FAPEMIG, através do programa de bolsas, pelo apoio financeiro.

Ao projeto FAPEMIG APQ-02763-16.

Enfim, para evitar injustiças, agradeço a todos que de alguma forma contribuíram para o desenvolvimento desta tese.

Muito Obrigado!

“Se não houver frutos, valeu a beleza das flores; se não houver flores, valeu a sombra das folhas; se não houver folhas, valeu a intenção da semente.”

Henfil 1944-1988

"A vida é uma pedra de amolar: desgasta-nos ou afia-nos, conforme o metal de que somos feitos."

George Bernard Shaw 1856-1950

"Não deve haver limites para o esforço humano. Somos todos diferentes. Por pior do que a vida possa parecer, sempre há algo que podemos fazer em que podemos obter sucesso.

Enquanto houver vida, haverá esperança."

Stephen Hawking 1942-2018

RESUMO

MENDES, T. (2018). Desenvolvimento de um Sistema de Diagnóstico Termoeconômico para Sistemas de Refrigeração Industrial Utilizando Redes Neurais Artificiais.

O setor industrial é responsável por uma parcela significativa do consumo de energia elétrica no Brasil e no mundo, nos últimos anos tem se observado um crescente interesse em cada vez mais se reduzir o consumo dessa modalidade de energia. Os sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor são grandes consumidores de energia elétrica na indústria, nesse sentido modelos matemáticos e computacionais têm sido utilizados para prever o comportamento e melhorar o desempenho desses sistemas. O objetivo dessa modelagem é reduzir e otimizar o consumo energético desses sistemas, além de auxiliar em atividades de monitoramento dos mesmos. Assim, neste trabalho será aplicado um diagnóstico termoeconômico em um sistema de refrigeração industrial, desenvolvido com base em modelos dos componentes do sistema de refrigeração e em Redes Neurais Artificiais (RNAs). O objetivo é realizar o diagnóstico de degradações em sistemas de refrigeração industrial com um menor número de grandezas operacionais medidas no mesmo. Esse propósito será obtido através da determinação do estado termodinâmico dos componentes do mesmo para comparar com um estado de referência. Por último, o sistema de diagnóstico desenvolvido será aplicado em um estudo de caso. Esse estudo contemplará uma instalação de refrigeração por compressão mecânica de vapor industrial modelada, onde os resultados serão apresentados e discutidos. Assim, o procedimento de diagnóstico apresentado para o sistema de refrigeração analisado irá configurar a contribuição desta tese.

Palavras chave: *diagnóstico termoeconômico; refrigeração industrial; detecção de falhas; modelo computacional; Redes Neurais Artificiais.*

ABSTRACT

MENDES, T. (2018). Development of a Thermo-economic Diagnostic System for Industrial Refrigeration Systems Using Artificial Neural Networks.

The industrial sector is responsible for a significant consumption of electricity in Brazil and worldwide. Recently, there has been growing interest in reducing and optimizing the consumption of this type of energy. Once the refrigeration systems are the major consumers of electricity in the industry sector, mathematical and computational models have been used to predict their behavior and improve the performance of these systems. It leads to a reduction and an optimization of the energy consumption, and assist in monitoring activities of the same. Thus, in this study, a thermo-economic diagnosis will be applied in an industrial refrigeration system, developed based on models of the refrigeration system components and Artificial Neural Networks (ANNs). The objective is to perform the diagnosis of degradations in industrial refrigeration systems with a smaller number of operational measurements. This purpose will be obtained by determining the thermodynamic state of the components of this system to compare with a reference state. Finally, the developed diagnostic system will be applied in a case study. This study will contemplate an industrial modeling of mechanical vapor compression refrigeration system, where the results will be presented and discussed. Thus, the diagnostic procedure presented for the refrigeration system analyzed will configure the contribution of this thesis.

Keywords: *thermo-economic diagnosis; industrial refrigeration; fault detection; computational model; Artificial Neural Networks.*

Sumário

DEDICATÓRIA.....	iii
AGRADECIMENTOS	iv
RESUMO	vi
ABSTRACT	vii
LISTA DE TABELAS	xi
LISTA DE FIGURAS	xviii
SIMBOLOGIA	xxii
Letras Latinas.....	xxii
Letras Gregas	xxv
Sobrescritos e Subscritos	xxvi
Abreviaturas.....	xxix
Siglas.....	xxx
CAPÍTULO I.....	1
1 INTRODUÇÃO	1
1.1. Motivação para o Estudo	2
1.2. Objetivo Geral.....	5
1.2.1. Objetivos específicos.....	5
1.3. Contribuição.....	6
1.4. Organização	7
CAPÍTULO II.....	8
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	8
2.1 Diagnóstico em Sistemas de Refrigeração	8
2.2 Falhas/Degradações nos Componentes do Sistema de Refrigeração	14
2.3 Modelagem do Sistema de Refrigeração.....	16
2.4 Diagnóstico Termoeconômico	18
2.4.1 Modelos Termoeconômicos	30

2.5	Inteligência Artificial	33
	CAPÍTULO III	40
3	MODELAGEM.....	40
3.1	Modelagem dos Componentes do Sistema de Refrigeração por Compressão Mecânica de Vapor.....	40
3.1.1	Modelagem da Linha de Sucção	41
3.1.2	Modelagem do Compressor	47
3.1.3	Modelagem do Condensador.....	52
3.1.4	Modelagem da Válvula de Expansão Termostática	58
3.1.5	Modelagem do Evaporador	66
3.1.6	Modelagem da Torre de Resfriamento.....	72
3.1.7	Modelagem da Bomba	78
3.1.8	Modelagem do Ventilador.....	81
3.2	Modelagem do Sistema de Refrigeração por Compressão Mecânica de Vapor.....	84
3.3	Modelagem das Degradações no Sistema de Refrigeração por Compressão Mecânica de Vapor.....	97
	CAPÍTULO IV	101
4	DIAGNÓSTICO E DETECÇÃO DE DEGRADAÇÕES.....	101
4.1	Aplicação do Diagnóstico Termoeconômico.....	101
4.1.1	Diagnóstico Termoeconômico Convencional	101
4.1.2	Diagnóstico Termoeconômico com Operador Exergético	127
4.1.3	Detecção de Degradações com Redes Neurais Artificiais (RNAs).....	152
	CAPÍTULO V	167
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	167
5.1	Conclusões	167
5.2	Sugestões para Trabalhos Futuros	170
	APÊNDICES	172
	Apêndice A: Modelos (Continuação)	172

Linha de Sucção	172
Compressor	176
Condensador	177
Válvula de Expansão Termostática	183
Evaporador	185
Torre de Resfriamento	197
Apêndice B: Resultados Diagnóstico Termoeconômico e Aplicação da RNAs (Continuação)	204
Diagnóstico Termoeconômico Convencional	204
Diagnóstico Termoeconômico com Operador Exergético	208
Obtenção dos Padrões através do Modelo do Sistema de Refrigeração	212
Processamento dos Padrões Utilizados	213
Procedimentos para as Fases de Treinamento e Simulação	214
Definição do melhor Modelo da ELM (Classificador)	217
Padrões Utilizados na RNA (inteligência)	218
REFERÊNCIAS	238

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Falhas analisadas e procedimento de simulação. Adaptado de Kim e Kim (2005).	10
Tabela 2.2: Falhas analisadas e procedimento de simulação. Adaptado de Saththasivam (2010).	11
Tabela 2.3: Grandezas operacionais analisadas. Adaptado de Tran et al. (2015).	12
Tabela 2.4: Falhas analisadas. Adaptado de Tran et al. (2015).	12
Tabela 2.5: Falhas analisadas. Adaptado de Beghi et al. (2016).	13
Tabela 2.6: Grandezas operacionais sensíveis as falhas. Adaptado de Beghi et al. (2016).	13
Tabela 2.7: Exemplos de degradações em determinados componentes de um sistema de refrigeração. Adaptado de Lankley (2003).	14
Tabela 2.8: Principais sintomas para as degradações. Adaptado de Lankley (2003).	15
Tabela 2.9: Principais causas para as degradações. Adaptado de Lankley (2003).	15
Tabela 3.1: Comparação entre os resultados para os fluxos de calor removido obtidos pelo modelo e do compressor 6F.2-K da Bitzer.	51
Tabela 3.2: Grandezas para o condensador casco e tubo CST-13 (Apema, 2018).	53
Tabela 3.3: Comparação entre os fluxos de calor rejeitado obtidos pelo modelo e do condensador CST-13 da Apema.	57
Tabela 3.4: Grandezas para a válvula de expansão termostática de equalização externa modelo TE 20/08 da Danfoss (Danfoss, 2018).	58
Tabela 3.5: Comparação entre os resultados para a capacidade obtidos pelo modelo e da válvula de expansão termostática de equalização externa TE 20/08 da Danfoss.	65
Tabela 3.6: Grandezas para a serpentina do evaporador EU*3520 (McQuay, 2018).	67
Tabela 3.7: Comparação entre os fluxos de calor removido obtidos pelo modelo e do evaporador EU*3520 da McQuay.	71
Tabela 3.8: Grandezas para a torre de resfriamento tipo contracorrente com circulação forçada (Alpina, 2018).	73
Tabela 3.9: Comparação entre as temperaturas na saída obtidas pelo modelo e da Torre de Resfriamento 8-OHSV da Alpina.	77
Tabela 3.10: Grandezas para a bomba centrífuga (Grundfos, 2018).	78
Tabela 3.11: Grandezas para o ventilador (Ebm-papst, 2018).	81

Tabela 3.12: Grandezas para os componentes do sistema de refrigeração operando em equilíbrio.....	89
Tabela 3.13: Grandezas para o ciclo de refrigeração com seus componentes operando em equilíbrio.....	90
Tabela 3.14: Procedimento de simulação das degradações no modelo do sistema de refrigeração.....	97
Tabela 3.15: Condições operacionais <i>off-design</i> do sistema de refrigeração.....	98
Tabela 3.16: Níveis de intensidade para a simulação das degradações.....	99
Tabela 4.1: Parâmetros dos fluxos físicos para a estrutura física do sistema de refrigeração.	102
Tabela 4.2: Potências e fluxo calor removido para a estrutura física do sistema de refrigeração.	102
Tabela 4.3: Valores de exergia da estrutura produtiva para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).	103
Tabela 4.4: Definição do insumo e produto dos componentes da estrutura produtiva para desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).	105
Tabela 4.5: Valores de exergia da estrutura produtiva para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo <i>UFS</i>	106
Tabela 4.6: Definição do insumo e produto dos componentes da estrutura produtiva para desagregação da exergia física proposta pelo Modelo <i>UFS</i>	108
Tabela 4.7: Parâmetros dos fluxos físicos para as condições operacionais de referência e <i>teste</i> do sistema de refrigeração.	110
Tabela 4.8: Potências e fluxo de calor removido para as condições operacionais de referência e <i>teste</i> do sistema de refrigeração.....	110
Tabela 4.9: Valores de exergia obtidos para os fluxos físicos nas condições operacionais de referência e <i>teste</i> do sistema de refrigeração para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).	117
Tabela 4.10: Valores de exergia obtidos para os fluxos físicos nas condições operacionais de referência e <i>teste</i> do sistema de refrigeração para desagregação da exergia física proposta pelo Modelo <i>UFS</i>	117
Tabela 4.11: Valores de exergia obtidos para as potências e o fluxo de calor removido nas condições operacionais de referência e <i>teste</i> do sistema de refrigeração para desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007) e pelo Modelo <i>UFS</i>	118

Tabela 4.12: Impacto no insumo (ΔF , ΔFP e ΔFT) no sistema de refrigeração para desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).....	120
Tabela 4.13: Impacto no insumo (ΔF , ΔFP e ΔFT) no sistema de refrigeração para desagregação da exergia física proposta pelo Modelo <i>UFS</i>	120
Tabela 4.14: Anomalia (<i>MF</i>) e disfunção (<i>DF</i>) para os componentes e impacto no insumo (ΔFT) para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).....	121
Tabela 4.15: Anomalia (<i>MF</i>) e disfunção (<i>DF</i>) para os componentes e impacto no insumo (ΔFT) para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo <i>UFS</i>	122
Tabela 4.16: Parâmetros dos fluxos físicos para estrutura física de transição.	128
Tabela 4.17: Potências e fluxo calor removido para estrutura física de transição.	128
Tabela 4.18: Valores de exergia da estrutura de transição para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).	129
Tabela 4.19: Definição do insumo e produto dos componentes e operadores exergéticos da estrutura de transição para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).	132
Tabela 4.20: Valores de exergia da estrutura de transição para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo <i>UFS</i>	132
Tabela 4.21: Definição do insumo e produto dos componentes e operadores exergéticos da estrutura de transição para desagregação da exergia física proposta pelo Modelo <i>UFS</i>	135
Tabela 4.22: Grandezas operacionais para simulação individual dos componentes do sistema de refrigeração.....	136
Tabela 4.23: Parâmetros dos fluxos físicos (°) obtidos dos modelos individuais dos componentes para as condições operacionais de referência e <i>teste</i> do sistema de refrigeração.	137
Tabela 4.24: Parâmetros dos fluxos físicos (°) para as condições operacionais de referência e <i>teste</i> do sistema de refrigeração.....	137
Tabela 4.25: Potências e fluxo de calor removido (°) obtidos dos modelos individuais dos componentes para as condições operacionais de referência e <i>teste</i> do sistema de refrigeração.	138
Tabela 4.26: Potências e fluxo de calor removido (°) para as condições operacionais de referência e <i>teste</i> do sistema de refrigeração.	138

Tabela 4.27: Valores de exergia calculados através dos fluxos físicos (‘’) obtidos dos modelos individuais dos componentes para as condições operacionais de referência e <i>teste</i> do sistema de refrigeração para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).	140
Tabela 4.28: Valores de exergia obtidos dos fluxos físicos (‘) para as condições operacionais de referência e <i>teste</i> do sistema de refrigeração para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).	140
Tabela 4.29: Valores de exergia obtidos através dos fluxos físicos (‘’) obtidos dos modelos individuais dos componentes para as condições operacionais de referência e <i>teste</i> do sistema de refrigeração para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo <i>UFS</i>	142
Tabela 4.30: Valores de exergia obtidos através dos fluxos físicos (‘) para as condições operacionais de referência e <i>teste</i> do sistema de refrigeração para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo <i>UFS</i>	142
Tabela 4.31: Valores de exergia obtidos para as potências e o fluxo de calor removido (‘’) obtidos dos modelos individuais dos componentes para as condições operacionais de referência e <i>teste</i> do sistema de refrigeração para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007) e pelo Modelo <i>UFS</i>	144
Tabela 4.32: Valores de exergia obtidos para as potências e o fluxo de calor removido (‘) nas condições operacionais de referência e <i>teste</i> do sistema de refrigeração para desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007) e pelo Modelo <i>UFS</i>	144
Tabela 4.33: Impacto no insumo (ΔF , ΔFP e ΔFT) no sistema de refrigeração para desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).	146
Tabela 4.34: Impacto no insumo (ΔF , ΔFP e ΔFT) no sistema de refrigeração para desagregação da exergia física proposta pelo Modelo <i>UFS</i>	146
Tabela 4.35: Anomalia (MF_{int} e MF_{ind}) e disfunção (DF) para os componentes e impacto no insumo (ΔFT) para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).	147
Tabela 4.36: Anomalia (MF_{int} e MF_{ind}) e disfunção (DF) para os componentes e impacto no insumo (ΔFT) para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo <i>UFS</i>	148
Tabela 4.37: Exemplos de padrões para as condições operacionais <i>off-design</i> apresentadas na Tabela 3.15.	153
Tabela 4.38: Exemplos de padrões para as condições operacionais <i>off-design</i> apresentadas na Tabela 3.15 (continuação).	154
Tabela 4.39: Grandezas operacionais do sistema de refrigeração para o primeiro experimento.	160

Tabela 4.40: Grandezas operacionais do sistema de refrigeração para o segundo experimento.	160
Tabela 4.41: Grandezas operacionais do sistema de refrigeração para o terceiro experimento.	161
Tabela 4.42: Acurácia do classificador para os três experimentos.....	161
Tabela 4.43: Exemplos de padrões (condições operacionais <i>off-design</i>) identificados pelo classificador.....	163
Tabela 4.44: Resultados do diagnóstico termoeconômico com operador exergetico para os exemplos de padrões (condições operacionais <i>off-design</i>) identificados pelo classificador. .	164
Tabela A.1: Condutividades térmicas para o modelo da linha de sucção.	172
Tabela A.2: Constantes b_1 , b_2 , b_3 e b_4 (Kakaç e Liu, 2002).....	180
Tabela A.3: Constante característica da válvula de expansão termostática Danfoss TE 20/08.	184
Tabela A.4: Constantes c_1 , c_2 , c_3 , c_4 e c_5 (Kakaç e Liu, 2002).....	195
Tabela A.5: Anomalia (MF) e disfunção (DF) para os componentes e impacto no insumo (ΔFT) para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).....	204
Tabela A.6: Anomalia (MF) e disfunção (DF) para os componentes e impacto no insumo (ΔFT) para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007) (continuação).....	205
Tabela A.7: Anomalia (MF) e disfunção (DF) para os componentes e impacto no insumo (ΔFT) para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo <i>UFS</i>	206
Tabela A.8: Anomalia (MF) e disfunção (DF) para os componentes e impacto no insumo (ΔFT) para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo <i>UFS</i> (continuação).	207
Tabela A.9: Anomalia (MF_{int} e MF_{ind}) e disfunção (DF) para os componentes e impacto no insumo (ΔFT) para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).	208
Tabela A.10: Anomalia (MF_{int} e MF_{ind}) e disfunção (DF) para os componentes e impacto no insumo (ΔFT) para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007) (continuação).	209
Tabela A.11: Anomalia (MF_{int} e MF_{ind}) e disfunção (DF) para os componentes e impacto no insumo (ΔFT) para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo <i>UFS</i>	210
Tabela A.12: Anomalia (MF_{int} e MF_{ind}) e disfunção (DF) para os componentes e impacto no insumo (ΔFT) para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo <i>UFS</i> (continuação).	211
Tabela A.13: Padrões para cada classe do problema de classificação.....	212

Tabela A.14: Quantidades de padrões por classe e total para o problema de classificação. ...	212
Tabela A.15: Número de padrões para as fases de treinamento e simulação.	214
Tabela A.16: Número de padrões para o treinamento e validação do classificador.	214
Tabela A.17: Número de padrões para o treinamento e simulação do classificador.	216
Tabela A.18: Acurácia obtida na validação cruzada pelos modelos da ELM para os três experimentos.	217
Tabela A.19: Padrões para a classe de referência com temperatura externa de 32 °C.	218
Tabela A.20: Padrões para a classe de referência com temperatura externa de 32 °C (continuação).	219
Tabela A.21: Padrões para a classe de referência com temperatura interna de 2 °C.	220
Tabela A.22: Padrões para a classe de referência com temperatura interna de 2 °C (continuação).	221
Tabela A.23: Padrões para a classe de <i>teste</i> (degradação no compressor) com temperatura externa de 32 °C.	222
Tabela A.24: Padrões para a classe de <i>teste</i> (degradação no compressor) com temperatura externa de 32 °C (continuação).	223
Tabela A.25: Padrões para a classe de <i>teste</i> (degradação no compressor) com temperatura interna de 2 °C.	224
Tabela A.26: Padrões para a classe de <i>teste</i> (degradação no compressor) com temperatura interna de 2 °C (continuação).	225
Tabela A.27: Padrões para a classe de <i>teste</i> (degradação no condensador) com temperatura externa de 32 °C.	226
Tabela A.28: Padrões para a classe de <i>teste</i> (degradação no condensador) com temperatura externa de 32 °C (continuação).	227
Tabela A.29: Padrões para a classe de <i>teste</i> (degradação no condensador) com temperatura interna de 2 °C.	228
Tabela A.30: Padrões para a classe de <i>teste</i> (degradação no condensador) com temperatura interna de 2 °C (continuação).	229
Tabela A.31: Padrões para a classe de <i>teste</i> (degradação na válvula de expansão termostática) com temperatura externa de 32 °C.	230
Tabela A.32: Padrões para a classe de <i>teste</i> (degradação na válvula de expansão termostática) com temperatura externa de 32 °C (continuação).	231
Tabela A.33: Padrões para a classe de <i>teste</i> (degradação na válvula de expansão termostática) com temperatura interna de 2 °C.	232

Tabela A.34: Padrões para a classe de <i>teste</i> (degradação na válvula de expansão termostática) com temperatura interna de 2 °C (continuação).	233
Tabela A.35: Padrões para a classe de <i>teste</i> (degradação no evaporador) com temperatura externa de 32 °C.	234
Tabela A.36: Padrões para a classe de <i>teste</i> (degradação no evaporador) com temperatura externa de 32 °C (continuação).	235
Tabela A.37: Padrões para a classe de <i>teste</i> (degradação no evaporador) com temperatura interna de 2 °C.	236
Tabela A.38: Padrões para a classe de <i>teste</i> (degradação no evaporador) com temperatura interna de 2 °C (continuação).	237

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Consumo de energia elétrica por setor no Brasil. Adaptado de BEN (2016).	2
Figura 2.1: Diagnóstico termoeconômico convencional. Adaptado de Rúa et al. (2017).	25
Figura 2.2: Diagnóstico termoeconômico com operador exergético. Adaptado de Rúa et al. (2017).	28
Figura 2.3: Topologia da <i>Extreme Learning Machine</i> (ELM).	36
Figura 2.4: Detecção de degradações com a ELM.	39
Figura 3.1: Sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor.....	40
Figura 3.2: Tubo ou tubulação da linha de sucção.	41
Figura 3.3: Detalhe do tubo da linha de sucção.....	43
Figura 3.4: Fluxograma para a modelagem numérica do elemento discreto.....	44
Figura 3.5: Fluxograma para a modelagem da linha de sucção.....	45
Figura 3.6: Perda de carga x temperatura do fluido refrigerante na entrada.	46
Figura 3.7: Compressor alternativo aberto e motor elétrico de acionamento.....	47
Figura 3.8: Rendimento volumétrico x relação de pressão.	48
Figura 3.9: Rendimento isoentrópico x relação de pressão.	49
Figura 3.10: Representação do condensador.	52
Figura 3.11: Fluxograma de modelagem de um elemento discreto do condensador.	55
Figura 3.12: Coeficiente característico da válvula de expansão termostática.	59
Figura 3.13: Curva de funcionamento da válvula de expansão termostática de equalização externa.	60
Figura 3.14: Válvula de expansão termostática de equalização externa.	61
Figura 3.15: Representação do evaporador.	66
Figura 3.16: Fluxograma de modelagem de um elemento discreto da serpentina do evaporador.	69
Figura 3.17: Representação da torre de resfriamento tipo contracorrente com circulação forçada.	72
Figura 3.18: Relação entre <i>NUT</i> e razão <i>maguamar</i>	74
Figura 3.19: Fluxograma de modelagem de um volume diferencial da torre de resfriamento.	75
Figura 3.20: Fluxograma de simulação da torre de resfriamento.	76
Figura 3.21: Representação da bomba.....	78

Figura 3.22: Vazão volumétrica de água na bomba x pressão disponível (Grundfos, 2018)...	79
Figura 3.23: Representação do ventilador.	81
Figura 3.24: Vazão volumétrica de ar no ventilador x pressão disponível (Ebm-papst, 2018).	82
Figura 3.25: Sistema de refrigeração e as potências e fluxos de calor envolvidos.....	84
Figura 3.26: Fluxograma para a simulação numérica do sistema de refrigeração.	86
Figura 3.27: Fluxograma para modelagem numérica do condensador e evaporador no sistema de refrigeração.	87
Figura 3.28: Coeficiente de performance x temperatura interna.	91
Figura 3.29: Fluxo de calor rejeitado, removido e potência de compressão real do compressor x temperatura interna.	92
Figura 3.30: Vazões mássicas de fluido refrigerante x temperatura interna.	93
Figura 3.31: Grau de superaquecimento máximo, dinâmico e mínimo ou estático x temperatura interna.	94
Figura 3.32: Fluxo de calor removido, carga térmica, temperatura de evaporação e temperatura interna x tempo.	95
Figura 3.33: Ciclo do sistema de refrigeração em um diagrama pressão (P) e entalpia (h). ...	96
Figura 3.34: Coeficiente de performance para as condições operacionais <i>off-design</i>	100
Figura 4.1: Estrutura produtiva do sistema de refrigeração para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).	104
Figura 4.2: Estrutura produtiva do sistema de refrigeração para desagregação da exergia física proposta pelo Modelo <i>UFS</i>	107
Figura 4.3: Pressão do fluido refrigerante no ponto 1 para as condições operacionais de referência e <i>teste</i> do sistema de refrigeração.	111
Figura 4.4: Pressão do fluido refrigerante no ponto 2 para as condições operacionais de referência e <i>teste</i> do sistema de refrigeração.	111
Figura 4.5: Temperatura do fluido refrigerante no ponto 2 para as condições operacionais de referência e <i>teste</i> do sistema de refrigeração.	112
Figura 4.6: Vazão mássica de fluido refrigerante para as condições operacionais de referência e <i>teste</i> do sistema de refrigeração.	112
Figura 4.7: Potencia elétrica consumida pelo compressor para as condições operacionais de referência e <i>teste</i> do sistema de refrigeração.	113

Figura 4.8: Potencia elétrica consumida pela bomba para as condições operacionais de referência e <i>teste</i> do sistema de refrigeração.	114
Figura 4.9: Potencia elétrica consumida pelos ventiladores do evaporador para as condições operacionais de referência e <i>teste</i> do sistema de refrigeração.	114
Figura 4.10: Fluxo de calor removido pelo evaporador para as condições operacionais de referência e <i>teste</i> do sistema de refrigeração.	115
Figura 4.11: Anomalia (<i>MF</i>) e disfunção (<i>DF</i>) nos componentes do sistema de refrigeração devido a degradação no compressor para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).	123
Figura 4.12: Anomalia (<i>MF</i>) e disfunção (<i>DF</i>) nos componentes do sistema de refrigeração devido a degradação no condensador para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).	124
Figura 4.13: Anomalia (<i>MF</i>) e disfunção (<i>DF</i>) nos componentes do sistema de refrigeração devido a degradação na válvula de expansão termostática para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).	125
Figura 4.14: Anomalia (<i>MF</i>) e disfunção (<i>DF</i>) nos componentes do sistema de refrigeração devido a degradação no evaporador para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).	125
Figura 4.15: Estrutura física de transição do sistema de refrigeração para o diagnóstico termoeconômico com operador exergetico.	127
Figura 4.16: Estrutura de transição do sistema de refrigeração para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).	130
Figura 4.17: Estrutura de transição do sistema de refrigeração para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo <i>UFS</i>	133
Figura 4.18: Anomalia (<i>MFint</i> e <i>MFind</i>) e disfunção (<i>DF</i>) nos componentes do sistema de refrigeração devido a degradação no compressor para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).	149
Figura 4.19: Anomalia (<i>MFint</i> e <i>MFind</i>) e disfunção (<i>DF</i>) nos componentes do sistema de refrigeração devido a degradação no condensador para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).	149
Figura 4.20: Anomalia (<i>MFint</i> e <i>MFind</i>) e disfunção (<i>DF</i>) nos componentes do sistema de refrigeração devido a degradação no válvula de expansão termostática para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).	150

Figura 4.21: Anomalia (<i>MFint</i> e <i>MFind</i>) e disfunção (<i>DF</i>) nos componentes do sistema de refrigeração devido a degradação no evaporador para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).....	150
Figura 4.22: Topologia particularizada da ELM (RNA) para a detecção de degradações nos componentes do sistema de refrigeração.	156
Figura 4.23: Detecção de degradações utilizando RNA (inteligência artificial).	158
Figura 4.24: Metodologia de diagnóstico termoeconômico utilizando RNAs (inteligência artificial).	165
Figura A.1: Representação de detalhes em um condensador casco e tubo.....	179
Figura A.2: Grandezas da serpentina de um evaporador tubo aletado.	185
Figura A.3: Exemplo de uma serpentina de um evaporador tubo aletado.....	186
Figura A.4: Arranjo de tubos da serpentina em forma de quincôncio.....	186
Figura A.5: Aleta circular equivalente.	188
Figura A.6: Área ou unidade elementar externa da serpentina do evaporador.....	189
Figura A.7: Elemento de área de escoamento livre da serpentina do evaporador.....	192
Figura A.8: Representação do volume diferencial e da interface entre a água e o ar.....	197
Figura A.9: Divisão da torre de resfriamento em volumes diferenciais.....	201
Figura A.10: Fluxograma para a validação cruzada.	215

SIMBOLOGIA

Letras Latinas

<i>A</i>	Área//Parâmetro//Coeficiente	m^2
<i>a</i>	Parâmetro//Coeficiente	
<i>B</i>	Parâmetro//Coeficiente	
<i>Bo</i>	Número de Ebulição	
<i>b</i>	Parâmetro//Coeficiente//Bias	
<i>C_{cond}</i>	Constante para o condensador	
<i>Co</i>	Número de Convecção	
<i>COP</i>	Coeficiente de performance	
<i>c</i>	Parâmetro//Coeficiente	
<i>c_p</i>	Calor específico a pressão constante	$kJ/kg^{\circ}C$
<i>D</i>	Operador exergetico//Diâmetro	m
DF	Matriz de disfunções	
<i>DF</i>	Disfunção	kW
<i>DTML</i>	Diferença de temperatura média logarítmica	$^{\circ}C$
<i>DTSA</i>	Grau de superaquecimento	$^{\circ}C$
<i>DTSR</i>	Grau de subresfriamento	$^{\circ}C$
<i>d</i>	Diâmetro	m
<i>dA</i>	Diferencial de área	m^2
<i>dh</i>	Diferencial de entalpia	kJ/kg
<i>dQ̇</i>	Fluxo de calor removido diferencial	kW
<i>dT</i>	Diferencial de temperatura	$^{\circ}C$
<i>dV</i>	Volume Diferencial	m^3
<i>E</i>	Fluxo de exergia//Entrada	kW
<i>e</i>	Espessura	m
<i>E*</i>	Custo exergetico	kW
<i>E_F</i>	Exergia Física	kW

EP	Termo mecânico da exergia física	kW
ET	Termo térmico da exergia física	kW
F	Insumo (<i>Fuel</i>)//Termo da exergia física relacionado ao trabalho de fluxo	$kW//kW$
Fa	Fator de atrito	
F_{fl}	Parâmetro	
Fa_{fn}	Fator de atrito de Fanning	
FT_{pot}	Fator de potência	
Fr	Número de Froud	
f_{geo}	Fator geométrico para o condensador	
G	Vazão mássica por unidade de área	kg/m^2s
g	Aceleração da gravidade	m/s^2
H	Matriz de propagação//Altura	m
H_a	Altura da aleta	m
\hat{H}	Matriz pseudoinversa	
$HCFC-22$	Fluido refrigerante R22	
h	Entalpia específica	kJ/kg
I	Irreversibilidade//Corrente elétrica	$kW//A$
$ I\rangle$	Matriz auxiliar de cálculo de custos	
j	Fator de Colburn	
k	Consumo exergético unitário//Condutividade térmica	$kW/m^{\circ}C$
Ka	Constante característica	m^2
k^*	Custo exergético unitário	
$k_{p,i}^*$	Custo exergético unitário dos produtos de cada componente	
\mathbf{k}_D	Vetor com os consumos exergéticos unitários	
\mathbf{K}_D	Matriz com os consumos exergéticos unitários	
$\langle \mathbf{KP} \rangle$	Matriz de consumos exergéticos dos produtos	
$\langle \mathbf{KR} \rangle$	Matriz de consumos exergéticos dos resíduos	
L	Perdas//Comprimento	$kW//m$
Le	Número de Lewis	
l_s	Espaçamento entre as chicanas;	m
m	Massa//Parâmetro	kg

\dot{m}	Vazão mássica	kg/s
MF	Matriz de anomalias	
<i>MF</i>	Anomalia	kW
<i>N</i>	Número de componentes//variáveis//padrões	
<i>n</i>	Número de componentes//variáveis//volumes//dimensão	
NUT	Número de unidades de transferência de calor	
<i>P</i>	Pressão//Produto	$kPa//kW$
<i>p</i>	Neurônios escondidos//Parâmetro	m
p_n	Parâmetro	m
P	Vetor produto	
P_S	Vetor produto de contribuição de cada componente na produção global do sistema	
<i>Pr</i>	Número de Prantl	
\dot{Q}	Fluxo de calor	kW
<i>R</i>	Resíduo//Resistência térmica	$kW//kW/m^{\circ}C$
<i>Ra</i>	Número de Rayleigh	
<i>Re</i>	Número de Reynolds	
<i>RP</i>	Relação de pressão	
R^2	Coefficiente de determinação de regressão	
$ R\rangle$	Operador de resíduos	
<i>RPM</i>	Rotações por minuto	s^{-1}
<i>R22</i>	Fluido refrigerante HCFC 22	
<i>r</i>	Neurônios de saída	
r_{eat}	Raio externo da aleta circular equivalente	m
r_{ial}	Raio interno da aleta circular equivalente	m
<i>S</i>	Termo entrópico da exergia física//Negentropia	$kW//kW$
S_a	Espaçamento entre as aletas	m
S_L	Espaçamento longitudinal entre as aletas	m
S_m	Parâmetro	
S_T	Espaçamento transversal entre as aletas	m
<i>s</i>	Entropia específica	$kJ/kg^{\circ}C$
<i>T</i>	Temperatura//Matriz de saída	$^{\circ}C$
<i>TE</i>	Tensão elétrica	<i>Volts</i>

t	Tempo	s
t_a	Espessura da aleta	m
U	Termo da exergia física relacionado a energia interna	
UR	Umidade relativa	%
u	Energia interna específica	kJ/kg
U_D	Matriz unitária	
\dot{V}	Vazão volumétrica	m^3/s
Vel	Velocidade	m/s
Vol_{int}	Volume interno	m^3
v	Volume específico	m^3/kg
W	Umidade absoluta	g/kg
w	Pesos	
\dot{W}	Potência	kW
X	Matriz de entrada	
X_{tt}	Parâmetro de Lockhart-Martinelli	
x	Variável//Título	
y	Variável	
ΔF_T	Matriz impacto no insumo	
ΔF_T	Impacto no insumo	kW

Letras Gregas

α	Coeficiente de convecção	$kW/m^2\text{ }^\circ C$
α_c	Coeficiente de convecção por transferência de calor	$kW/m^2\text{ }^\circ C$
α_m	Coeficiente de transferência de massa	$kg/m^2 s$
β	Parâmetro//Coeficiente	
Δ	Variação//Mudança//Incremento	
ε	Rugosidade absoluta	
ε_H	Fração de vazio	
η	Rendimento//Eficiência	
ρ	Massa específica	kg/m^3

ρ_{fH}	Massa específica homogênea	kg/m^3
μ	Viscosidade dinâmica	$Pa \cdot s$
π	Pi//3,14	
θ	Coeficientes técnicos de distribuição dos resíduos; Parâmetro interno//Ângulo.	
κ	Consumo exergético unitário	kW/kW
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	kW/m^2K^4
ϕ	Coeficiente de irreversibilidade//Parâmetro	
ψ	Coeficiente de resíduo//Parâmetro	

Sobrescritos e Subscritos

0	Relativo ao ambiente//Referência// <i>Design</i>
<i>a</i>	Relativo a aleta//aletas
<i>acel</i>	Aceleração
<i>agua</i>	Relativo a água
<i>aleta</i>	Relativo a aleta
<i>aletas</i>	Relativo a aletas
<i>ar</i>	Relativo ao ar
<i>atr</i>	Relativo a atrito
<i>bico</i>	Bico de injeção de água da torre de resfriamento
<i>bmb</i>	Relativo a bomba
<i>bulbo</i>	Relativo ao bulbo da válvula de expansão termostática
<i>BU</i>	Bulbo úmido
<i>cal</i>	Calculado
<i>circuito</i>	Relativo a circuito
<i>circuitos</i>	Relativo a circuitos
<i>cnd</i>	Relativo ao condensador//Condensação
<i>cobre</i>	Relativo ao cobre
<i>cds</i>	Relativo a região de condensação
<i>cmp</i>	Relativo ao compressor

<i>desl</i>	Deslocado
<i>dsp</i>	Relativo a região de dessuperaquecimento
<i>e</i>	Entrada//Elétrico//Externo
<i>elet</i>	Relativo a elétrico
<i>esc</i>	Escoamento
<i>esci</i>	Escoamento interno
<i>est</i>	Estimado//Estático
<i>evp</i>	Relativo ao evaporador
<i>ext</i>	Externo ou externa
<i>f</i>	Relativo ao fluido
<i>fileira</i>	Relativo a fileira
<i>fileiras</i>	Relativo a fileiras
<i>front</i>	Frontal
<i>ft</i>	Feixe de tubo
<i>g</i>	Gasoso
<i>global</i>	Global
<i>h</i>	Relativo ao elemento <i>h</i>
<i>hid</i>	Hidráulico
<i>i</i>	Contador//relativo ao elemento <i>i</i> //Interno
<i>int</i>	Interno ou interna
<i>iso</i>	Isolante//Isoentrópico
<i>itf</i>	Interface
<i>j</i>	Contador//relativo ao elemento <i>j</i>
<i>l</i>	Líquido
<i>liq</i>	Líquido
<i>lv</i>	Calor latente
<i>livre</i>	Livre
<i>lns</i>	Relativo a linha de sucção
<i>MRL</i>	Relativo a operação da válvula de expansão termostática
<i>m</i>	Relativo a médio ou média
<i>max</i>	Máximo
<i>mec</i>	Mecânico
<i>medio</i>	Médio

<i>mola</i>	Relativo a mola da válvula de expansão termostática
<i>ms</i>	Médio da superfície
<i>msi</i>	Médio da superfície interna
<i>mse</i>	Médio da superfície externa
<i>OS</i>	Relativo a operação da válvula de expansão termostática
<i>passes</i>	Relativos aos passes
<i>p</i>	Relativo ao produto//relativo ao ponto de projeto
<i>R</i>	Relativo aos resíduos
<i>rad</i>	Relativo a radiação
<i>ref</i>	Relativo a referência
<i>SS</i>	Relativo a operação da válvula de expansão termostática
<i>s</i>	Saída//relativo a superfície//simulação
<i>sbr</i>	Relativo a região de subresfriamento
<i>siso</i>	Saída no processo de compressão isoentrópico
<i>spq</i>	Relativo a região de superaquecimento
<i>suc</i>	Relativo a sucção
<i>T</i>	Térmico//total
<i>t</i>	Transposta de uma matriz
<i>tr</i>	Treinamento
<i>tubo</i>	Relativo a tubo
<i>tubos</i>	Relativo a tubos
<i>twr</i>	Relativo a torre de resfriamento
<i>u</i>	Úmida
<i>y</i>	Vapor
<i>vlv</i>	Relativo a válvula de expansão termostática//Dispositivo de expansão
<i>vsat</i>	Vapor saturado
<i>vol</i>	Relativo a volumétrico
<i>vpr</i>	Relativo a região de evaporação
<i>vtl</i>	Relativo ao ventilador
<i>w</i>	Relativo a parede
<i>x</i>	Parâmetro termoeconômico

Abreviaturas

ACP	Análise de Componentes Principais
AG	Algoritmo Genético
AGs	Algoritmos Genéticos
AR	Auto regressiva
BEN	Balanço Nacional Energético
<i>Bmb</i>	Bomba
<i>Cnd</i>	Condensador
<i>Cmp</i>	Compressor
<i>cds</i>	Condensação
CUSUM	Gráfico de Controle de Somas Acumulativas
<i>dsp</i>	Dessuperaquecimento
ELM	<i>Extreme Learning Machine</i>
<i>Evp</i>	Evaporador
FDD	<i>Fault Detection and Diagnosis</i>
$F - P$	Insumo - Produto
$F - P - R$	Insumo - Produto - Resíduo
FK	Filtro de <i>Kalman</i>
<i>GO</i>	Grandeza operacional
LF	Lógica <i>Fuzzy</i>
RB	Rede <i>Bayesiana</i>
RBs	Redes <i>Bayesianas</i>
RNA	Rede Neural Artificial
RNAs	Redes Neurais Artificiais
<i>sbr</i>	Subresfriamento
<i>spq</i>	Superaquecimento
SVM	<i>Support Vector Machine</i>
TR	Tonelada de refrigeração
<i>Twr</i>	Torre de resfriamento
<i>Vlv</i>	Válvula de expansão termostática
<i>vpr</i>	Evaporação
<i>Vtl</i>	Ventilador

VET Válvula de expansão termostática

Siglas

ICT Instituto de Ciência e Tecnologia

IEM Instituto de Engenharia Mecânica

NEST Núcleo de Excelência em Geração Termelétrica e Distribuída

UFBA Universidade Federal da Bahia

UFLA Universidade Federal de Lavras

UFVJM Universidade Federal dos Vales do Jequitinhonha e Mucuri

UNIFEI Universidade Federal de Itajubá

CAPÍTULO I

1 INTRODUÇÃO

Atualmente no mundo a tendência é reduzir e/ou otimizar o consumo de energia. A “gestão” desse consumo possui como objetivo o abastecimento das novas demandas com o mesmo quantitativo gerado de energia (Wang et al., 2013). Essa otimização no consumo evita ou minimiza os investimentos no setor de geração, além de conter a utilização de outras formas de obtenção de energia que necessitem de mais investimentos ou prejudiquem o meio ambiente.

Nos últimos anos a mudança nos hábitos alimentares da população ocasionou um aumento na demanda por alimentos prontos para o consumo. Este fenômeno vem aumentando consideravelmente a utilização de sistemas de refrigeração, seja no setor doméstico, comercial ou industrial de alimentos (Beghi et al., 2016). O setor relacionado ao condicionamento de ambientes também possui atualmente uma demanda acentuada segundo Yu et al. (2014). A crescente demanda nesse setor é devido aos padrões atuais de vida da sociedade, e também devido às implicações ambientais que possuem efeitos sobre o clima, os quais ao longo das últimas décadas têm alterado substancialmente as médias de temperatura na superfície do planeta (Omer, 2008).

Recursos computacionais e modelos matemáticos vêm sendo aplicados aos sistemas de refrigeração. Muitas dessas abordagens utilizam simulações para a análise de suas condições operacionais e melhoria de desempenho dos mesmos (Qiao et al., 2010). Essa prática incentiva o desenvolvimento de tecnologias para o monitoramento e otimização desses sistemas. O aperfeiçoamento operacional reduz o consumo de energia, melhora condições de funcionamento e reduz o desgaste de seus componentes (Beghi et al., 2016).

1.1. Motivação para o Estudo

Os sistemas de refrigeração estão presentes na indústria de alimentos, química e de processo. Esses três seguimentos juntos representam aproximadamente dois terços de sua aplicação no setor industrial. O restante das aplicações se divide em laboratórios (condições especiais), indústria transformadora (construção civil, por exemplo) e também bombas de calor. Esses sistemas são constituídos por compressores, trocadores de calor, ventiladores, bombas, torres de resfriamento, tubulações e sistemas de controle. (Stoecker, 2004).

A indústria e o comércio juntos são responsáveis por mais de 60 % do consumo total de energia no Brasil, como pode ser observado através dos dados de consumo de energia elétrica por setor apresentado na Figura 1.1. Os sistemas de refrigeração possuem uma participação significativa nesse consumo de energia. No setor comercial, por exemplo, estão hipermercados, supermercados, lojas de conveniência, lanchonetes, peixarias, açougues, padarias, hotéis, restaurantes, etc. Por último, no setor industrial certamente se encontram as indústrias do setor de alimentos, indústrias químicas, indústrias de processo, etc. (BEN, 2016).

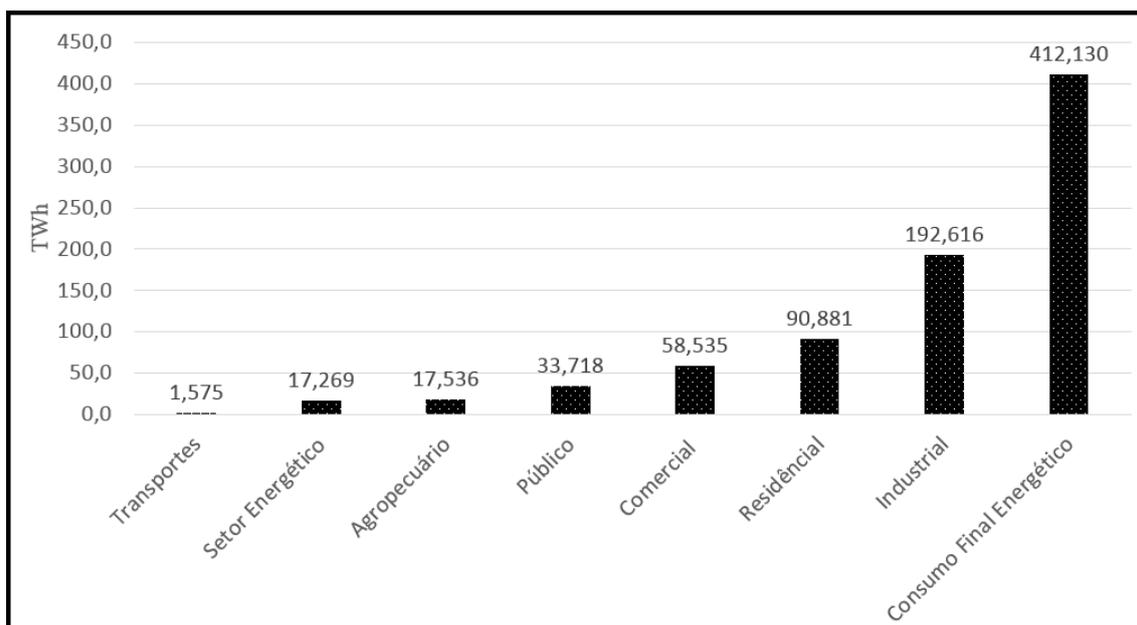


Figura 1.1: Consumo de energia elétrica por setor no Brasil. Adaptado de BEN (2016).

O monitoramento de sistemas de refrigeração é impulsionado por pesquisas voltadas à economia de energia e no auxílio para reparos menos onerosos, alcançado com o direcionamento da manutenção, otimização do funcionamento e redução do tempo de inatividade desses sistemas (Katipamula e Brambley, 2005a).

A operação inadequada de sistemas de refrigeração leva a um desgaste prematuro dos componentes e a um maior consumo de energia. Esses problemas são devidos a equipamentos degradados, manutenção incorreta ou até mesmo degradações em sensores. Portanto existe uma crescente necessidade de controlar e operar esses equipamentos com a maior segurança e confiabilidade possível, devido à grande quantidade e a maior complexidade dos mesmos. Essas exigências levam ao desenvolvimento de metodologias para o monitoramento dos sistemas de refrigeração.

A detecção e diagnóstico de falhas FDD do inglês *Fault Detection and Diagnosis*, há muito tempo vem sendo utilizada em sistemas térmicos. O desenvolvimento dessas técnicas foi impulsionado para sistemas de refrigeração nas últimas duas décadas (Beghi et al., 2016). No início da década de 90 surgiram os primeiros sistemas de FDD para instalações de refrigeração e ar condicionado (Halm-Owoo e Suen, 2002). Segundo Han et al. (2011) ainda existem poucas aplicações de FDD em sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor, apesar do crescente interesse pelo diagnóstico devido à redução de custos dos sensores e microprocessadores.

Diversas metodologias têm sido empregadas para realizar o diagnóstico termodinâmico em sistemas térmicos. Pode-se mencionar entre elas a da Reconciliação, Análise Quantitativa de Causalidade, Termo-caracterização, Dissipação da Temperatura e a Termoeconômica (Mendes, 2012). No entanto, segundo Beghi et al. (2016) a utilização de sistemas de diagnóstico em sistemas de refrigeração é incipiente, mesmo com o uso generalizado e mais avançado dessas técnicas de monitoramento em outras áreas (Henry et al., 2010, Wong et al., 2014 e Ahmed et al., 2015). A complexidade inerente do sistema de refrigeração pode dificultar a caracterização dos níveis das degradações, que podem ocasionar diferentes graus de severidade no sistema (Katipamula e Brambley, 2005a, 2005b e Zhao e Xie , 2014).

O diagnóstico termodinâmico é uma técnica que determina em qual componente do sistema está presente a degradação, não apontando a causa dessa avaria. Segundo Valero

et al. (2006b) o objetivo é encontrar em um ciclo térmico quais componentes estão apresentando problemas em seu funcionamento. Com isso são apontados os possíveis geradores de degradações, que entre outras consequências afetam o desempenho global do sistema analisado. Em um diagnóstico termodinâmico completo, a análise também avalia as consequências dessas degradações no desempenho dos sistemas (Verda, 2004). Essa é uma importante contribuição para atividades de manutenção, podendo classificar as avarias de acordo com a redução que as mesmas geram na eficiência global dos sistemas.

Existe uma gama enorme de situações possíveis de degradações quando comparado as situações de referência. Isso apenas considerando as possibilidades de avarias de forma individual em cada um dos componentes do sistema de refrigeração (Mendes et al., 2016). Esse fato confere um desequilíbrio ou desbalanceamento entre a quantidade de dados para as condições com degradação e de referência (Pereira et al., 2015).

Técnicas de inteligência artificial são oportunas para solução de problemas da natureza mencionada no parágrafo anterior (Halm-Owoo e Suen, 2002). Devidamente estruturado, um algoritmo de aprendizagem pode ser treinado a partir de situações previamente conhecidas. Com esse algoritmo podem ser realizadas previsões e generalizações com alta velocidade e confiabilidade (Kocyigit, 2015).

Através de modelagens matemáticas e computacionais podem ser simuladas diversas condições operacionais de sistemas de refrigeração (Qiao et al., 2010). A partir disso podem ser calculados os índices de desempenho do sistema e de seus componentes (Zhang e Canova, 2015). Mediante uma comparação com dados reais de operação pode-se determinar o nível de degradação do sistema, identificando possíveis anomalias. Dessa forma são determinadas as consequências dessas degradações no desempenho dos componentes, estipulando o melhor momento de agir e onde atuar no sistema analisado.

Um sistema que detecta automaticamente degradações em equipamentos de instalações de refrigeração pode conferir diversas vantagens ao mesmo. Por exemplo, a redução no consumo de energia, auxílio na manutenção e redução da degradação da camada de ozônio e do efeito estufa. Esses últimos devido à fuga e/ ou perdas de fluido refrigerante por parte dos sistemas de refrigeração, bem como ao próprio consumo adicional de eletricidade.

1.2. Objetivo Geral

O objetivo desta tese é realizar o diagnóstico termoeconômico em um sistema de refrigeração industrial por compressão mecânica de vapor. Os objetivos desse diagnóstico serão: detectar as degradações, identificar o(s) componente(s) degradado(s) e analisar os efeitos das degradações avaliadas nos parâmetros operacionais e no consumo de energia do sistema.

1.2.1. Objetivos específicos

- 1) Desenvolver modelos dos componentes do sistema de refrigeração;
- 2) Desenvolver um modelo do sistema de refrigeração;
- 3) Caracterizar e simular degradações nos modelos dos componentes do sistema de refrigeração;
- 4) Utilizar as Redes Neurais Artificiais (RNAs) para detectar as degradações e identificar o(s) componente(s) degradado(s);
- 5) Aplicar o diagnóstico termoeconômico para quantificar os efeitos das degradações.

1.3. Contribuição

A contribuição desta tese é a proposta de um procedimento de diagnóstico termoeconômico para sistemas de refrigeração. Esse procedimento utilizará Redes Neurais Artificiais (RNAs), configurando assim o aporte desta tese de doutorado.

Como complementação e maior elucidação sobre a contribuição deste trabalho, são apresentadas algumas observações:

- 1) As Redes Neurais Artificiais serão utilizadas para detectar as degradações e identificar o(s) componente(s) degradado(s). Essa detecção e identificação será realizada através de um menor número de grandezas operacionais medidas no sistema de refrigeração;
- 2) O diagnóstico termoeconômico será utilizado para quantificar os efeitos das degradações no consumo de energia do sistema de refrigeração.

1.4. Organização

Além desse capítulo 1, onde foram apresentados os aspectos gerais desse trabalho, esta tese conta ainda com mais capítulos e apêndices.

Após esse breve capítulo inicial, será feita uma revisão bibliográfica sobre os temas pertinentes ao estudo em desenvolvimento. Esses temas serão: diagnóstico, degradações e modelagem ambos para sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor, diagnóstico termoeconômico e inteligência artificial. Essa revisão irá compor o capítulo 2 desta tese.

No capítulo 3 será modelado o sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor. O conteúdo desse capítulo apresentará uma especificação completa dos modelos utilizados e o equacionamento dos componentes do sistema de refrigeração. Assim como as descrições do método de simulação e dos recursos utilizados para simulação. Por fim, também serão apresentados os resultados para os componentes individuais e do sistema de refrigeração modelados.

O capítulo 4 irá contemplar a contribuição desta tese para o diagnóstico de sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor. Para isso, o sistema de refrigeração modelado no capítulo 3 será utilizado em um estudo de caso. Nesse estudo serão utilizadas técnicas de diagnóstico termoeconômico e de Redes Neurais Artificiais (inteligência artificial). No capítulo 4 os resultados do diagnóstico termoeconômico e da aplicação das Redes Neurais Artificiais serão analisados e interpretados.

As conclusões sobre a aplicação do diagnóstico termoeconômico e das Redes Neurais Artificiais serão apresentadas no capítulo 5 desta tese. Nesse capítulo também serão apresentadas sugestões para trabalhos futuros.

Nos apêndices serão apresentadas as complementações para os modelos, assim como, para os resultados do diagnóstico termoeconômico e para aplicação das Redes Neurais Artificiais.

CAPÍTULO II

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Diagnóstico em Sistemas de Refrigeração

Os termos FDD “*Fault Detection and Diagnosis*” e diagnóstico são indistintamente utilizados na literatura quando o assunto é falha. A detecção de falha é a determinação da presença da mesma em tempo real, ou seja, durante a operação (*on line*). Essa detecção pode ser conduzida através de sintomas observados em grandezas operacionais. Por sua vez, o diagnóstico é a interpretação da natureza da falha em tempo real ou não. O diagnóstico ainda pode se desdobrar na análise das implicações em que a falha gera no sistema, sendo esse denominado de prognóstico. Nesse desdobramento, por exemplo, pode-se obter as consequências da presença da falha no consumo de recursos do sistema em análise (Venkatasubramanian et al., 2003).

Em comum, o FDD e o diagnóstico são utilizados em sistemas térmicos para avaliar seu funcionamento operacional. Essas técnicas são introduzidas para apontar o comportamento operacional anormal do sistema, com o propósito de identificar as falhas de forma eficaz e oportuna. Entre outras consequências, contribuem na redução e otimização do consumo de energia dos sistemas em análise. O FDD e o diagnóstico correlacionam as grandezas operacionais obtidas, emitem tendências, prognósticos e recomendações (Isermann, 2005).

Uma falha pode ocorrer de modo abrupto ou se desenvolver de forma gradual. Em termos operacionais, como um todo, a detecção de ambas é importante. A detecção de falhas abruptas é também importante para a segurança dos operadores e mantenedores envolvidos. Por sua vez, a detecção de uma falha gradual também é importante devido as questões relacionadas à programação e realização da manutenção (Saththasivam, 2010).

A falha gradual é um pequeno desvio do funcionamento de um sistema ou de um

de seus componentes. Uma falha gradual pode levar a uma falha mais severa do sistema ou de seus componentes, ou seja, com maior efeito no funcionamento dos mesmos. A falha de modo abrupto, por sua vez, é um comprometimento de maior severidade do sistema ou em um ou mais componentes do mesmo. Ambas devem ser evitadas através da interpretação dos sintomas, observados em grandezas operacionais.

Durante a década de 90 uma série de metodologias de FDD para sistemas de refrigeração e ar condicionado foram desenvolvidos (Halm-Owoo e Suen, 2002). Nas publicações dessa década, embora ainda preliminares, geralmente os resultados eram benéficos, tais como: redução no tempo de inatividade, redução no consumo de energia e aumento de performance do sistema e seus componentes. A preocupação em monitorar esses equipamentos foi motivada principalmente em estudos para economia de energia. Ao monitorar instalações de ar condicionado e de refrigeração os benefícios esperados incluem reparações menos dispendiosas e paradas operacionais curtas para as atividades de manutenção (Ashrae, 1999).

Bailey (1998) desenvolveu um sistema de FDD baseado na identificação de padrões em grandezas operacionais com e sem falhas de um resfriador de água gelada (*Chiller*). As grandezas operacionais utilizadas pelo sistema de FDD são: temperatura de condensação e evaporação; superaquecimento e subresfriamento e temperatura da água gelada. Essas grandezas são obtidas através de termopares, para várias condições de temperatura externa e capacidade do *Chiller*. As falhas analisadas foram: sobrecarga e perda de fluido refrigerante, sobrecarga e perda de óleo de lubrificação, incrustações no condensador e a perda de performance em seus ventiladores. O autor considerou o impacto das falhas no consumo de energia e na temperatura da água gelada fornecida pelo *Chiller*.

No trabalho de Bailey (1998) a dificuldade seria na obtenção de uma quantidade significativa de dados operacionais para obtenção de melhores resultados do sistema de FDD. A representação de grande parte das possibilidades e intensidades de falhas através de grandezas operacionais seria inviável. A mesma dificuldade seria encontrada para uma geração representativa das condições sem falhas.

Breuker e Braun (1998) apresentam um sistema de FDD baseado em regras estatísticas para um ar condicionado tipo *Split*. Um modelo de estado estacionário foi

desenvolvido para a previsão do estado normal de operação. O tratamento estatístico é realizado com as diferenças obtidas entre as grandezas operacionais medidas e as fornecidas pelo modelo para condição operacional analisada.

As falhas analisadas por Breuker e Braun (1998) foram: vazamento de fluido refrigerante; incrustações no condensador e evaporador; restrições na linha de líquido e vazamentos nas válvulas do compressor. Essas falhas são identificadas com a leitura de apenas seis grandezas operacionais da unidade de ar condicionado. As grandezas operacionais utilizadas são: temperatura de condensação e evaporação; superaquecimento; subresfriamento e temperatura na descarga e sucção do compressor. Segundo os autores as falhas são identificadas antes de variações significativas no coeficiente de performance da unidade de ar condicionado.

Em Breuker e Braun (1998) os autores relatam dificuldades para detecção de algumas falhas pelo sistema de FDD. A detecção do vazamento de fluido refrigerante, por exemplo, se mostrou difícil para temperaturas ambientes elevadas. Nessas condições segundo os autores, o subresfriamento se mostrou pouco sensível ao vazamento de fluido refrigerante. Para o vazamento nas válvulas do compressor as dificuldades relatadas foram na previsão do estado normal de operação pelo modelo desenvolvido.

Kim e Kim (2005) simularam falhas artificialmente em uma unidade experimental de refrigeração para detecção e diagnóstico de falhas. Essa unidade experimental era composta por um compressor alternativo do tipo aberto com velocidade variável, condensador e evaporador a ar e dispositivo de expansão eletrônico. As falhas analisadas e o procedimento em que as mesmas foram simuladas são apresentados na Tabela 2.1.

Tabela 2.1: Falhas analisadas e procedimento de simulação. Adaptado de Kim e Kim (2005).

Falha Analisada	Procedimento de Simulação
Falha no compressor	<i>By-pass</i> na descarga e sucção do compressor
Falha no condensador	Redução da área
Falha no evaporador	Redução da área
Vazamento de fluido refrigerante	Descarga parcial de fluido refrigerante

Keir e Alleyne (2006) aplicaram FDD investigando resíduos obtidos de grandezas operacionais de um sistema de refrigeração. Esses resíduos eram obtidos da diferença entre dados de grandezas operacionais com e sem falhas. As grandezas operacionais sem falhas eram obtidas através de um modelo do sistema desenvolvido pelos autores. Por sua vez, as grandezas operacionais com falhas foram obtidas através de uma bancada experimental do sistema de refrigeração. As falhas analisadas foram redução do fluxo de ar no condensador e evaporador, ambas introduzidas artificialmente na bancada experimental. O objetivo era simular problemas nos ventiladores dos trocadores de calor.

Segundo Keir e Alleyne (2006) o objetivo do estudo foi apontar a sensibilidade de grandezas operacionais às falhas analisadas. As grandezas operacionais utilizadas foram: pressão de condensação e evaporação, temperatura do ar na saída do condensador e evaporador e temperatura do fluido refrigerante na saída do evaporador. Com isso, seria possível identificar potenciais sensores a serem utilizados em um sistema de refrigeração para fins de detecção das falhas em análise. Os autores afirmam que a sensibilidade detectável das grandezas operacionais analisadas foi a partir de uma intensidade de 10% para as falhas estudadas.

Saththasivam (2010) desenvolveu um sistema de FDD baseado no método estatístico “Gráfico de Controle das Somas Acumulativas” (CUSUM). Através desse método era verificado desajustes entre dados de grandezas operacionais de um sistema de refrigeração. As grandezas operacionais com falhas foram geradas artificialmente através de uma bancada experimental de um sistema de refrigeração. As falhas analisadas e o procedimento de simulação são apresentados na Tabela 2.2.

Tabela 2.2: Falhas analisadas e procedimento de simulação. Adaptado de Saththasivam (2010).

Falha Analisada	Procedimento de Simulação
Vazamento de fluido refrigerante	Remoção de fluido refrigerante
Sobrecarga de fluido refrigerante	Adição de fluido refrigerante
Incrustações no condensador	Bloqueio parcial de tubos no condensador

Para a previsão das grandezas operacionais sem falhas foram utilizados modelos

obtidos através de regressão linear desenvolvidos pelo autor. As falhas da Tabela 2.2, segundo o autor, se desenvolvem gradualmente ao longo do tempo, sendo as mesmas de difícil detecção. Devido a dificuldade em sua detecção, essas falhas possuem um efeito considerável, ao longo do tempo, na performance do sistema de refrigeração. As grandezas operacionais utilizadas no sistema de FDD foram: coeficiente global de transferência de calor do condensador, temperatura do *approach* no condensador, geração de entropia no condensador, superaquecimento e subresfriamento. Segundo Saththasivam (2010), embora sejam utilizadas 5 grandezas, foi verificado que o subresfriamento e o *approach* são suficientes para detectar as três falhas analisadas (Tabela 2.2).

Tran et al. (2015) desenvolveram um sistema de FDD baseado em uma análise residual envolvendo grandezas operacionais de um sistema de refrigeração. Na Tabela 2.3 são apresentadas as grandezas operacionais analisadas pelos autores. As falhas detectadas em tempo real por Tran et al. (2015) são apresentadas na Tabela 2.4. O sistema de FDD foi validado através de dados experimentais de um sistema de refrigeração. A porcentagem de falsas detecções para incrustações no condensador foi de 4,4 %, onde foram analisados quatro níveis de intensidade.

Tabela 2.3: Grandezas operacionais analisadas. Adaptado de Tran et al. (2015).

Grandeza Operacional
Variação na temperatura da água no condensador e evaporador
Diferença de temperatura média logarítmica no condensador
Efetividade da região de subresfriamento do condensador
Temperatura do óleo lubrificante do compressor

Tabela 2.4: Falhas analisadas. Adaptado de Tran et al. (2015).

Falha Analisada
Redução na vazão de água no condensador e evaporador
Incrustações no condensador
Fluido refrigerante (gás) não condensado no condensador
Sobrecarga e vazamento de fluido refrigerante
Excesso de óleo lubrificante no compressor

Beghi et al. (2016) estabeleceram um sistema de diagnóstico e detecção de falhas baseado em uma Análise de Componentes Principais (ACP) para *Chillers* de água gelada. A detecção de falhas foi abordada por meio de uma tabela de decisão associada as grandezas operacionais influenciadas pelas falhas. As falhas analisadas em Beghi et al. (2016) são apresentadas na Tabela 2.5. Segundo Beghi et al. (2016) as grandezas operacionais mais sensíveis às falhas analisadas da Tabela 2.5 são apresentadas na Tabela 2.6. A tabela de decisão foi composta por essas grandezas operacionais, sendo quantificadas a variação das mesmas devido a presença das falhas analisadas nesse estudo.

Tabela 2.5: Falhas analisadas. Adaptado de Beghi et al. (2016).

Falha Analisada
Redução na vazão de água no evaporador
Vazamento de fluido refrigerante
Redução na vazão de ar no condensador
Redução na eficiência do compressor

Tabela 2.6: Grandezas operacionais sensíveis as falhas. Adaptado de Beghi et al. (2016).

Grandeza Operacional
Pressão de condensação
Pressão de evaporação
Superaquecimento
Subresfriamento
Vazão mássica de fluido refrigerante
Temperatura na superfície do compressor

2.2 Falhas/Degradações nos Componentes do Sistema de Refrigeração

Nos trabalhos explorados no item anterior foram discutidas várias falhas/degradações, entretanto, sem caracterizar o tipo de componentes em que as mesmas ocorrem. Na Tabela 2.7 são apresentados exemplos de degradações comuns aos principais componentes do sistema de refrigeração segundo Lankley (2003). No caso específico dessa tabela são explorados os seguintes componentes:

- Compressor (Cmp) alternativo a pistão do tipo aberto;
- Condensador (Cnd) casco e tubo resfriado a água;
- Válvula de expansão termostática (Vlv) de equalização externa como dispositivo de expansão;
- Evaporador (Evp) a ar de tubo aletado de correntes cruzadas com os fluidos não misturados.

Tabela 2.7: Exemplos de degradações em determinados componentes de um sistema de refrigeração. Adaptado de Lankley (2003).

Componente	Falha ou Degradação
Compressor (Cmp)	Compressor com falta ou vazamento de óleo lubrificante
Condensador (Cnd)	Condensador com sujeira ou incrustações no interior dos tubos
Válvula de Expansão Termostática (Vlv)	Vazão de fluido refrigerante insuficiente ou não passa fluido refrigerante necessário através da válvula
Evaporador (Evp)	Capacidade de remoção de calor do sistema reduzida ou temperatura do ar muito alta

Na Tabela 2.8 são apresentados os principais sintomas observados no sistemas de refrigeração devido as degradações nos componentes mencionadas na Tabela 2.7. Por sua vez, na Tabela 2.9 são apresentadas as principais causas das degradações mencionadas na Tabela 2.7.

Tabela 2.8: Principais sintomas para as degradações. Adaptado de Lankley (2003).

Componente	Sintomas
Cmp	Temperatura de descarga muito alta, nível de óleo baixo e estabilizado, óleo junto ao compressor
Cnd	Pressão de descarga muito alta, temperatura da água na saída do condensador muito alta, compressor desligando (pressostato de alta)
Vlv	Pressão de sucção muito baixa, compressor desligando (pressostato de baixa)
Evp	Pressão de sucção muito alta, volume de ar reduzido, temperatura do ambiente climatizado muito alta

Tabela 2.9: Principais causas para as degradações. Adaptado de Lankley (2003).

Componente	Causas
Cmp	Compressor com carga insuficiente de óleo, vazamento de óleo no compressor
Cnd	Condensador sujo, pouca água entrando no condensador, água entrando muito quente no condensador
Vlv	Válvula obstruída ou estrangulada, bulbo da válvula perdeu o fluido refrigerante, bulbo mal posicionado
Evp	Evaporador com formação de neve, gelo ou sujo

2.3 Modelagem do Sistema de Refrigeração

Ainda com relação aos trabalhos explorados no item 2.1, observa-se que muito dos mesmos utilizavam uma modelagem do sistema de refrigeração analisado, que leva em consideração a interação entre os componentes desses sistemas. Os modelos dos componentes podem ser simplificados ou complexos. Nos modelos simplificados o componente possui poucas equações e a relação entre as mesmas é simples e direta. Em alguns casos, o modelo simplificado é representado por uma única equação e variável. Por sua vez, os modelos complexos são equacionados através de um sistema de equações. Essas equações possuem uma complexa relação entre si e um número elevado de variáveis. Em geral, as equações são geradas através de: conservação de massa e energia, transferência de calor, quantidade de movimento, etc. Além de curvas de eficiência obtidas através de um processo de regressão linear utilizando dados de funcionamento dos componentes (Qiao et al., 2010).

Os modelos mais detalhados, ou seja, com um determinado nível de complexidade irão atender melhor os propósitos desta tese. Esses modelos permitirão uma melhor modelagem do funcionamento do sistema de refrigeração e simulação das falhas/degradações em seus componentes.

Os compressores podem ser modelados através do equacionamento dos mecanismos de transferência de calor entre o fluido refrigerante e a sua estrutura externa. Em alguns casos também é levado em conta a interação entre o óleo lubrificante e o fluido refrigerante. O tipo de modelagem descrito anteriormente pode ser observado nos trabalhos de Yang et al. (2009), Yao et al. (2013) e Howard e Wang (2018). Uma outra forma de modelagem de compressores é através do deslocamento volumétrico e das curvas de rendimento isoentrópico e volumétrico. Esse tipo de modelagem foi utilizada em Venturini et al. (1999), Duprez et al. (2007), Negrão et al. (2011), Li (2013), Mukherjee et al. (2014), Ren et al. (2015) e Jankovi et al. (2016). Uma análise dinâmica da abertura e fechamento das válvulas ou janelas de sucção e descarga do compressor também podem ser exploradas. Assim como as perdas mecânicas em seu mecanismos alternativo, de acionamento e em mancais. Esses tipos de modelagem foi utilizada em Molinaroli et al. (2017) e Howard e Wang (2018).

Os modelos de trocadores de calor, utilizadas neste trabalho, consideram o

escoamento dos fluidos envolvidos como sendo unidimensional. Essa consideração simplifica a modelagem, principalmente quando ocorre a mudança de fase ou escoamento bifásico (Qiao et al., 2010). Os coeficientes de convecção, em geral, podem ser obtidos através de correlações empíricas como as apresentadas em Blanco et al. (2012). Em algumas modelagens também podem ser utilizados os métodos da efetividade (ϵ -*Nut*) ou da diferença média logarítmica (*DTML*), com foi o caso de Yao et al. (2013).

A discretização dos trocadores de calor também é utilizada na modelagem desses componentes. Nesse tipo de modelagem o trocador de calor é dividido em vários volumes de controle. Assim, as equações de conservação de massa e energia são aplicadas em cada um desses volumes. Com isso, as propriedades dos fluido são obtidas localmente, e o mecanismo de transferência de calor é melhor caracterizado (Ding, 2007). Além dessa discretização em volumes de controle, os trocadores de calor também são divididos em regiões. As regiões correspondem as diferentes fases: líquido, mistura (líquido e vapor) e vapor. Esse tipo de abordagem recebe o nome de modelo de fronteira móvel segundo Qiao et al. (2010). Nos trabalhos de Mukherjee et al. (2014), Bonilla et al. (2015), Ren et al. (2015) e Yao et al. (2015) são utilizados modelos de fronteira móvel.

A modelagem de torres de resfriamento é bastante semelhante a utilizada em trocadores de calor (Qiao et al., 2010). Esse fato é devido a esses componentes possuírem em comum o processo de transferência de calor. No caso particular da torre de resfriamento também ocorre a transferência de massa (Kloppers e Kroger, 2005). As torres de resfriamento também são divididas em volumes de controle. Em cada um desses volumes é estabelecida uma determinada variação de temperatura. Essa variação de temperatura é função do número de volumes que o componente foi dividido. Com isso, os coeficientes médios de transferência de calor e massa podem ser obtidos, o que caracteriza melhor esses fenômenos. Esse tipo de modelagem foi utilizado em Venturini et al. (1999), Heidarinejad et al. (2009), Oliveira (2012) e Dehaghani e Ahmadikia (2017).

Os dispositivos de expansão utilizados em sistemas de refrigeração podem ser: tubos capilares, válvulas eletrônicas e válvulas de expansão termostáticas. As válvulas de expansão termostáticas podem ser modeladas através de uma curva de funcionamento. Essa curva, em geral, é obtida através de um processo de regressão linear utilizando dados de funcionamento desse componente. Em Venturini et al. (1999), Li e Braun (2008), Eames et al, (2014) e Joshi et al. (2016) foi utilizado a modelagem descrita anteriormente.

2.4 Diagnóstico Termoeconômico

A termoeconomia combina as análises econômica e termodinâmica, onde nessa última pode ser utilizado o conceito de exergia (Torres et al., 2002). A exergia, ou seja, segunda lei da termodinâmica leva em conta a quantidade e qualidade de um determinado fluxo de energia. A distribuição e avaliação da exergia em sistemas pode ser utilizada para fins de diagnóstico, sendo esse denominado de diagnóstico termoeconômico. O diagnóstico termoeconômico indica apenas os componentes degradados e não a causa dessas degradações (Verda, 2004). Essa técnica é classificada como diagnóstico preliminar, segundo Torres et al. (2002). O principal objetivo do diagnóstico termoeconômico é encontrar as causas das irreversibilidades no sistema e avaliar seu impacto no consumo de energia (Valero et al., 2004). O diagnóstico termoeconômico baseia-se na comparação entre uma condição de *teste* (real) de um sistema e uma condição de referência, segundo Verda (2004). Essa última condição é geralmente baseada em modelos do sistema que consideram as funções termodinâmicas de seus componentes.

Um das primeiras aplicações de diagnóstico termoeconômico em um sistema de refrigeração foi desenvolvida por D'Accadia e Rossi (1998). Os autores utilizaram o conceito termoeconômico de “impacto de combustível” para avaliar a presença de falhas no sistema de refrigeração analisado. Nesse trabalho os autores não apresentaram detalhes sobre como as falhas foram inseridas, muito menos em quais componentes do sistema as mesmas se encontram. Portanto, em relação aos resultados apresentados nesse trabalho não se pode concluir sobre a contribuição de cada componente no consumo de energia do sistema de refrigeração.

Liao e Chuah (2016) aplicaram uma análise termoeconômica em um sistema de ar condicionado de uma estação de trem subterrânea. As condições operacionais de *teste* foram comparadas a três condições de referência diferentes. O objetivo foi estabelecer as condições de operação onde o custo operacional era o menor possível. Esse objetivo foi atingido através de um processo de otimização envolvendo conceitos econômicos e termoeconômicos. Nesse trabalho não foi discutido o impacto no consumo de energia do sistema com relação ao desempenho individual de seus componentes. Em outras palavras, não foi avaliado os efeitos de degradações nos componentes do sistema analisado.

Em Ommen et al. (2017) foram utilizadas duas técnicas de diagnóstico termoeconômico para identificar degradações em um sistema de refrigeração. Essas técnicas utilizavam indicadores fundamentados através da exergia física dos fluxos desse sistema. Os autores verificaram a capacidade dessas duas técnicas em apontar degradações nos componentes. Para isso, os dados operacionais do sistema foram utilizados com e sem incertezas em sua medição. Nos resultados desse estudo, as técnicas de diagnóstico termoeconômico utilizadas apresentaram dificuldades em identificar as degradações ao utilizarem dados com incertezas. Segundo os autores, essa dificuldade cresceu com o aumento das incertezas de medição nos dados operacionais. Os autores não mencionaram detalhes sobre o que originou as anomalias, nem como as mesmas foram representadas ou simuladas.

No trabalho de Piacentino e Catrini (2017) o consumo de energia do sistema de refrigeração devido a degradação no evaporador foi analisado. O diagnóstico termoeconômico foi utilizado para avaliar esse consumo através da distribuição de recursos (exergia) ao sistema estudado. Com essa distribuição foi avaliada a contribuição da degradação analisada no consumo de energia do compressor. Para algumas intensidades da degradação analisada os resultados para o consumo adicional de energia foi superestimado. Nesse trabalho também foram relatadas algumas condições onde as identificações da degradação foram falsas. Os autores afirmam que ajustes aos modelos termoeconômicos utilizados, ou seja, na distribuição dos fluxos de exergia melhorariam os resultados obtidos.

Em termoeconomia os fluxos de exergia podem ser classificados como: insumos, produtos, perdas e irreversibilidades. Os insumos (F) se referem aos recursos utilizados por um componente para obter os seus produtos (P). As perdas (L) são fluxos de exergia que deixam esse componente sem serem utilizadas pelo mesmo. Por sua vez, as irreversibilidades (I) correspondem as irreversibilidades internas do componente (Rúa, 2017). Com isso, esses fluxos se relacionam conforme a Equação (2.1) (Pacheco-Ibarra, 2011). Onde E_e e E_s são a exergia que entra e sai, respectivamente.

$$E_e = E_s + I \quad F = P + L + I \quad (2.1)$$

A quantidade de recursos utilizada para produzir uma unidade de produto quantifica o desempenho do componente (Valero e Torres, 2006). Esse desempenho é obtido através do consumo exergético unitário (k), calculado pela Equação (2.2). Em outras palavras, o consumo exergético unitário de um componente é o inverso de sua eficiência exergética.

$$k = \frac{F}{P} \quad (2.2)$$

Nos componentes de um sistema, os fluxos de exergia são nomeados utilizando a notação “ij”. Essa notação significa que o fluxo de exergia é originado do componente “i” com destino ao componente “j” (Rúa, 2017). Os componentes de um sistema são numerados a partir do número “1”, e o ambiente corresponde ao número “0” (Usón e Valero, 2011).

O custo exergético unitário para o fluxo de exergia E_{ij} é obtido através da Equação (2.3). Onde E_{ij}^* e k_{ij}^* são o custo exergético e custo exergético unitário do fluxo E_{ij} , respectivamente.

$$k_{ij}^* = \frac{E_{ij}^*}{E_{ij}} \quad (2.3)$$

O produto de um componente pode ser o produto do sistema e/ou um insumo para outro componente. Além de seus produtos, o processo em um componente pode gerar subprodutos e resíduos. Os subprodutos são fluxos que possuem utilidade posterior, como por exemplo, calor dissipado em um condensador. Os resíduos são fluxos sem utilidade posterior, que necessitam de um consumo adicional de recursos para sua eliminação de forma adequada (Pacheco-Ibarra, 2011). Na Equação (2.4) é apresentado o produto do componente “i” em termos do consumo exergético unitário. Onde k_{ij} e θ_{ij} é o consumo exergético unitário dos insumos e resíduos, respectivamente (Rúa, 2017). O produto de cada componente também pode ser calculado através da Equação (2.5). Onde \mathbf{U}_D é a matriz diagonal unitária ($n \times n$) (Rúa et al., 2017).

$$P_i = P_{i0} + \sum_{j=1}^n (k_{ij} + \theta_{ij})P_j \quad (2.4)$$

$$\mathbf{P} = (\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{K}\mathbf{P} \rangle - \langle \mathbf{K}\mathbf{R} \rangle)^{-1} \mathbf{P}_S \quad (2.5)$$

Onde:

\mathbf{P} : Vetor “ $n \times 1$ ”, cujos elementos são os produtos dos componentes do sistema;

\mathbf{P}_S : Vetor “ $n \times 1$ ”, cujos elementos são as contribuições dos produtos dos componentes ao produto do sistema;

$\mathbf{K}\mathbf{P}$: Matriz “ $n \times n$ ”, cujos elementos são os consumos exergéticos unitários dos fluxos de insumos (k_{ij}) do sistema;

$\mathbf{K}\mathbf{R}$: Matriz “ $n \times n$ ”, cujos elementos são os consumos exergéticos unitários dos fluxos de resíduos (θ_{ij}) do sistema.

Os produtos de um mesmo componente possuem o mesmo processo de formação, portanto, possuem o mesmo custo exergético unitário (Torres et al., 2002). Com isso, obtém-se a Equação (2.6). O custo exergético unitário dos produtos pode ser obtido através da Equação (2.7) (Usón e Valero, 2010). Essa equação é obtida através do balanço de custos para todos os componentes do sistema. Onde $\mathbf{k}_{P,i}^*$ é um vetor “ $n \times 1$ ”, cujos elementos são os custos exergéticos unitários dos produtos do componente “ i ”. Por sua vez, \mathbf{k}_D é um vetor “ $1 \times n$ ”, cujos elementos são os consumos exergético unitário dos componentes do sistema.

$$\mathbf{k}_{ij}^* = \mathbf{k}_{P,i}^* \quad (2.6)$$

$$\mathbf{k}_p^* = {}^t[(\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{K}P \rangle - \langle \mathbf{K}R \rangle)^{-1}] \mathbf{k}_D \quad (2.7)$$

Na Equação (2.8) é apresentado em forma matricial o cálculo das irreversibilidades nos componentes do sistema (Rúa et al., 2017). Onde \mathbf{I} é um vetor “ $n \times 1$ ”, cujos elementos são as irreversibilidades dos componentes do sistema. Por sua vez, \mathbf{K}_D é uma matriz “ $n \times n$ ”, cuja diagonal principal são os elementos do vetor \mathbf{k}_D .

$$\mathbf{I} = (\mathbf{K}_D - \mathbf{U}_D)(\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{K}P \rangle - \langle \mathbf{K}R \rangle)^{-1} \mathbf{P}_S \quad (2.8)$$

O consumo exergético unitário de um componente aumenta devido ao mesmo se encontrar degradado. A degradação além de aumentar as perdas desse componente, também aumenta sua irreversibilidade em uma quantidade chamada de anomalia (Usón, 2008). Na Equação (2.9) é apresentado o cálculo da anomalia (MF_{ji}). Onde $P_i(x_0)$ é o produto do componente “ i ” na condição x_0 .

$$MF_{ji} = \sum_{j=0}^n (k_{ji} + \theta_{ji}) P_i(x_0) \quad (2.9)$$

O consumo exergético unitário de um componente também é alterado pela variação de seu produto. O efeito dessa alteração no consumo de insumo de um componente é chamado de disfunção (Usón, 2008). Na Equação (2.10) é apresentado o cálculo da disfunção do componente “ i ” (DF_i). Onde k_i é a soma de todos os consumos exergéticos unitários do componente “ i ”. Por sua vez, ΔP_i é a variação no produto do componente “ i ”.

$$DF_i = (k_i - 1) \Delta P_i + \sum_{j=0}^n (\theta_{ji}) P_j \quad (2.10)$$

Na Equação (2.11) é apresentado o cálculo da disfunção (**DF**) em forma matricial. Definindo os operadores: $|\mathbf{P}\rangle$, $|\mathbf{I}\rangle$ e $|\mathbf{R}\rangle$ nas Equações (2.12), (2.13) e (2.14), respectivamente, a Equação (2.11) pode ser reescrita através da Equação (2.15) (Rúa et al., 2017). **DF** e os operadores $|\mathbf{P}\rangle$, $|\mathbf{I}\rangle$ e $|\mathbf{R}\rangle$ são matrizes de dimensão “ $n \times n$ ”. $\Delta\mathbf{P}$ é a variação nos produtos dos componentes do sistema, vetor “ $n \times 1$ ”. Por sua vez, $\mathbf{P}(x_0)$ é os produtos dos componentes do sistema na condição x_0 , vetor “ $n \times 1$ ”.

$$\mathbf{DF} = (\mathbf{K}_D - \mathbf{U}_D - \langle\mathbf{KP}\rangle)\Delta\mathbf{P} \quad (2.11)$$

$$|\mathbf{P}\rangle = (\mathbf{U}_D - \langle\mathbf{KP}\rangle - \langle\mathbf{KR}\rangle)^{-1} \quad (2.12)$$

$$|\mathbf{I}\rangle = (\mathbf{K}_D - \mathbf{U}_D)|\mathbf{P}\rangle \quad (2.13)$$

$$|\mathbf{R}\rangle = \langle\mathbf{KR}\rangle|\mathbf{P}\rangle \quad (2.14)$$

$$\mathbf{DF} = (|\mathbf{I}\rangle + |\mathbf{R}\rangle)(\langle\mathbf{KP}\rangle + \langle\mathbf{KR}\rangle)\mathbf{P}(x_0) \quad (2.15)$$

Em forma matricial a disfunção também pode ser calculada através da Equação (2.16). Onde **MF** é a matriz “ $n \times n$ ”, cujos elementos são as anomalias dos componentes do sistema.

$$\mathbf{DF} = (|\mathbf{I}\rangle + |\mathbf{R}\rangle)\mathbf{MF} \quad (2.16)$$

Os custos exergéticos unitários dos produtos de cada componente do sistema podem ser obtidos através da Equação (2.17). Essa, por sua vez, é a Equação (2.6) escrita na forma escalar. Onde ϕ_{ih} e ψ_{ih} são coeficientes dos operadores $|\mathbf{I}\rangle$ e $|\mathbf{R}\rangle$, respectivamente.

Esses coeficientes se referem aos custos exergéticos unitários das irreversibilidades (ϕ_{ji}) e dos resíduos (ψ_{ji}) (Rúa, 2017).

$$k_{P,i}^* = 1 + \sum_{j=0}^n (\phi_{ji} + \psi_{ji}) \quad (2.17)$$

O efeito sobre o insumo do sistema devido as anomalias e disfunções em seus componentes é chamado de impacto no combustível (Torres et al., 2002, Valero et al., 2004 e Lazzaretto e Toffolo, 2006). Neste trabalho esse impacto no combustível será chamado de impacto no insumo do sistema. Na Equação (2.18) é apresentado o cálculo do impacto no insumo do sistema (ΔF_T).

$$\Delta F_T = \sum_{i=1}^n \left(MF_i + \sum_{j=1}^n DF_{ij} \right) \quad (2.18)$$

A Figura 2.1 apresenta um fluxograma para a aplicação do diagnóstico termoeconômico convencional baseada em Pacheco-Ibarra (2011) e Rúa et al. (2017). Uma vez estabelecidas duas condições de operação para o sistema, o diagnóstico termoeconômico pode ser realizado. Em outras palavras, o diagnóstico compara duas condições de operação do sistema: uma com e outra sem degradação. Neste trabalho a condição com degradação será nomeada de condição de *teste*. Por sua vez, a condição sem degradação será nomeada de condição de referência.

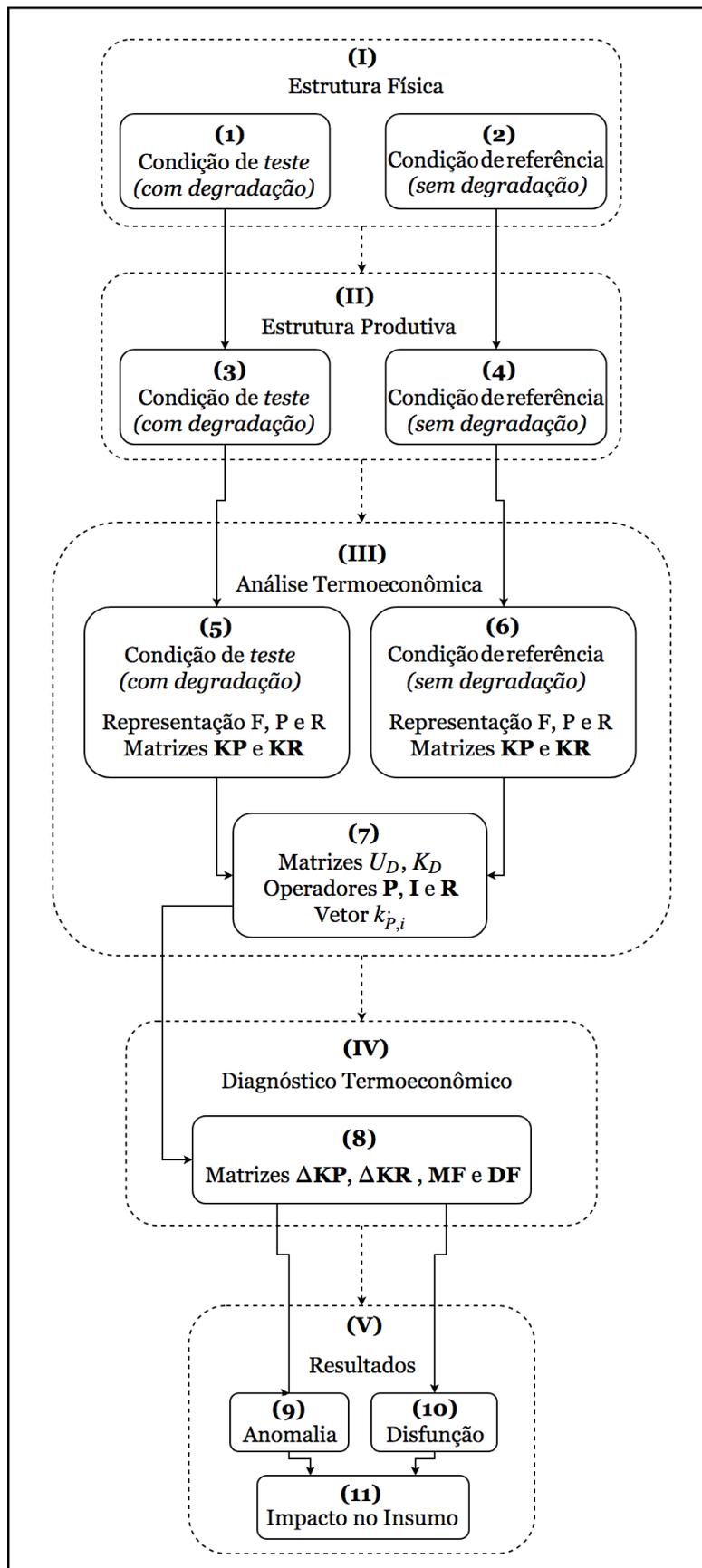


Figura 2.1: Diagnóstico termoeconômico convencional. Adaptado de Rúa et al. (2017).

Na Figura 2.1 são apresentadas as condições de *teste* e referência do sistema na etapa I. Essas condições são caracterizadas pelas grandezas operacionais de *teste* (bloco 1) e referência (bloco 2) obtidas na estrutura física do sistema. Na etapa II são obtidas as estruturas produtivas para a condição de *teste* (bloco 3) e referência (bloco 4). Essas estruturas produtivas são construídas com os valores de exergia obtidos através das grandezas operacionais de *teste* e referência da etapa I. A análise termoeconômica para a condição de *teste* (bloco 5) e referência (bloco 6) é realizada na etapa III. Essa análise consiste em obter a representação em forma matricial dos insumos, produtos e resíduos para as duas condições (*teste* e referência). Com essa representação pode-se calcular os consumos exergéticos unitários dos insumos e resíduos para construção das matrizes $\langle \mathbf{KP} \rangle$ e $\langle \mathbf{KR} \rangle$, respectivamente. Finalizando a análise termoeconômica no bloco 7 são obtidos:

- Matriz \mathbf{K}_D , cuja diagonal principal é formada pelos elementos do Vetor \mathbf{k}_D , cujos elementos são os consumos exergéticos unitários dos componentes do sistema;
- Matriz \mathbf{U}_D , matriz diagonal unitária;
- Operador $|\mathbf{P}|$;
- Operador $|\mathbf{I}|$;
- Operador $|\mathbf{R}|$;
- Vetor $\mathbf{k}_{P,i}^*$, obtido na Equação (2.6), vetor cujos elementos são os custos exergéticos unitários dos produtos dos componentes do sistema.

No etapa IV é realizado o diagnóstico termoeconômico onde são obtidas as matrizes $\Delta\langle \mathbf{KP} \rangle$ e $\Delta\langle \mathbf{KR} \rangle$ (bloco 8). Essas matrizes são obtidas através da diferença entre $\langle \mathbf{KP} \rangle$ e $\langle \mathbf{KR} \rangle$ para a condição de *teste* e as correspondentes para a condição de referência, respectivamente. Finalizando o diagnóstico termodinâmico (etapa IV) são obtidas as matrizes de anomalias (\mathbf{MF}) e disfunções (\mathbf{DF}), respectivamente. Com as matrizes \mathbf{MF} e \mathbf{DF} podem ser obtidos os resultados para as anomalias (bloco 9) e disfunções (bloco 10) no etapa V. Com esses valores pode-se obter o impacto no insumo no bloco 11.

A metodologia de diagnóstico apresentada na Figura 2.1 possui como limitação não possibilitar a separação das anomalias intrínsecas e induzidas. Uma forma de solucionar

essa limitação é a utilização da metodologia de diagnóstico termoeconômico com operador exergético proposta por Rúa et al. (2017). O operador exergético permite a identificação da parcela intrínseca da anomalia, com isso, identificando o(s) componente(s) degradado(s). A Figura 2.2 apresenta um fluxograma para o diagnóstico termoeconômico com operador exergético baseada em Rúa et al. (2017) e Rúa (2017).

No etapa 0 (Figura 2.2) está a modelagem dos componentes do sistema. Essa modelagem descreve o funcionamento individual dos componentes sem a presença de degradações nos mesmos. Essa descrição pode ser obtida através de curvas de desempenho, equações matemáticas dos componentes ou por simuladores comerciais (Rúa et al., 2017). As técnicas de inteligência artificial também podem ser utilizadas para prever o funcionamento dos componentes do sistema. Essas técnicas podem ser utilizadas através de algoritmos de aprendizagem utilizando dados de funcionamento dos componentes previamente conhecidos. Esses dados podem ser utilizados para o treinamento de um algoritmo que realizará a previsão do funcionamento desses componentes. Assim, outras condições de funcionamento podem ser obtidas através do poder de generalização de um algoritmo de inteligência artificial.

A etapa I e conseqüentemente os blocos 1 e 2 (Figura 2.2) são realizados de forma semelhante ao diagnóstico convencional. A partir das estruturas físicas da etapa I são criadas as estruturas físicas de transição na etapa Ib. Para isso, a cada fluxo de saída de um componente do sistema é adicionado um operador exergético. Assim, as estruturas de transição para as condições de *teste* (bloco 1b) e referência (bloco 2b) são obtidas. As condições de saída de cada componente na condição de *teste* (bloco 1b) para a estrutura de transição podem ser obtidas através da simulação na etapa Ia. Para isso, as entradas utilizadas nos componentes do sistema (bloco 1a) são as entradas da condição de *teste* do bloco 1. Uma vez que os componentes do sistema (bloco 1a) foram modelados conforme discutido previamente na etapa 0. Na etapa II são obtidas as estruturas de transição para as condições de *teste* e referência no bloco 3 e 4, respectivamente. Segundo Rúa (2017), as estruturas obtidas na etapa II não são efetivamente estruturas produtivas. Esse fato é devido as essas estruturas não utilizarem apenas fluxos produtivos. Em outras palavras, essas estruturas utilizam também os fluxos físicos que entram e saem dos operadores exergéticos. Nas etapas III e IV, e conseqüentemente nos blocos 5, 6, 7 e 8 (Figura 2.2) são realizados conforme apresentado no diagnóstico convencional.

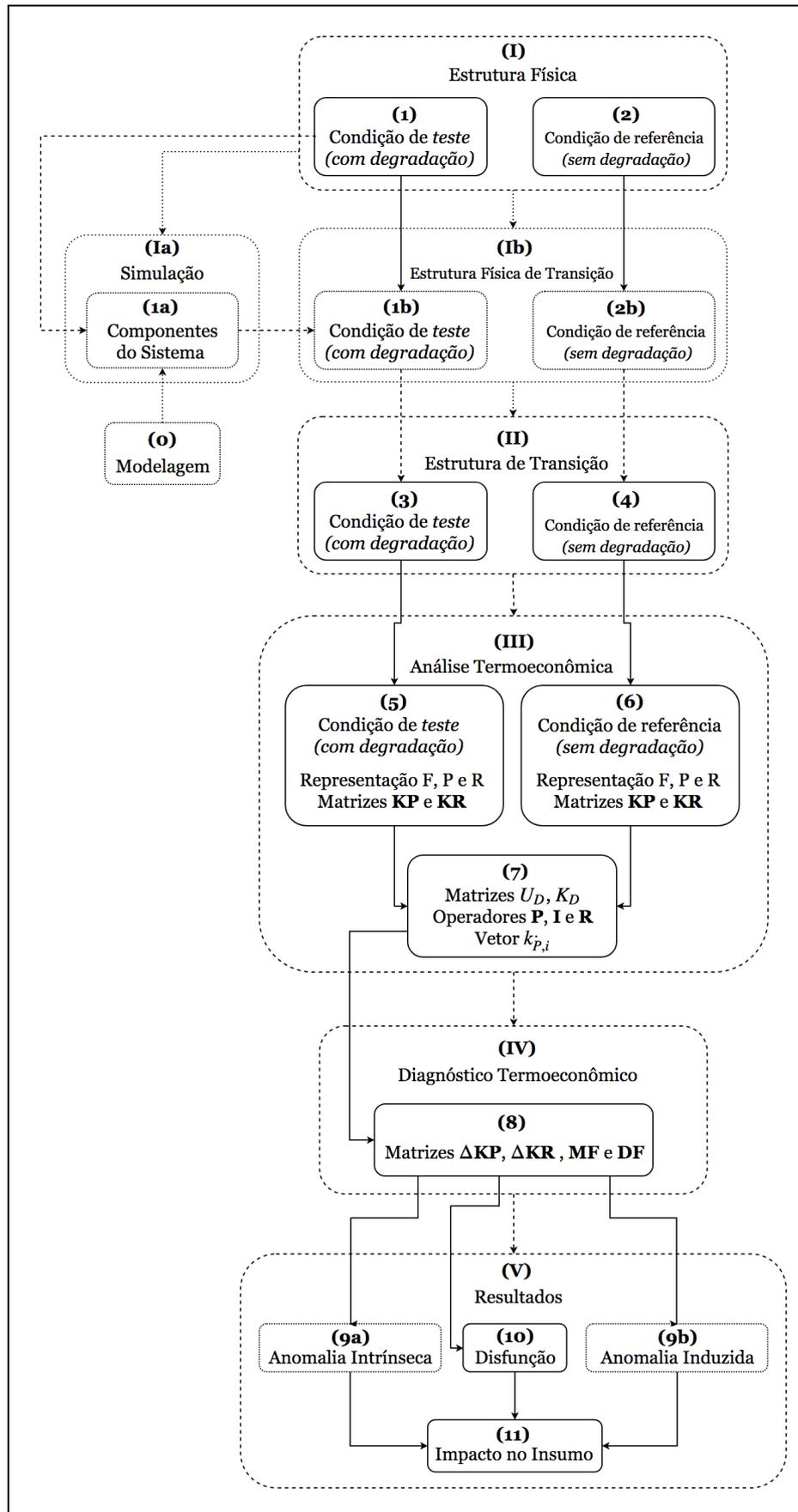


Figura 2.2: Diagnóstico termoeconômico com operador exerético. Adaptado de Rúa et al. (2017).

Assim como para na metodologia descrita na Figura 2.1, as anomalias (blocos 9a e 9b) e as disfunções (bloco 10) são obtidas na etapa V (Figura 2.2). Com esses valores o impacto no insumo pode ser obtido no bloco 11. A metodologia do diagnóstico termoeconômico com operador exergético separa as anomalias intrínsecas (bloco 9a) das induzidas (bloco 9b) na etapa V. As anomalias aparecem nos componentes do sistema e nos operadores exergéticos. Por definição, os componentes de uma estrutura de transição não possuem degradações. Com isso, as anomalias que aparecem nesses componentes são do tipo induzida. Por sua vez, as anomalias que aparecem nos operadores exergéticos são do tipo intrínseca. Portanto, os componentes com degradação interna serão identificados pela presença de anomalia intrínseca.

Nas metodologias de diagnóstico termoeconômico descritas na Figura 2.1 e Figura 2.2 é mencionada a estrutura produtiva e de transição, respectivamente. Em termos construtivos e para fins de análise termoeconômica, as estruturas obtidas na etapa II da Figura 2.1 e Figura 2.2 são semelhantes. Os detalhes construtivos para as estruturas produtiva e de transição serão explorados mais adiante nesta tese.

O primeiro passo para análise termoeconômica é o desenvolvimento da estrutura produtiva ou de transição do sistema que está sendo avaliado. Essa estrutura é construída a partir da estrutura física do sistema. A estrutura produtiva ou de transição é composta por unidades produtivas e dissipativas que são os componentes do sistema, assim como, de unidades fictícias que são junções e bifurcações. Em outras palavras, os componentes fictícios não existem fisicamente no sistema. Os operadores exergéticos não são classificados em nenhuma dessas unidades apresentadas anteriormente. Os componentes produtivos ou dissipativos não necessariamente coincidem com os componentes físicos do sistema analisado (Arena e Borchiellini, 1999). O propósito produtivo dos componentes do sistema é estabelecido através da construção de uma estrutura produtiva ou de transição.

O desenvolvimento da estrutura produtiva ou de transição define melhor os insumos e produtos bem como a distribuição dos mesmos aos fluxos do sistema. Para um mesmo sistema, eventualmente diferentes estruturas produtivas ou de transição podem ser propostas. Esse fato depende da natureza dos fluxos utilizados e do objetivo da análise (Arena e Borchiellini, 1999). A natureza dos fluxos utilizados na estrutura produtiva ou de transição será explorada a seguir no item modelos termoeconômicos.

2.4.1 Modelos Termoeconômicos

Em análises termoeconômicas muitas das vezes é necessário considerar a desagregação da exergia física. Essa desagregação permite a definição dos produtos e insumos de determinados componentes do sistema analisado. Por exemplo: desagregação da exergia física nas partes térmica, mecânica e química, conforme proposto por Tsatsaronis (2007). Além da inclusão de um valor fictício denominado de negentropia, proposto por Frangopoulos (1987). A negentropia tem sido utilizada para definir o produto termodinâmico de componentes dissipativos. Esse valor de exergia existe somente na estrutura produtiva ou de transição, não existindo fisicamente na estrutura física do sistema. O Modelo *UFS*, proposto por Lourenço et al. (2015), desagrega a exergia física nos termos: energia interna, trabalho de fluxo e entrópico. Na sequência serão equacionadas as propostas de desagregação da exergia física de Tsatsaronis (2007) e Lourenço et al. (2015).

A exergia física de fluxo (E_F) pode ser calculada através da Equação (2.19), segundo Bejan (2006). Onde \dot{m}_f e T são a vazão mássica e temperatura do fluxo, respectivamente; h e s são entalpia e entropia específicas do fluxo, respectivamente. O subscrito “0” refere-se ao estado de referência adotado para o cálculo da exergia física. Nesse cálculo são consideradas as seguintes hipóteses: regime permanente e variação da energia cinética e potencial desprezíveis.

$$E_F = \dot{m}_f \cdot [(h - h_0) - T \cdot (s - s_0)] \quad (2.19)$$

A desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007) é dada pela Equação (2.20). O termo térmico (ET) da exergia física é calculado através da Equação (2.21). Esse termo é definido ao longo de uma linha isobárica do estado $[P, T]$ ao estado $[P, T_0]$. Por sua vez, o termo mecânico (EP) obtido na Equação (2.22) é definido ao longo de uma linha isotérmica do estado $[P, T_0]$ ao estado $[P_0, T_0]$, onde P e P_0 são a pressão do fluxo e do estado de referência “0”, respectivamente. As propriedades com subscrito “ m ” são obtidas a pressão do fluxo P e a temperatura no estado de referência T_0 .

$$E_F = ET + EP \quad (2.20)$$

$$ET = \dot{m}_f \cdot [(h - h_m) - T_0 \cdot (s - s_m)] \quad (2.21)$$

$$EP = \dot{m}_f \cdot [(h_m - h_0) - h_m \cdot (s_m - s_0)] \quad (2.22)$$

A desagregação da exergia física do Modelo *UFS* é dada conforme a Equação (2.23), segundo Lourenço et al. (2015). O termo da exergia física relacionado a energia interna (U) pode ser obtido através da Equação (2.24). Por sua vez, o termo relacionado ao trabalho de fluxo (F) é obtido pela Equação (2.25). Por último, na Equação (2.26) é obtido o termo entrópico (S) da exergia, segundo Santos et al. (2009). Esse termo entrópico é numericamente igual ao termo de negentropia proposto por Frangopoulos (1987). Onde u e v são energia interna e volume específicos do fluxo, respectivamente.

$$E_F = U + F + S \quad (2.23)$$

$$U = \dot{m}_f \cdot (u - u_0) \quad (2.24)$$

$$F = \dot{m}_f \cdot (P \cdot v - P_0 \cdot v_0) \quad (2.25)$$

$$S = \dot{m}_f \cdot T_0 \cdot (s - s_0) \quad (2.26)$$

A exergia (E) de fluxo de calor ($B_{|Q}$) é obtida através da Equação (2.27), segundo Bejan (2006). Onde \dot{Q} é o fluxo de calor e T_j é a temperatura na fronteira, ou seja, na superfície do componente onde ocorre a troca de calor.

$$E = B_{|Q} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot \dot{Q} \quad (2.27)$$

A exergia devido a potência elétrica (\dot{W}_{elet}) é obtida através da Equação (2.28). Por definição a exergia dessa potência é igual ao trabalho útil, segundo Bejan (2006).

$$E = \dot{W}_{elet} \quad (2.28)$$

O potencial de um fluxo físico é a quantidade de energia a ser extraída como trabalho útil. Um sistema que está em equilíbrio com o seu entorno tem exergia zero (Bejan, 2006). Essa condição de exergia zero é chamada, neste trabalho, de estado de referência “0”. A pressão e temperatura adotadas para o estado de referência são: $T_0 = 20$ °C e $P_0 = 100$ kPa, respectivamente.

O modelo de desagregação da exergia física proposto por Tsatsaronis (2007) apenas auxilia na obtenção do produto da válvula de expansão termostática (dispositivo de expansão) em um sistema de refrigeração. Para definição do produto do condensador é necessário a inclusão do fluxo fictício de negentropia, proposto por Frangopoulos (1987) e Santos et al. (2009). Por sua vez, a desagregação da exergia física do Modelo *UFS* auxilia na obtenção dos produtos da válvula de expansão termostática e condensador.

2.5 Inteligência Artificial

A inteligência artificial (IA) está associada ao pensamento humano, como por exemplo, tomadas de decisão, solução de problemas, execução de tarefas e aprendizado (Haugeland, 1985 *apud* Russel e Norving, 2013). O objetivo dessa área é a criação de máquinas que possam executar tarefas que exigem inteligência quando executadas pelos seres humanos (Kurzweil, 1990 *apud* Russel e Norving, 2013). O desenvolvimento em IA estabelece como os computadores podem realizar tarefas que atualmente são melhor desempenhadas por pessoas (Rich e Knight, 1991 *apud* Russel e Norving, 2013). Essas tarefas são simuladas através de modelos computacionais que tornam possível o exercício de perceber, raciocinar e agir (Charniak e McDermott, 1985; Winston, 1992 *apud* Russel e Norving, 2013). Portanto, a inteligência artificial consiste em modelar computacionalmente agentes inteligentes através da avaliação de seus desempenhos ao realizar alguma tarefa (Poole et al., 1998; Nilsson, 1988 *apud* Russel e Norving, 2013).

Em termos gerais, a IA simula o processo de pensamento e raciocínio típicos dos seres humanos. O desempenho de uma IA é determinado através de sua racionalidade em realizar uma tarefa. Essa racionalidade é a capacidade da IA em realizar essa tarefa de maneira correta, dado o seu conhecimento sobre a mesma (Russel e Norving, 2013). A Lógica *Fuzzy* (LF), Redes Neurais Artificiais (RNAs), Algoritmos Genéticos (AGs), Redes *Bayesianas* (RBs), *Support Vector Machine* (SVM) e *Extreme Learning Machine* (ELM) são exemplos de técnicas de inteligência artificial.

O desempenho de um sistema de refrigeração foi previsto através de uma aplicação de Redes Neurais Artificiais em Ertunc e Hosoz (2006). Os dados de treinamento das RNAs foram obtidos de um sistema de refrigeração com condensador evaporativo. Nesse sistema foram obtidos dados de estado estacionário variando suas condições operacionais. Com esses dados experimentais foi desenvolvido um modelo de RNA do sistema de refrigeração baseado no algoritmo padrão de *backpropagation*.

Yan et al. (2014) apresentaram uma comparação de desempenho entre duas metodologias utilizadas para o diagnóstico de falhas em um *Chiller*. A primeira metodologia utilizava uma análise estatística auto-regressiva (AR). Essa técnica consistia em realizar um tratamento estatístico com os dados de operação do *Chiller* analisado. Por sua vez, a segunda metodologia utilizava a análise descrita anteriormente

em conjunto com uma *Support Vector Machine*. A técnica de inteligência artificial SVM consistia em dividir os dados de operação do *Chiller* através de hiperplanos. O objetivo foi identificar falhas no *Chiller* através de seus dados de operação, utilizando AR e AR/SVM.

Uma aplicação de diagnóstico em um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor foi realizada por Kocyigit (2015). Para esse diagnóstico foram utilizadas as Redes Neurais Artificiais e a Lógica *Fuzzy*. A primeira técnica de IA foi utilizada para identificação de falhas nos componentes do sistema de refrigeração. Por sua vez, a segunda técnica de IA foi utilizada para identificação de erros nos sensores desse mesmo sistema.

Li et al. (2016) apresentam uma estratégia de identificação de padrões para a detecção de falhas em um sistema de ar condicionado. A identificação das falhas foi realizada por dois modelos: um analítico e outro baseado em inteligência artificial. O modelo analítico foi baseado no conhecimento de especialistas sobre as falhas. Esse modelo estruturou uma “árvore” de falhas identificando as mesmas através de classes distintas. As classes foram diferenciadas de acordo com os sintomas e níveis de intensidade das falhas. Por sua vez, o modelo baseado em inteligência artificial utilizou a *Support Vector Machine*. A SVM foi utilizada para a automatização da classificação dessas falhas.

As RNAs consistem em solucionar problemas complexos simulando o funcionamento do cérebro humano. Essa solução é obtida através da interconexão entre neurônios que operam através de camadas em paralelo, representando assim uma função matemática (Luger, 2004). O conjunto de camadas com neurônios é chamado de rede neural artificial segundo Haykin (1994). A conexão entre essas camadas de neurônios é denominada de topologia da rede (Rich et al., 1994). Por fim, uma rede neural também possui um algoritmo de aprendizagem, que é responsável por ajustar seus parâmetros obtendo a melhor solução para o problema analisado (Hagan et al., 2002).

A *Extreme Learning Machine* ou Máquina de Aprendizado Extremo (ELM) é uma técnica de treinamento *feedforward* utilizada para as RNAs. Uma RNA *feedforward* é formada por neurônios interligados que armazenam e tornam disponível para a utilização o “conhecimento” (Haykin, 1994). Os neurônios presentes nas camadas da rede são

unidades de processamento “inteligentes”. Essas camadas, por sua vez, são denominadas de camada de entrada, camada escondida ou oculta e camada de saída. A camada de entrada é onde os padrões, ou dados de entradas, são apresentados a rede. Na camada escondida é realizado parte do processamento, através de conexões ponderadas entre os neurônios. Em outras palavras, na camada escondida são extraídas as características dos padrões ou dos dados de entradas. Por sua vez, na camada de saída é onde se realiza o restante do processamento, através da conclusão e apresentação dos resultados. Em um problema de classificação, os padrões ou dados de entradas são portanto classificados na camada de saída da rede.

Na ELM a obtenção dos parâmetros da camada escondida e da camada de saída são realizados separadamente. A *Extreme Learning Machine* possui apenas uma única camada escondida, cujos parâmetros podem ser obtidos aleatoriamente. Assim, apenas os parâmetros da camada de saída precisam ser determinados durante a fase de treinamento da rede. Os parâmetros da camada de saída são obtidos através da solução de um sistema de equações lineares (Huang et al., 2006). O fato dos parâmetros da camada de saída serem obtidos através desse sistema de equações evita a necessidade de iterações para o ajuste dos mesmos. Em outros tipos de RNAs, que não a ELM, são necessárias essas iterações. A camada escondida de uma Máquina de Aprendizado Extremo possui um número elevado de neurônios. Essa é uma das condições para que seja eliminada a necessidade do ajuste fino do número de neurônios da camada escondida (Horta, 2015). Na Figura 2.3 é apresentada a topologia da *Extreme Learning Machine* (ELM). Nessa figura a ELM possui um padrão de entrada com dimensão (n) igual a 4 (quatro), ou seja, 4 (quatro) características. A camada escondida possui 3 (três) neurônios escondidos (p), e por sua vez, a camada de saída (T) possui 5 (cinco) neurônios (r). Esses neurônios na saída correspondem as cinco classes, ou seja, as cinco classificações possíveis para o padrão de entrada.

A matriz de entrada (X) para a ELM é representada pela Equação (2.29), sendo a mesma composta por N padrões (linhas) e n características (colunas) ou dimensão n .

$$X = \begin{bmatrix} X_1^T \\ \vdots \\ X_N^T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{11} & \cdots & x_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ x_{N1} & \cdots & x_{Nn} \end{bmatrix} \quad (2.29)$$

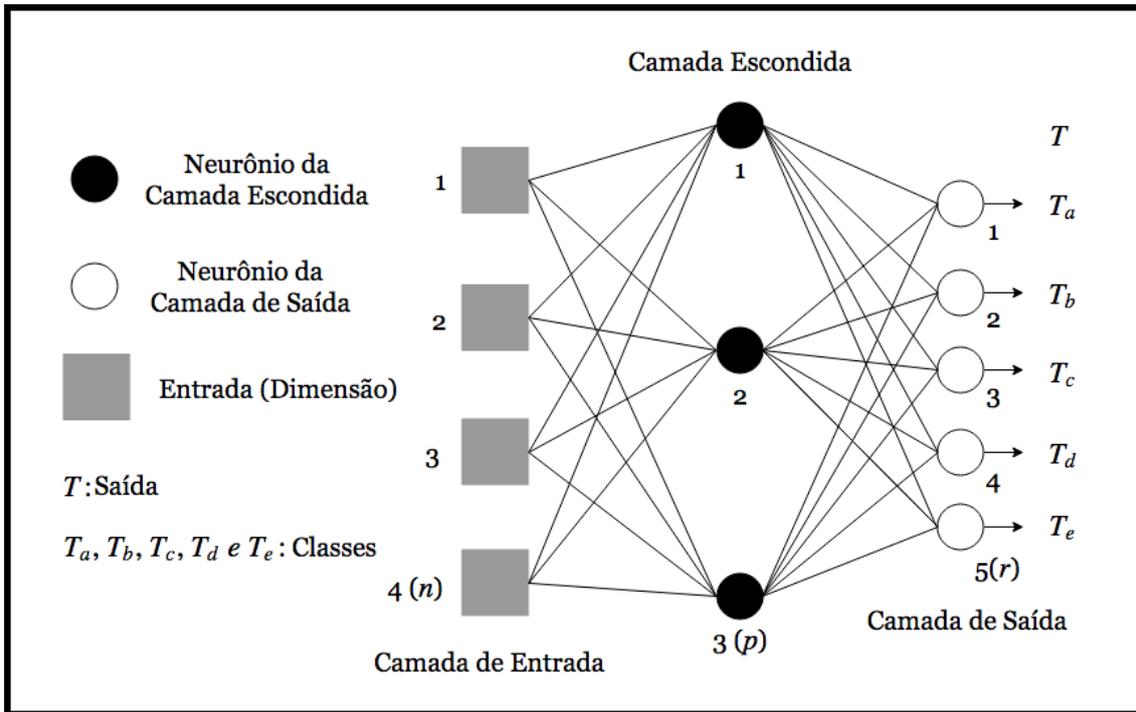


Figura 2.3: Topologia da *Extreme Learning Machine* (ELM).

A matriz H , representada pela Equação (2.30), propaga a matriz de entrada em um espaço maior que sua dimensão. A dimensão desse espaço de propagação é correspondente ao número de neurônios da camada escondida (p). A matriz H é formada pela função de ativação $g(x)$, onde seus pesos (w) e *bias* (b) da camada escondida são obtidos aleatoriamente. Os pesos e *bias* correspondem, respectivamente a inclinação e ao ponto de intersecção no eixo de cada plano da dimensão de propagação da matriz H .

$$H = \begin{bmatrix} g \cdot (w_1 X_1 - b_1) & \cdots & g \cdot (w_p X_1 - b_p) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ g \cdot (w_1 X_N - b_1) & \cdots & g \cdot (w_p X_N - b_p) \end{bmatrix} \quad (2.30)$$

Os padrões da matriz de entrada são propagados pela rede *feedforward* em um novo espaço de dimensão elevada definido na matriz H . Essa rede é formada pela função de ativação $g(x)$ e uma única camada escondida com p neurônios. Segundo Huang et al. (2006), para garantir um bom desempenho do classificador o número de neurônios da

camada escondida deve atender duas condições. As condições são: ser igual ou menor ao número de padrões da matriz de entrada e muito maior que as dimensões dessa mesma matriz. Se essas condições forem atendidas e o número de neurônios escondidos for suficientemente grande, não haverá a necessidade do ajuste fino do número de neurônios da camada escondida (Horta, 2015).

Na Equação (2.31) é apresentada, através de um sistema linear, a relação entre a saída ou camada de saída da rede (T) e a matriz H .

$$H\beta = T \quad (2.31)$$

Como pode ser observado na Equação (2.31), a saída da rede é associada a matriz H através da matriz β , apresentada na Equação (2.32). A matriz β possui o número de linhas igual ao número de neurônios da camada escondida e o número de colunas igual ao número de neurônios da camada de saída. Por sua vez, a matriz de saída da rede T é apresentada na Equação (2.33). A matriz de saída possui o número de linhas igual ao da matriz de entrada e o número de colunas correspondente ao da matriz β . Em outras palavras, o número de dimensões da saída corresponde ao número de neurônios da camada de saída. O número de neurônios da camada de saída (r) corresponde ao número de classes do problema. Essas classes correspondem as condições em que se deseja classificar os padrões de entrada.

$$\beta = \begin{bmatrix} \beta_{11} & \cdots & \beta_{1r} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \beta_{p1} & \cdots & \beta_{pr} \end{bmatrix} \quad (2.32)$$

$$T = \begin{bmatrix} t_1^T \\ \vdots \\ t_N^T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} t_{11} & \cdots & t_{1r} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ t_{N1} & \cdots & t_{Nr} \end{bmatrix} \quad (2.33)$$

O processo de treinamento consiste em propagar uma matriz de entrada de treinamento (X_{tr}) na camada escondida do classificador ELM. Com isso obtém-se a matriz H_{tr} de treinamento e a solução do sistema linear apresentado na Equação (2.34). A solução para o sistema linear é a matriz β que fornece o menor erro de treinamento (Huang et al., 2006). A matriz \hat{H}_{tr} corresponde a pseudoinversa da matriz H_{tr} . Para que \hat{H}_{tr} seja a pseudoinversa de H_{tr} , a mesma deve satisfazer as condições de Moore-Penrose apresentadas na Equação (2.35), segundo Quiroz (2014).

$$\beta = \hat{H}_{tr}T \quad (2.34)$$

$$\begin{aligned} H_{tr}\hat{H}_{tr}H_{tr} &= H_{tr} \\ \hat{H}_{tr}H_{tr}\hat{H}_{tr} &= \hat{H}_{tr} \\ (H_{tr}\hat{H}_{tr})^T &= H_{tr}\hat{H}_{tr} \\ (\hat{H}_{tr}H_{tr})^T &= (\hat{H}_{tr}H_{tr}) \end{aligned} \quad (2.35)$$

Após a fase de treinamento a classificação de uma nova matriz de entrada, agora de de simulação (X_s), pode ser realizada. Com os parâmetros da rede w , b e β conhecidos, as classes da matriz de entrada de simulação podem ser obtidas. Uma matriz H_s de simulação é obtida através da propagação da matriz de entrada de simulação pela camada escondida da rede. Realizando a multiplicação entre a matriz H_s e a matriz β é obtido um valor de resposta para cada neurônio da nova camada de saída. Segundo Huang et al. (2006) o neurônio que obtiver o maior valor, corresponderá a classe de classificação do padrão analisado.

A ELM será utilizada nesta tese para a detecção de degradações no sistema de refrigeração, conforme apresentado no fluxograma da Figura 2.4. Na fase I é realizado o treinamento do algoritmo de aprendizagem da ELM, que se encontra disponível em Huang (2018). No passo 1 dessa fase, a matriz de entrada é construída através de padrões operacionais com e sem degradações, sendo a mesma propagada no passo 2. Cada um desses padrões possuem como características as grandezas operacionais do sistema de refrigeração. Por sua vez, a quantidade de grandezas operacionais utilizadas para

caracterizar os padrões, corresponde a dimensão do problema de classificação. Após a propagação da matriz de entrada, os seus padrões são associados as suas classes através da matriz de saída (passo 3). Como se trata da fase de treinamento, as classes correspondentes aos padrões da matriz de entrada são previamente conhecidas. Essas classes contemplam as seguintes condições: ausência ou não de degradações e, no caso da ocorrência da degradação, o componente ou componentes degradados. Assim, os parâmetros da rede w , b e β , agora treinada, são obtidos no passo 4.

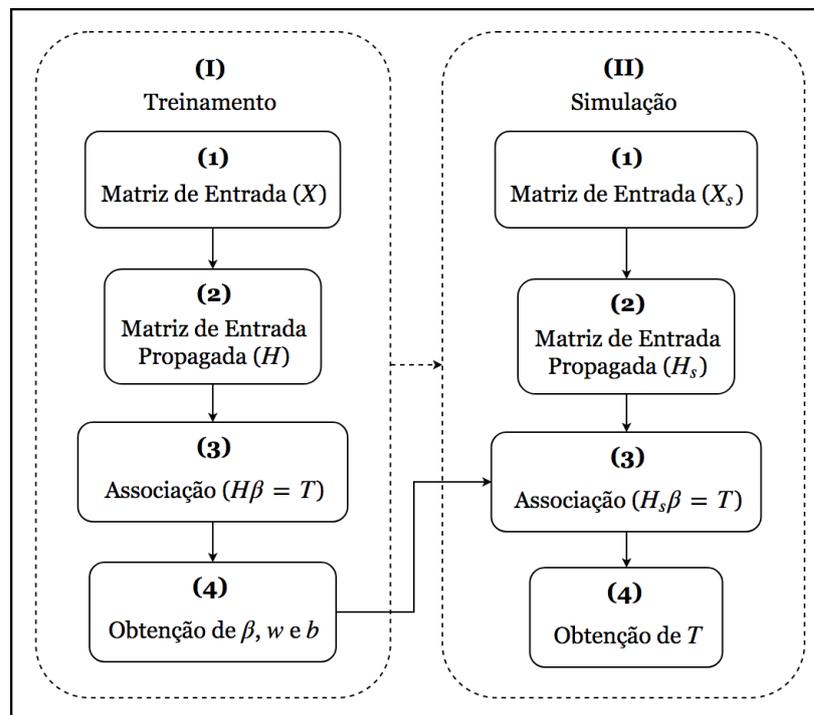


Figura 2.4: Detecção de degradações com a ELM.

Na fase II a detecção de degradações no sistema é realizada através da simulação do algoritmo de aprendizagem da ELM treinado. Uma nova matriz de entrada é construída e propagada nos passos 1 e 2 (fase II), respectivamente. Com isso, a ELM treinada realiza a associação dos novos padrões de entrada as classes conhecidas (passo 3). No passo 4 (fase II) a saída da rede é obtida, ou seja, a classificação das condições operacionais dos padrões de entrada é realizada. Em outras palavras, a detecção de ausência ou não de degradações e, no caso da ocorrência da degradação, o componente ou componentes degradados é portanto realizada.

CAPÍTULO III

3 MODELAGEM

3.1 Modelagem dos Componentes do Sistema de Refrigeração por Compressão Mecânica de Vapor

Nesse capítulo será realizada a modelagem dos componentes do sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor. O objetivo é elucidar o modelo proposto para o sistema de refrigeração utilizado no desenvolvimento desta tese. Na Figura 3.1 é ilustrado, de maneira esquemática, o sistema de refrigeração e a disposição dos componentes modelados no mesmo.

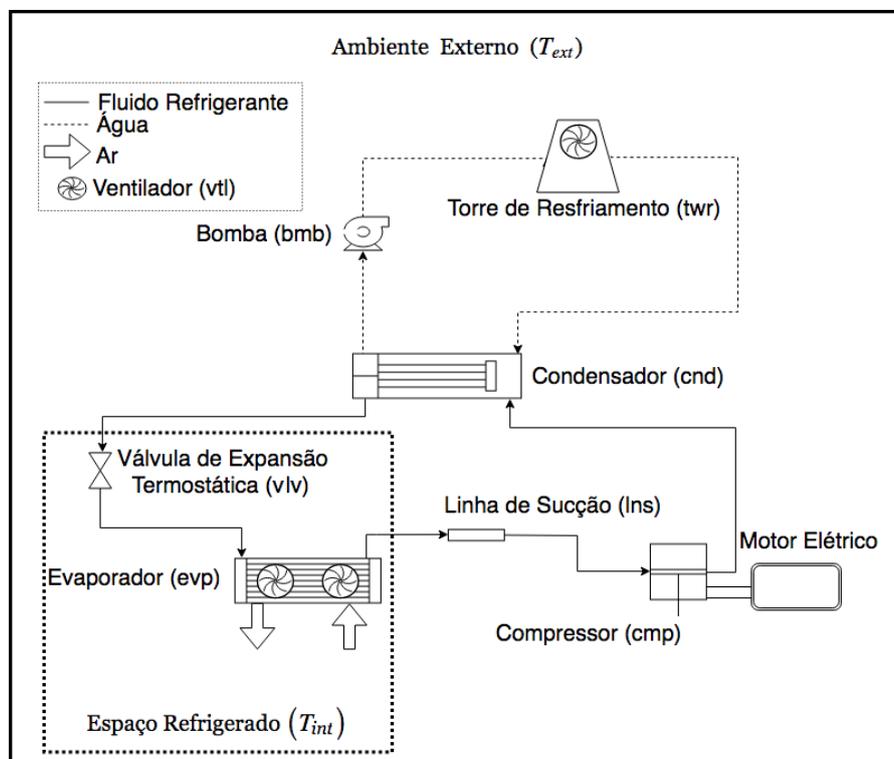


Figura 3.1: Sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor.

O sistema de refrigeração modelado é composto pelos seguintes componentes: linha de sucção (*lns*), compressor (*cmp*), condensador (*cnd*), válvula de expansão termostática (*vlv*), evaporador (*evp*), torre de resfriamento (*twr*), bomba (*bmb*) da água de condensação, ventiladores (*vtl*) do evaporador e torre de resfriamento e motores elétricos do compressor, bomba e ventiladores. Nos tópicos seguintes deste capítulo os equacionamentos dos componentes serão apresentados e suas considerações adotadas serão esclarecidas e justificadas. As propriedades do fluido refrigerante (HCFC-22), água e ar são obtidas pela biblioteca termodinâmica *CoolProp* (Bell et al., 2014). O sistema de equações resultante dos modelos dos componentes do sistema de refrigeração foi resolvido por meio de um *script* desenvolvido em *MatLab*® (Mathworks, 2013).

3.1.1 Modelagem da Linha de Sucção

O fluido refrigerante (HCFC-22) ao sair do evaporador é conduzido ao compressor através de um tubo revestido com isolante. Esse tubo é denominado linha de sucção, e o escoamento do fluido refrigerante no mesmo sofre alteração em sua pressão (ΔP_f) e temperatura (ΔT_f). A alteração na pressão é devido à perda de carga, por sua vez, a alteração de sua temperatura é devido ao ganho de calor do ar externo. Para o modelo da linha de sucção foi utilizado um tubo de cobre de 0,5 m, com diâmetro externo e interno de 0,040 e 0,036 m, respectivamente. O isolante utilizado foi o poliuretano com espessura de 0,005 m. Na Figura 3.2 mostra-se uma representação esquemática do tubo da linha de sucção.

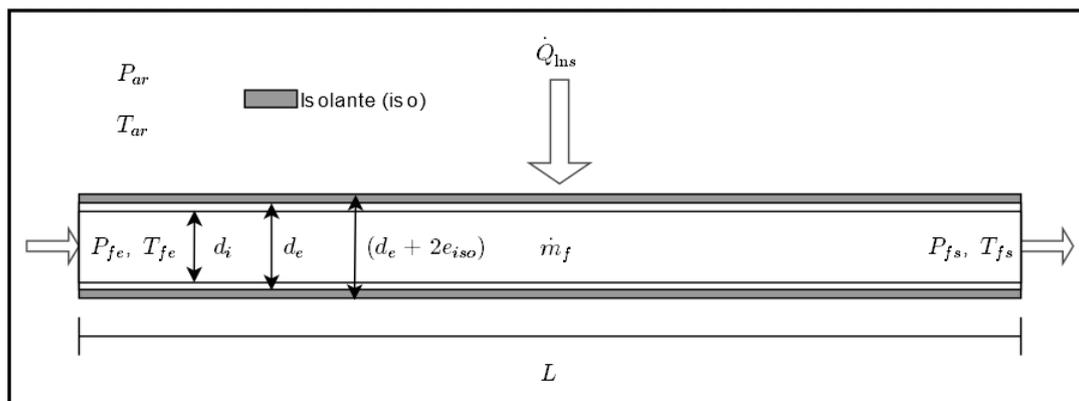


Figura 3.2: Tubo ou tubulação da linha de sucção.

Onde na Figura 3.2:

\dot{m}_f : Vazão mássica de fluido refrigerante;

P_{fe} , T_{fe} , P_{fs} e T_{fs} : Pressão e temperatura do fluido refrigerante na entrada e saída da linha de sucção, respectivamente;

d_e , d_i , L e e_{iso} : Diâmetro externo, interno, comprimento do tubo (linha de sucção) e espessura do isolante, respectivamente;

P_{ar} e T_{ar} : Pressão e temperatura do ar externo, respectivamente;

ΔP_f e ΔT_f : Perda de carga e variação de temperatura na linha de sucção, respectivamente.

No tubo da linha de sucção o fluido refrigerante recebe calor do meio externo, ou seja, do ar. Esse fluxo de calor (\dot{Q}_{lms}) pode ser calculado pelas Equações (3.1), (3.2) e (3.3). Onde T_{mse} e T_{mf} são as temperaturas médias da superfície externa e do fluido refrigerante, respectivamente; h_{fe} e h_{fs} são as entalpias específicas do fluido refrigerante na entrada e saída, respectivamente; R_{equiv} e a resistência térmica equivalente; α_{int} é o coeficiente de convecção interno (fluido refrigerante).

$$\dot{Q}_{lms} = \left(\frac{T_{ar} - T_{mse}}{R_{equiv}} \right) \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_{lms} = \dot{m}_f \cdot (h_{fs} - h_{fe}) \quad (3.2)$$

$$\dot{Q}_{lms} = \alpha_{int} \cdot \pi \cdot d_i \cdot L \cdot (T_{mse} - T_{mf}) \quad (3.3)$$

A temperatura média da superfície externa é calculada pela Equação (3.4) obtida através da igualdade entre as Equações (3.1) e (3.3). No cálculo dessa temperatura média é considerado desprezível a espessura do tubo, devido a mesma ser pequena e a

condutividade térmica do material tubo ser alta. Assim, ilustrado pela Figura 3.3 fica definida a temperatura média da superfície externa. Onde na Figura 3.3 T_{msi} e T_{ms} são as temperaturas médias da superfície interna e na superfície entre o tubo e o isolante, respectivamente.

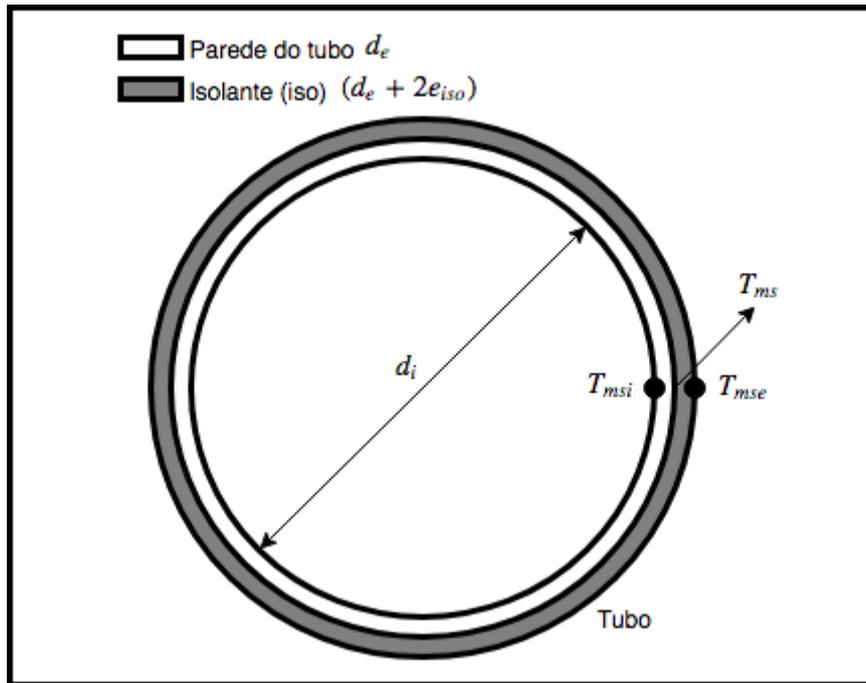


Figura 3.3: Detalhe do tubo da linha de sucção.

$$T_{mse} = \left[\frac{\left(\frac{T_{ar}}{R_{equiv}} \right) + \alpha_{int} \cdot \pi \cdot d_i \cdot L \cdot T_{mf}}{\left(\frac{1}{R_{equiv}} \right) + \alpha_{int} \cdot \pi \cdot d_i \cdot L} \right] \quad (3.4)$$

A entalpia do fluido refrigerante na saída é obtida pela Equação (3.5) através da igualdade entre as Equações (3.1) e (3.2). A perda de carga na linha de sucção é calculada pela Equação (3.6). Onde Fa é o coeficiente de atrito; ρ_f é a massa específica do fluido refrigerante.

$$h_{fs} = \left[\frac{(T_{ar} - T_{mse})}{R_{equiv} \cdot \dot{m}_f} \right] + h_{fe} \quad (3.5)$$

$$\Delta P_f = \left(\frac{8 \cdot \dot{m}_f^2 \cdot F a \cdot L}{\pi^2 \cdot \rho_f \cdot d_i^5} \right) \quad (3.6)$$

O procedimento de simulação utilizado para linha de sucção considerou a discretização do comprimento total do tubo em vários elementos. Para cada elemento são aplicadas as Equações (3.4), (3.5) e (3.6), sendo que a saída de cada elemento corresponde à entrada do elemento seguinte. Na Figura 3.4 é apresentado um fluxograma para a modelagem numérica desse elemento discreto.

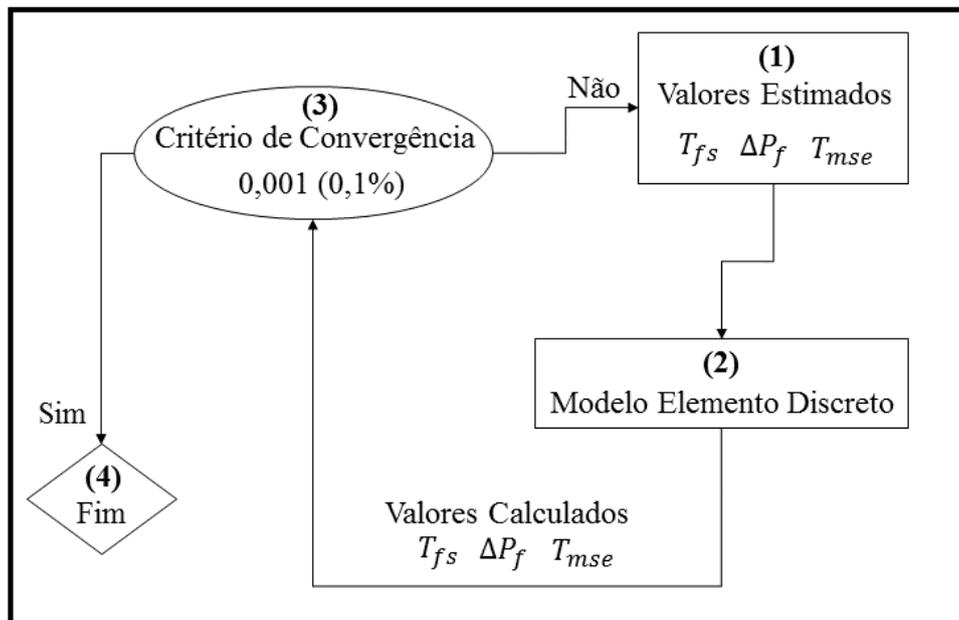


Figura 3.4: Fluxograma para a modelagem numérica do elemento discreto.

No passo 1 da Figura 3.4 encontram-se os valores inicialmente estimados: temperatura do fluido refrigerante na saída, perda de carga e temperatura média da superfície externa, ambos do elemento discreto. No modelo do elemento discreto no passo 2 são obtidas através de sua modelagem as mesmas grandezas citadas anteriormente, agora calculadas. Um critério de convergência é previamente estabelecido, assim o mesmo pode ser verificado no passo 3. No caso desse critério ser atendido o procedimento se encerra (passo 4) e do contrário novos valores estimados são estabelecidos (passo 1). O critério de convergência utilizado foi de 0,001 (0,1 %) para diferença entre as grandezas

estimadas e calculadas. O método de solução utilizado foi o da bisseção, através de um procedimento iterativo para encontrar os valores das grandezas calculadas.

Na Figura 3.5 é apresentado um fluxograma para a modelagem da linha de sucção. No passo 1 dessa figura encontram-se os valores de entrada para a linha de sucção: vazão mássica de fluido refrigerante; pressão e temperatura do fluido refrigerante na entrada; pressão e temperatura do ar externo.

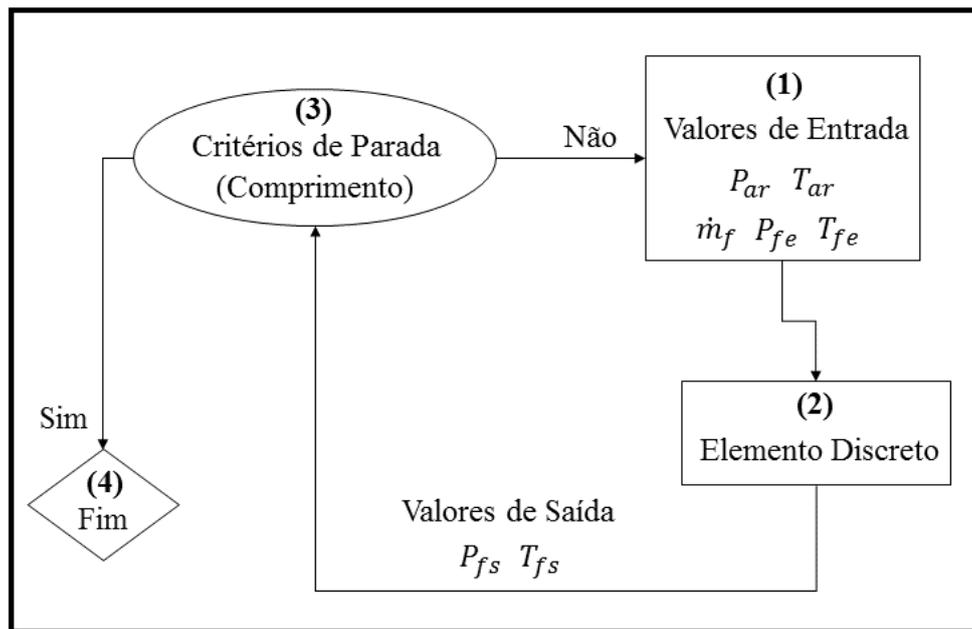


Figura 3.5: Fluxograma para a modelagem da linha de sucção.

No passo 2 é executada a modelagem do elemento discreto conforme ilustrado na Figura 3.4 e discutido anteriormente. Um critério de parada é previamente estabelecido, assim o mesmo pode ser verificado no passo 3. No atendimento desse critério o procedimento se encerra (passo 4) e do contrário um novo elemento discreto é simulado. O critério de parada é o comprimento total do tubo da linha de sucção. Assim, serão simulados um número de elementos discretos tal qual contemple a dimensão disponível da tubulação da linha de sucção. O número de elementos discretos utilizado foi estabelecido quando não foi observada diferença superior a 0,001 (0,1 %) nas grandezas de saída da linha de sucção. Essas grandezas foram: pressão e temperatura do fluido refrigerante.

Na Figura 3.6 é apresentado os resultados do modelo para a perda de carga na linha de sucção em função da temperatura de saturação e vazão mássica, ambos do fluido refrigerante em sua entrada. Em decorrência do aumento da temperatura de saturação do fluido ocorre o aumento de sua massa específica, e como consequência são obtidos os menores valores de perda de carga. Por sua vez, para maiores valores da vazão mássica de fluido refrigerante ocorre aumento da perda de carga. As curvas apresentadas na Figura 3.6 foram obtidas para 50 elementos discretos, ou seja, para um elemento discreto de tubo de 0,01 m.

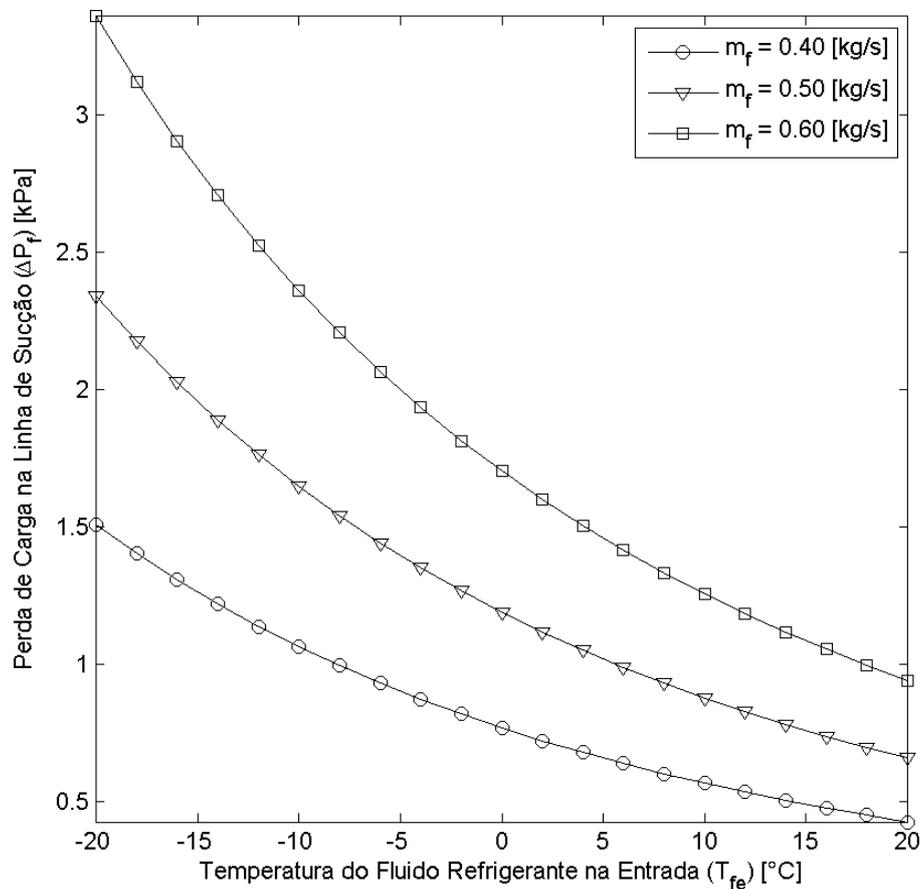


Figura 3.6: Perda de carga x temperatura do fluido refrigerante na entrada.

O modelo da linha de sucção foi resolvido por meio de um *script* desenvolvido em *MatLab*® (Mathworks, 2013). No Apêndice A desta tese são apresentados os cálculos para o fator de atrito, resistência térmica equivalente e seus desdobramentos.

3.1.2 Modelagem do Compressor

O compressor é um dos principais componentes de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor (Venturini e Pirani, 2005). Esse componente é responsável pela circulação do fluido refrigerante no sistema, e como complementação possui as funções de:

- Remover o vapor de fluido refrigerante do evaporador de maneira que a pressão e temperatura desejada seja mantida (Dinçer e Kanoğlu, 2010);
- Incrementar a pressão do fluido refrigerante. Devido a esse aumento de pressão o fluido refrigerante rejeita calor no condensador (Dinçer e Kanoğlu, 2010).

O compressor modelado será do tipo alternativo aberto modelo 6F.2-K da Bitzer operando com HCFC-22, cuja a modelagem será baseada em Jankovi et al. (2016). Esse modelo de compressor possui um volume deslocado (\dot{V}_{dest}) de $0,0508 \text{ m}^3/\text{s}$ a uma rotação (N) de 1750 RPM . Além de um rendimento mecânico (η_{mec}) de $0,81$ (Bitzer, 2018). Na Figura 3.7 mostra-se uma representação esquemática do compressor em conjunto com seu motor elétrico de acionamento.

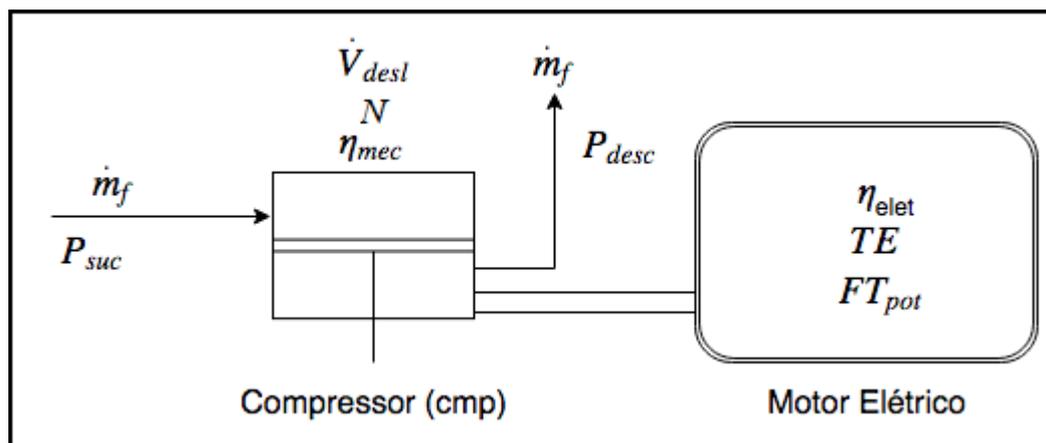


Figura 3.7: Compressor alternativo aberto e motor elétrico de acionamento.

Onde na Figura 3.7 P_{desc} e P_{suc} são as pressões de descarga e sucção do compressor, respectivamente. O motor elétrico possui uma tensão elétrica (TE) nominal

e fator de potência (FT_{pot}) de 380 *Volts* e 0,86, respectivamente. Além de um rendimento elétrico (η_{elet}) de 0,97.

A vazão mássica de fluido refrigerante pode ser calculada pela Equação (3.7), onde η_{vol} é o rendimento volumétrico e v_{fe} é o volume específico do fluido refrigerante na sucção do compressor. Esse rendimento é obtido em função da relação de pressão (Figura 3.8). A relação de pressão (RP) é a razão entre a pressão de descarga e sucção do compressor, respectivamente.

$$\dot{m}_f = \left(\frac{\eta_{vol} \cdot \dot{V}_{desl}}{v_{suc}} \right) \quad (3.7)$$

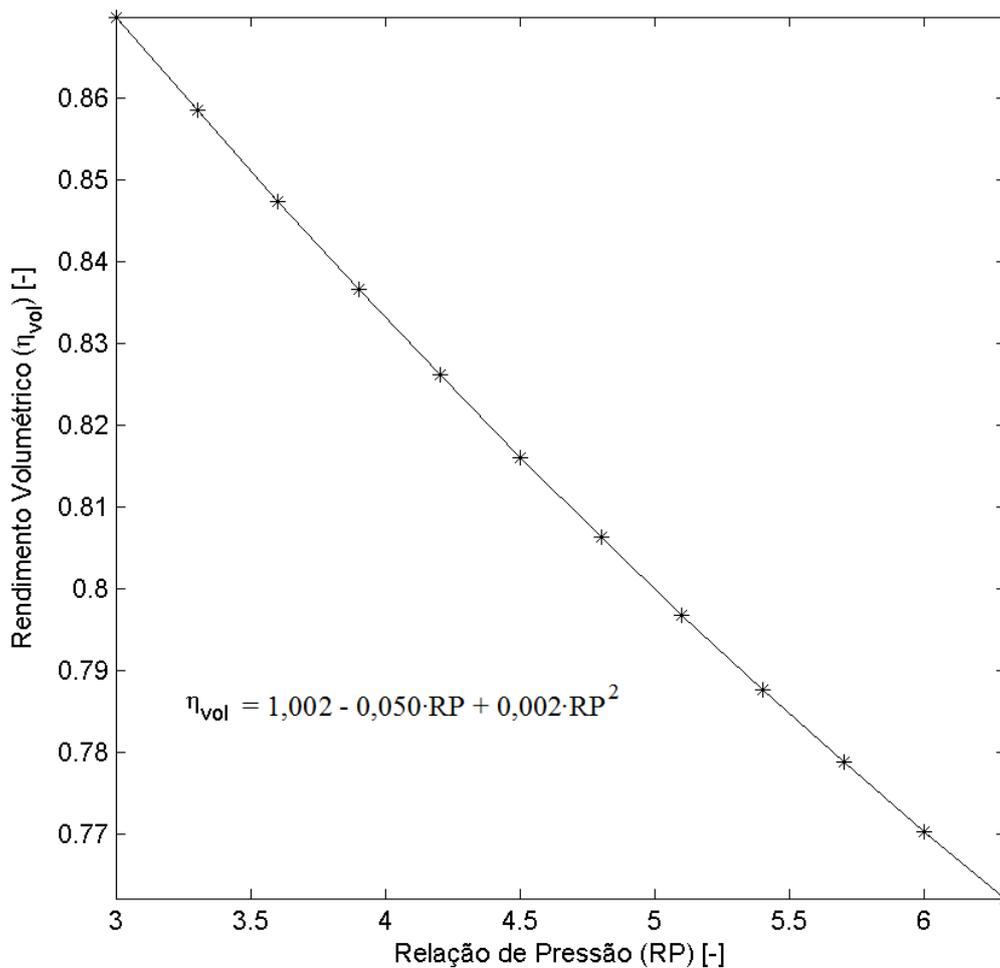


Figura 3.8: Rendimento volumétrico x relação de pressão.

Os coeficientes da curva da Figura 3.8 são obtidos através de um processo de regressão utilizando os dados de catálogo do compressor obtidos em Bitzer (2018). Para essa curva o coeficiente de determinação de regressão (R^2) foi de 0,99.

Utilizando o rendimento global (η_{global}), Equação (3.8), composto pelo rendimento mecânico e isoentrópico (η_{iso}) é possível determinar a potência de compressão real (\dot{W}_{cmp}^{real}) através da Equação (3.9). Onde \dot{W}_{cmp}^{iso} é a potência de compressão isoentrópica.

$$\eta_{global} = \eta_{mec} \cdot \eta_{iso} \quad (3.8)$$

$$\dot{W}_{cmp}^{real} = \left(\frac{\dot{W}_{cmp}^{iso}}{\eta_{global}} \right) \quad (3.9)$$

O rendimento isoentrópico é obtido também em função da relação de pressão (Figura 3.9).

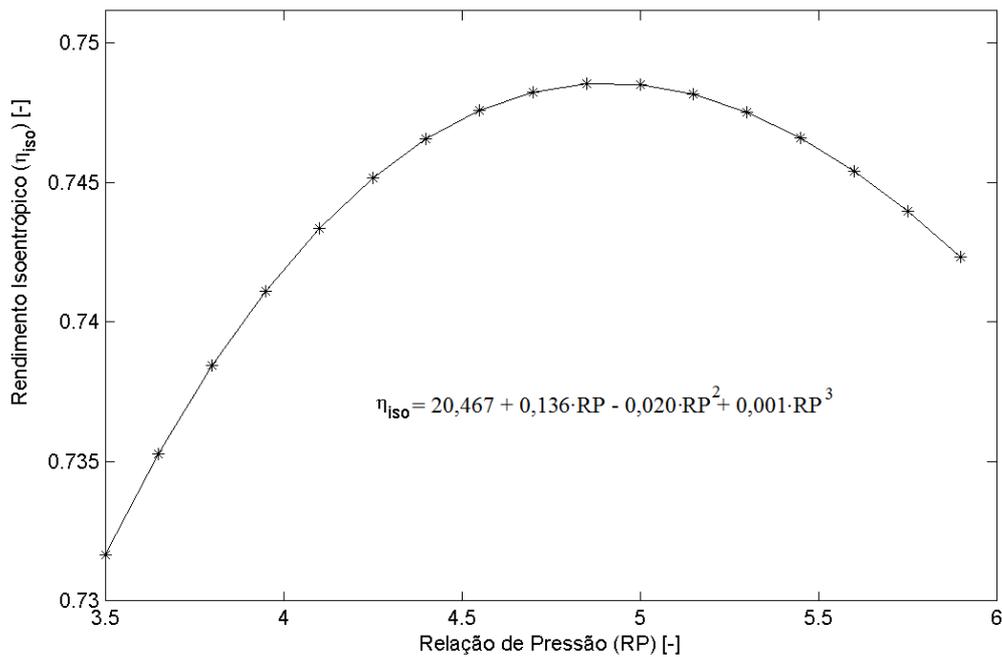


Figura 3.9: Rendimento isoentrópico x relação de pressão.

Os coeficientes da curva da Figura 3.9 são obtidos através de um processo de regressão utilizando os dados de catálogo do compressor obtidos em Bitzer (2018). Para essa curva o coeficiente de determinação de regressão (R^2) foi de 0,99.

A potência elétrica consumida pelo compressor (\dot{W}_{cmp}^{elet}) pode ser obtida pela Equação (3.10) utilizando o rendimento elétrico (η_{elet}).

$$\dot{W}_{cmp}^{elet} = \left(\frac{\dot{W}_{cmp}^{iso}}{\eta_{elet} \cdot \eta_{global}} \right) \quad (3.10)$$

A corrente elétrica consumida pelo motor de acionamento do compressor (I_{cmp}^{elet}) pode ser obtida pela Equação (3.11).

$$I_{cmp}^{elet} = \left(\frac{\dot{W}_{cmp}^{elet}}{\sqrt{3} \cdot TE \cdot FT_{pot}} \right) \quad (3.11)$$

Com o objetivo de fundamentar o modelo, os seus resultados para o fluxo de calor removido (\dot{Q}_{evp}) são comparados com o compressor 6F.2-K da Bitzer (Bitzer, 2018). Na Tabela 3.1 é obtida uma diferença média entre os dados do modelo e da Bitzer inferior a 1,0 %. O fluxo de calor removido é atingido no evaporador de um sistema de refrigeração operando com o compressor analisado. Essa operação é estabelecida para diferentes temperaturas de condensação (T_{cnd}) e evaporação (T_{evp}). O fluxo de calor removido diminui para o aumento e redução da temperatura de condensação e evaporação, respectivamente (Tabela 3.1).

O modelo do compressor foi resolvido por meio de um *script* desenvolvido em *MatLab*® (Mathworks, 2013). No Apêndice A desta tese é apresentado os desdobramentos para o cálculo da potência de compressão isoentrópica.

Tabela 3.1: Comparação entre os resultados para os fluxos de calor removido obtidos pelo modelo e do compressor 6F.2-K da Bitzer.

T_{evp}/T_{cnd} [°C]	Modelo [kW]	Bitzer [kW]	Diferença [%]	T_{evp}/T_{cnd} [°C]	Modelo [kW]	Bitzer [kW]	Diferença [%]
+10/30	198,528	198,518	-0,005	-25/40	42,110	41,573	-1,291
+5/30	167,026	166,638	-0,233	+10/50	162,551	164,218	1,015
0/30	139,398	138,763	-0,458	+5/50	135,543	137,035	1,088
-5/30	115,290	114,490	-0,699	0/50	111,986	113,351	1,205
-10/30	94,379	93,479	-0,963	-5/50	91,580	92,810	1,325
-15/30	76,375	75,425	-1,260	-10/50	74,063	75,119	1,406
-20/30	61,017	60,044	-1,621	-15/50	59,201	60,015	1,356
-25/30	48,074	47,058	-2,159	-20/50	46,799	47,246	0,947
+10/40	180,743	180,968	0,125	-25/50	36,697	36,562	-0,371
+5/40	151,427	151,485	0,038	Diferença Média [%]		-0,075	
0/40	125,774	125,738	-0,028				
-5/40	103,455	103,352	-0,100				
-10/40	84,177	84,018	-0,189				
-15/40	67,675	67,454	-0,328				
-20/40	53,719	53,393	-0,610				

3.1.3 Modelagem do Condensador

O condensador rejeita o calor removido pelo fluido refrigerante no evaporador, adicionado na linha de sucção e a energia adicionada na etapa de compressão, o meio para no qual o calor é rejeitado pode ser o ar, água ou ainda uma combinação de ambos (Stoecker, 2004).

O fluido refrigerante ao escoar no condensador troca calor em três regiões sequenciais: dessuperaquecimento (*dsp*), condensação (*cds*) e subresfriamento (*sbr*). A primeira região é responsável por 7,5 a 12,0 % da transferência de calor e a segunda por 80,0 a 90,0 %. A terceira e última região é responsável por 2,5 a 7,5 % da transferência de calor (Venturini e Pirani, 2005).

O condensador modelado será do tipo casco e tubo, modalidade essa largamente utilizada em sistemas de refrigeração de médio e grande porte, segundo Stoecker (2004). Na Figura 3.10 apresenta-se uma representação esquemática do condensador, e na Tabela 3.2 são apresentadas as grandezas construtivas para o modelo CST-13 da Apema operando com HCFC-22 (Apema, 2018).

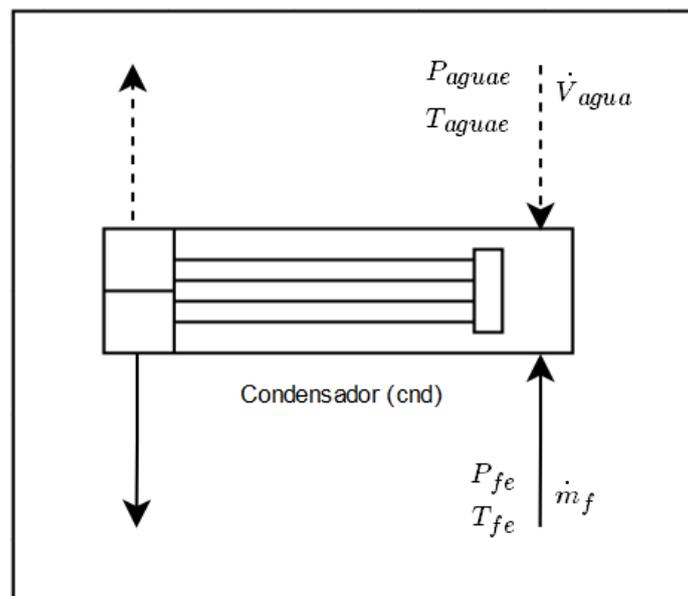


Figura 3.10: Representação do condensador.

Onde na Figura 3.10:

P_{fe} e T_{fe} : Pressão e temperatura do fluido refrigerante na entrada do condensador, respectivamente;

\dot{V}_{agua} , P_{aguae} e T_{aguae} : Vazão volumétrica, pressão e temperatura de água na entrada do condensador, respectivamente.

Tabela 3.2: Grandezas para o condensador casco e tubo CST-13 (Apema, 2018).

Grandeza	Valores
Comprimento do casco (L_{casco}) [m]	1,405
Diâmetro externo e interno do casco (D_e / D_i) [m]	0,273 e 0,254
Diâmetro do feixe de tubos (D_{ft}) [m]	0,223
Número de chicanas ($N_{chicanas}$) [Chicanas]	38
Espaçamento entre as chicanas (l_s) [m]	0,051
Número de passes nos tubos (N_{passes}) [Passes]	2
Número de passes no casco (N_{passes}^{casco}) [Passes]	1
Número de tubos (N_{tubos}) [tubos]	76
Número de tubos por passe (N_{tubos}^{casco}) [tubos]	38
Comprimento do tubo (L) [m]	1,285
Diâmetro externo e interno do tubo (d_e / d_i) [m]	0,019 e 0,018
Disposição dos tubos ou arranjo dos tubos	Triangular 30°
Passo ou distância entre os centros dos tubos não adjacentes (p) [m]	0,017
Passo perpendicular ao escoamento (p_n) [m]	0,034

Cada região de transferência de calor do condensador será modelada como uma região independente. Assim a modelagem será dividida em três regiões: região de dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento. As modelagens dessas regiões em conjunto estabelecem o modelo do condensador. O procedimento de simulação utilizado nas regiões do condensador foi através da discretização do comprimento total dos tubos de um passe em vários elementos. Por sua vez, esses elementos utilizaram o equacionamento que será apresentado na sequência, baseado em Bonilla et al. (2015).

No condensador ocorre a rejeição de calor do fluido refrigerante que escoo no espaço entre o casco e os tubos, para água no interior dos tubos. O fluxo de calor rejeitado pelo fluido refrigerante (\dot{Q}_f) pode ser calculado pelas Equações (3.12), (3.13) e (3.14). Onde α_{ext} e α_{int} são os coeficientes de convecção externo (fluido refrigerante) e interno (água), respectivamente; T_{magua} é a temperatura média da água. Nas Equações (3.15) e (3.16) são calculadas as áreas externa (A_e) e interna (A_i) dos tubos, respectivamente.

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f \cdot (h_{fe} - h_{fs}) \quad (3.12)$$

$$\dot{Q}_f = \alpha_{int} \cdot A_i \cdot (T_{mse} - T_{magua}) \quad (3.13)$$

$$\dot{Q}_f = \alpha_{ext} \cdot A_e \cdot (T_{mf} - T_{mse}) \quad (3.14)$$

$$A_e = N_{tubos} \cdot (\pi \cdot d_e \cdot L) \quad (3.15)$$

$$A_i = N_{tubos} \cdot (\pi \cdot d_i \cdot L) \quad (3.16)$$

A Equação (3.17) para a temperatura média da superfície externa é obtida igualando as Equações (3.12) e (3.13). No cálculo dessa temperatura média é considerado desprezível a espessura do tubo, devido a mesma ser pequena e a condutividade térmica do material do tubo ser alta. Por sua vez, através das Equações (3.12), (3.14) e (3.15) obtém-se a Equação (3.18) para o comprimento do tubo.

$$T_{mse} = T_{magua} + \left[\frac{\dot{m}_f \cdot (h_{fe} - h_{fs})}{\alpha_{int} \cdot A_i} \right] \quad (3.17)$$

$$L = \left[\frac{\dot{m}_f \cdot (h_{fe} - h_{fs})}{\alpha_{ext} \cdot (T_{mf} - T_{ms}) \cdot \pi \cdot d_e \cdot N_{tubos}} \right] \quad (3.18)$$

Para o fluido refrigerante a perda de carga total (ΔP_f) no interior do casco é obtida através da Equação (3.19). Onde ΔP_{fest} , ΔP_{facel} e ΔP_{fatr} são as perdas de carga estática, de variação da quantidade de movimento e atrito do fluido, respectivamente. Para a água, a perda de carga total (ΔP_{agua}) no interior dos tubos é obtida pela Equação (3.20). Onde ΔP_{aguae} e ΔP_{aguar} são as perdas de carga devido ao atrito do escoamento nos tubos e devido ao retorno nas passagens entre os passes, respectivamente.

$$\Delta P_f = \Delta P_{fest} + \Delta P_{facel} + \Delta P_{fatr} \quad (3.19)$$

$$\Delta P_{agua} = \Delta P_{aguae} + \Delta P_{aguar} \quad (3.20)$$

Na Figura 3.11 é apresentado um fluxograma para a modelagem dos elementos discretos que compõem um passe do condensador.

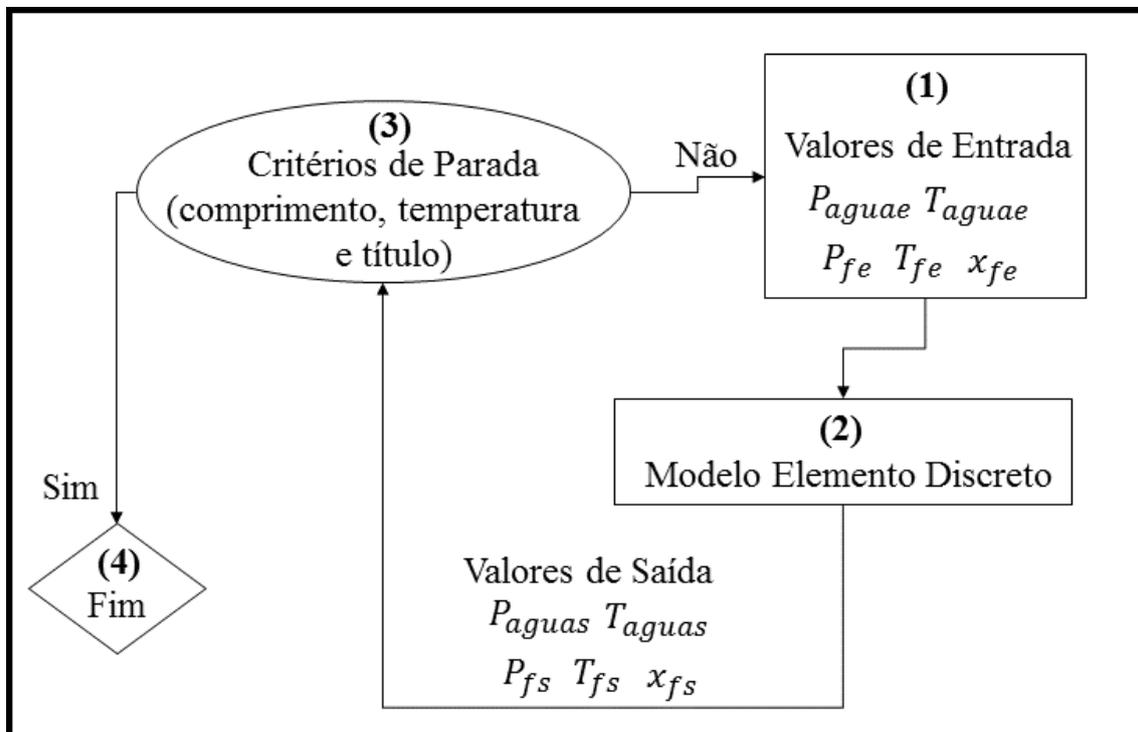


Figura 3.11: Fluxograma de modelagem de um elemento discreto do condensador.

No passo 1 dessa figura encontram-se os valores de entrada para o elemento discreto. Para as regiões de dessuperaquecimento e subresfriamento essas entradas são: pressão e temperatura do fluido refrigerante; pressão e temperatura da água. Por sua vez, para a região de condensação as entradas são: pressão ou temperatura e título do fluido refrigerante; pressão e temperatura da água. No modelo do elemento discreto no passo 2 são obtidas através de sua modelagem os valores de saída. Para as regiões de dessuperaquecimento e subresfriamento essas saídas são: pressão e temperatura do fluido refrigerante, pressão e temperatura da água. Para a região de condensação as saídas são: pressão ou temperatura e título do fluido refrigerante; pressão e temperatura da água.

Crerios de parada são estabelecidos previamente para cada região do condensador, assim os mesmos podem ser verificados no passo 3. O critério de parada da região de dessuperaquecimento é a temperatura do fluido refrigerante, o qual deve ser menor ou igual que a temperatura de saturação à pressão que o mesmo se encontra. Por sua vez, o critério de parada da região de condensação é título do fluido refrigerante igual a zero.

Na Equação (3.21) mostra o cálculo do grau de subresfriamento ($DTSR$) na saída do condensador. Por definição, o grau de subresfriamento é a diferença entre a temperatura de saturação (T_{fsat}) à pressão de saída (P_{fs}) e a temperatura na saída (T_{fs}), ambos do fluido refrigerante no condensador (Venturini e Pirani, 2005).

$$DTSR = (T_{fsat}(P_{fs}) - T_{fs}) \quad (3.21)$$

O fluxo de calor rejeitado no condensador (\dot{Q}_{cnd}) pode ser calculado através da Equação (3.22) na ocorrência das três regiões: dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento. Onde \dot{Q}_f^{dsp} , \dot{Q}_f^{cds} e \dot{Q}_f^{sbr} fluxos de calor rejeitado pelo fluido refrigerante nas regiões de dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento, respectivamente.

$$\dot{Q}_{cnd} = \dot{Q}_f^{dsp} + \dot{Q}_f^{cds} + \dot{Q}_f^{sbr} \quad (3.22)$$

O número de elementos discretos utilizado foi estabelecido quando não foi observada diferença superior a 0,001 (0,1 %) nas grandezas: fluxo de calor rejeitado no condensador, temperatura de condensação e grau de subresfriamento.

Com o objetivo de fundamentar o modelo, os seus resultados para o fluxo de calor rejeitado no condensador são comparados com o condensador CST-13 da Apema (Apema, 2018). Na Tabela 3.2 é obtida uma diferença entre os dados do modelo e da Apema inferior a 1,1 %. Quanto maior a vazão volumétrica de água maior o fluxo de calor rejeitado no condensador (Tabela 3.2). Os resultados para o modelo da Tabela 3.2 foram obtidos para 100 elementos discretos, ou seja, para um elemento discreto de tubo de 0,013 m.

Tabela 3.3: Comparação entre os fluxos de calor rejeitado obtidos pelo modelo e do condensador CST-13 da Apema.

Vazão volumétrica de água ($\dot{V}_{água}$) [m³/h]	Condensador Modelo (\dot{Q}_{cnd}) [kW]	Condensador Apema (\dot{Q}_{cnd}) [kW]	Diferença [%]
23	130,839	133,000	-1,625
18	129,604	131,000	-1,066
13	125,529	126,000	-0,373
-		Diferença	
	-	Média [%]	-1,021

O modelo do condensador foi resolvido por meio de um *script* desenvolvido em *MatLab*® (Mathworks, 2013). No Apêndice A desta tese são apresentados os cálculos para as perdas de carga, coeficientes de convecção e seus desdobramentos.

3.1.4 Modelagem da Válvula de Expansão Termostática

Em sistemas de refrigeração é fundamental e indispensável a existência de um componente para promover o controle da vazão de fluido refrigerante. Esse componente é denominado genericamente como dispositivo de expansão, do qual pode ser uma válvula de expansão termostática (VET), válvula de boia ou tubo capilar. As principais funções de um dispositivo de expansão são:

- Controlar a vazão de fluido refrigerante que irá alimentar o evaporador para o atendimento da capacidade de remoção de calor solicitada ao sistema de refrigeração (Dinçer e Kanoğlu, 2010);
- Manter um diferencial de pressão adequado entre as pressões de condensação e evaporação (Dinçer e Kanoğlu, 2010).

O dispositivo de expansão considerado será uma válvula de expansão termostática de equalização externa, cuja modelagem será baseada em Eames et al. (2014). Na Tabela 3.4 são apresentadas as grandezas para a válvula modelo TE 20/08 operando com HCFC-22 da Danfoss (Danfoss, 2018).

Tabela 3.4: Grandezas para a válvula de expansão termostática de equalização externa modelo TE 20/08 da Danfoss (Danfoss, 2018).

Grandeza	Valores
Grau de superaquecimento estático de referência ($DTSA_{SS}^{ref}$) [$^{\circ}C$]	2,0
Grau de superaquecimento na carga nominal de referência ($DTSA_{MRL}^{ref}$) [$^{\circ}C$]	7,0
Temperatura de evaporação de referência (T_{evp}^{ref}) [$^{\circ}C$]	0,0

A vazão mássica de fluido refrigerante pode ser calculada pela Equação (3.23). Onde ρ_f é a massa específica do fluido refrigerante na entrada da válvula; P_{cnd} e P_{evp} são as pressões de condensação e evaporação, respectivamente; Ka é o coeficiente

característico da válvula de expansão termostática. Esse coeficiente é obtido em função da temperatura de evaporação (T_{evp}) (Figura 3.12).

$$\dot{m}_f = Ka \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_f \cdot (P_{cnd} - P_{evp})} \quad (3.23)$$

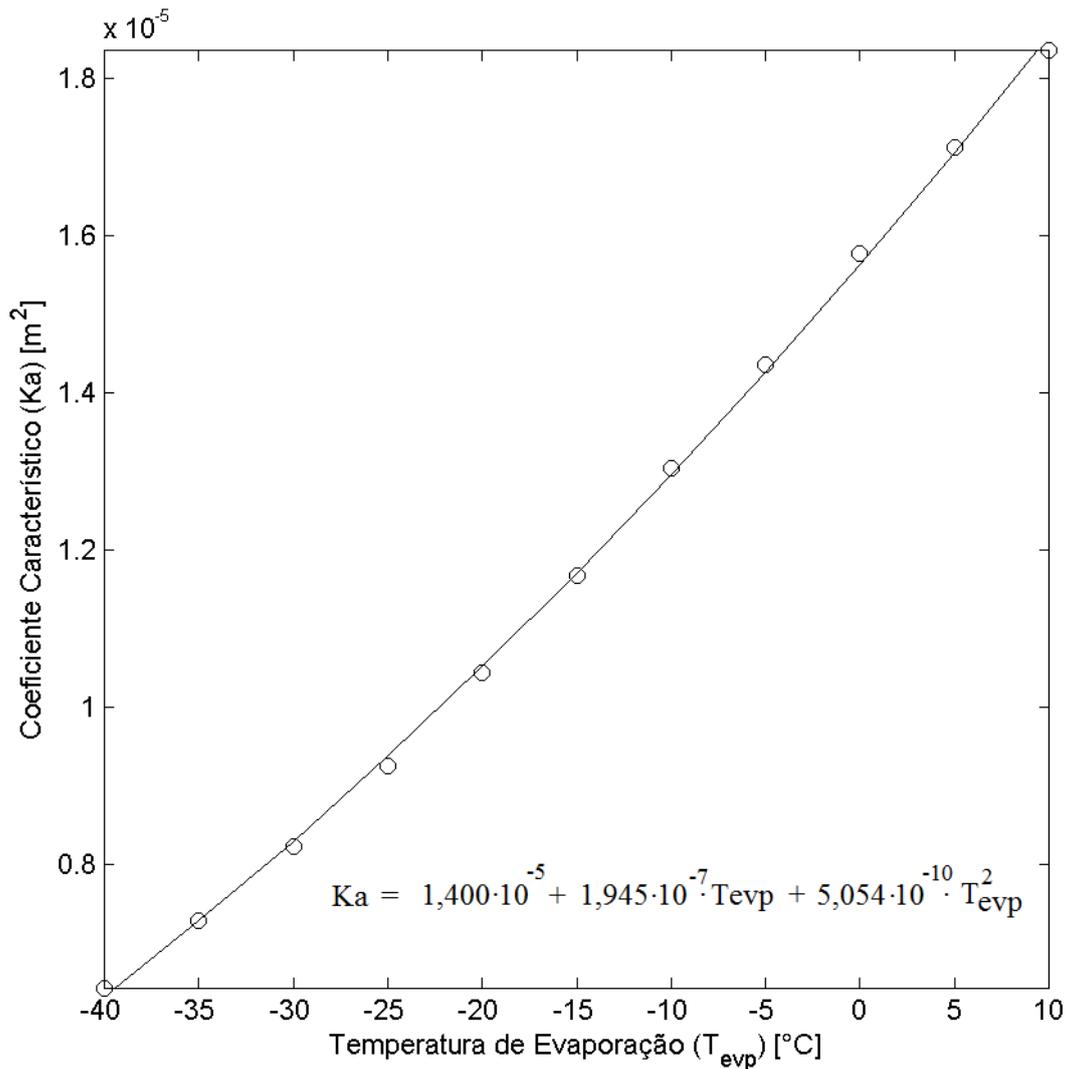


Figura 3.12: Coeficiente característico da válvula de expansão termostática.

Os coeficientes da curva da Figura 3.12 são obtidos através de um processo de regressão utilizando os dados de catálogo da válvula de expansão termostática obtidos em Danfoss (2018). Para essa curva o coeficiente de determinação de regressão (R^2) foi de 0,99.

O grau de superaquecimento ($DTSA$) pode ser obtido através da Equação (3.24). Onde \dot{m}_{fmax} é a vazão máxima de fluido refrigerante fornecida pela válvula de expansão termostática; $DTSA_{os}$ e $DTSA_{ss}$ são os graus de superaquecimento estático ou para início da abertura da válvula e dinâmico, respectivamente.

$$DTSA = \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{fmax}} \right) \cdot DTSA_{os} + DTSA_{ss} \quad (3.24)$$

Na Figura 3.13 mostra-se uma curva típica de funcionamento da válvula de expansão termostática de equalização externa (Koury et al., 2001). Onde $DTSA_{max}$ é o grau de superaquecimento máximo da válvula de expansão termostática.

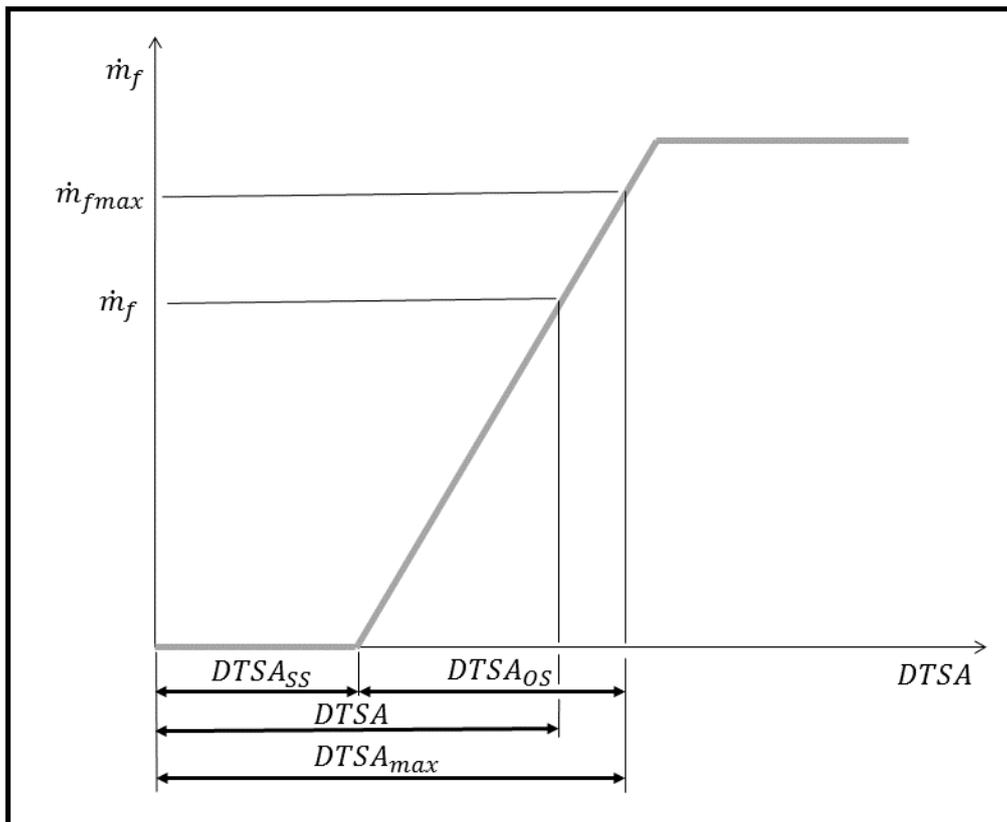


Figura 3.13: Curva de funcionamento da válvula de expansão termostática de equalização externa.

Na Figura 3.14 mostra-se uma representação esquemática da válvula de expansão termostática de equalização externa.

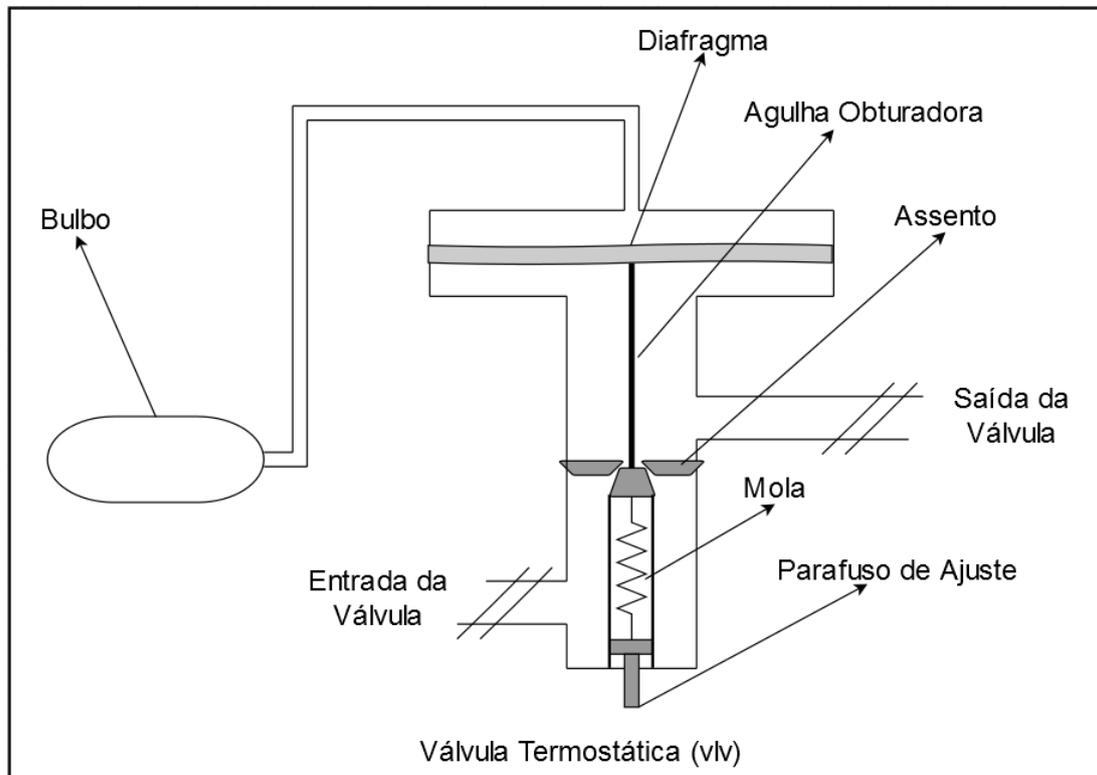


Figura 3.14: Válvula de expansão termostática de equalização externa.

A válvula de expansão termostática de equalização externa possui um bulbo cujo interior está preenchido por fluido refrigerante saturado. A massa do fluido refrigerante não varia, permanecendo constante no interior desse bulbo. Para a modelagem da válvula esse fluido será o mesmo utilizado nos demais componentes do sistema de refrigeração. Esse dispositivo de expansão se encontra entre as pressões de condensação e evaporação. A pressão do fluido refrigerante no bulbo atua no diafragma da válvula em oposição a pressão de evaporação e a pressão de mola. O deslocamento da agulha obturadora em conjunto com o diafragma é uma consequência da resultante entre as pressões listadas anteriormente. A pressão de mola pode ser regulada através do parafuso de ajuste, sendo esse procedimento realizado previamente pelo fabricante da válvula. Assim, o movimento da agulha obturadora em seu assento ajusta a abertura da válvula regulando a vazão de fluido refrigerante através da mesma. O controle dessa vazão se promove através do grau de superaquecimento no bulbo, que por sua vez é posicionado na saída do evaporador. O

processo de expansão do fluido refrigerante ocorre devido ao escoamento do mesmo através do orifício de abertura da válvula (secção de estrangulamento).

A pressão de mola é estabelecida para a válvula nas condições de grau de superaquecimento estático “SS” e grau de superaquecimento na carga nominal “MRL”, os quais estão entre as seguintes faixas:

- Grau de superaquecimento estático de referência ($DTSA_{SS}^{ref}$) 2,0 a 4,5 °C (Koury et al., 2001);
- Grau de superaquecimento na carga nominal de referência ($DTSA_{MRL}^{ref}$) 5,5 a 9,0 °C (Koury et al., 2001).

Para obtenção dos valores de pressão de mola é utilizado uma temperatura de evaporação de referência (Danfoss, 2018). Assim pode-se obter a pressão de evaporação de referência (P_{evp}^{ref}). A temperatura do bulbo para o grau de superaquecimento estático de referência ($T_{bulboSS}^{ref}$) é calculada na Equação (3.25). Por sua vez, a temperatura de bulbo para o grau de superaquecimento na carga nominal de referência ($T_{bulboMRL}^{ref}$) é obtida na Equação (3.26).

$$T_{bulboSS}^{ref} = T_{evp}^{ref} + DTSA_{SS}^{ref} \quad (3.25)$$

$$T_{bulboMRL}^{ref} = T_{evp}^{ref} + DTSA_{MRL}^{ref} \quad (3.26)$$

Em posse dos valores de temperatura das Equações (3.25) e (3.26) pode-se obter as respectivas pressões de saturação: $P_{bulboSS}^{ref}$ e $P_{bulboMRL}^{ref}$ pressões do bulbo para o grau de superaquecimento estático de referência e na carga nominal de referência, respectivamente.

O valor da pressão de mola para o grau de superaquecimento estático (P_{molaSS}) pode ser obtido pela Equação (3.27). Por sua vez, o valor da pressão de mola para o grau de superaquecimento na carga nominal ($P_{molaMRL}$) é obtido pela Equação (3.28).

$$P_{molaSS} = P_{bulboSS}^{ref} - P_{evp}^{ref} \quad (3.27)$$

$$P_{molaMRL} = P_{bulboMRL}^{ref} - P_{evp}^{ref} \quad (3.28)$$

Com os valores de pressão de mola definidos e a curva para o coeficiente característico, pode-se simular o funcionamento da válvula em qualquer condição.

Na Equação (3.29) é obtida a pressão do bulbo para o grau de superaquecimento estático da válvula ($P_{bulboSS}$). Por sua vez, na Equação (3.30) é obtida a pressão do bulbo para o grau de superaquecimento na carga nominal da válvula ($P_{bulboMRL}$). Com esses valores de pressão podem ser calculadas as correspondentes temperaturas de saturação através das Equações (3.31) e (3.32). Onde $T_{bulboSS}$ e $T_{bulboMRL}$ são as temperaturas do bulbo para o grau de superaquecimento estático e na carga nominal, respectivamente; T_{vsat} é a temperatura de saturação do vapor de fluido refrigerante.

$$P_{bulboSS} = P_{evp} + P_{molaSS} \quad (3.29)$$

$$P_{bulboMRL} = P_{evp} + P_{molaMRL} \quad (3.30)$$

$$T_{bulboSS} = T_{vsat} \text{ "CoolProp" função } (P_{bulboSS}) \quad (3.31)$$

$$T_{bulboMRL} = T_{vsat} \text{ "CoolProp" função } (P_{bulboMRL}) \quad (3.32)$$

Assim, o grau de superaquecimento estático ou para início da abertura ($DTSA_{SS}$), máximo ($DTSA_{max}$), e dinâmico ($DTSA_{OS}$) podem ser obtidos através das Equações (3.33), (3.34) e (3.35), respectivamente.

$$DTSA_{SS} = T_{bulboSS} - T_{evp} \quad (3.33)$$

$$DTSA_{max} = T_{bulboMRL} - T_{evp} \quad (3.34)$$

$$DTSA_{OS} = DTSA_{max} - DTSA_{SS} \quad (3.35)$$

Com o objetivo de fundamentar o modelo, os seus resultados para capacidade da válvula de expansão termostática (\dot{Q}_{vlv}), ou seja, o fluxo de calor removido são comparados com a válvula TE 20/08 da Danfoss (Danfoss, 2018). A capacidade da válvula aumenta com as temperaturas de condensação e evaporação. Na Tabela 3.5 é obtida uma diferença média entre os dados do modelo e da Danfoss inferior a 1,5%.

O modelo da válvula de expansão termostática foi resolvido por meio de um *script* desenvolvido em *MatLab*® (Mathworks, 2013). No Apêndice A desta tese são apresentados os cálculos para o coeficiente característico e seus desdobramentos.

Tabela 3.5: Comparação entre os resultados para a capacidade obtidos pelo modelo e da válvula de expansão termostática de equalização externa TE 20/08 da Danfoss.

T_{evp}/T_{cnd} [°C]	Modelo \dot{Q}_{vlv} [kW]	Danfoss \dot{Q}_{vlv} [kW]	Diferença [%]	T_{evp}/T_{cnd} [°C]	Modelo \dot{Q}_{vlv} [kW]	Danfoss \dot{Q}_{vlv} [kW]	Diferença [%]
-30/25	68,944	71,000	-2,896	-30/45	66,349	67,800	-2,141
-25/25	78,628	80,000	-1,715	-25/45	75,117	76,000	-1,162
-20/25	88,145	89,000	-0,961	-20/45	85,731	86,000	-0,313
-15/25	96,254	97,000	-0,770	-15/25	94,664	96,000	-1,392
-10/25	102,635	105,000	-2,253	-10/45	106,152	107,000	-0,793
-5/25	107,863	110,000	-1,942	-5/45	115,584	117,000	-1,210
0/25	111,359	113,000	-1,452	0/45	125,398	127,000	-1,262
+5/25	109,296	112,000	-2,414	+5/45	134,555	136,000	-1,062
+10/25	104,408	106,000	-1,502	+10/45	141,327	142,000	-0,474
-30/35	71,167	70,000	1,667	-30/55	63,491	64,300	-1,258
-25/35	77,841	79,000	-1,467	-25/55	71,256	72,000	-1,033
-20/35	87,584	89,000	-1,591	-20/55	80,401	81,000	-0,740
-15/35	97,223	99,000	-1,795	-15/55	89,831	91,000	-1,285
-10/35	107,532	109,000	-1,347	-10/55	100,425	101,000	-0,569
-5/35	115,222	117,000	-1,520	-5/55	111,029	112,000	-0,867
0/35	121,917	125,000	-2,466	0/55	122,447	123,000	-0,450
+5/35	127,123	129,000	-1,455	+5/55	133,437	134,000	-0,420
+10/35	128,168	130,000	-1,409	+10/55	141,696	143,000	-0,912
Diferença Média [%]							1,402

3.1.5 Modelagem do Evaporador

O evaporador é o componente do sistema de refrigeração responsável pela remoção de calor do produto ou ambiente que se deseja resfriar. A medida que o fluido refrigerante entra no evaporador o mesmo se evapora ao absorver calor (Stoecker, 2004). A maior parcela de troca de calor ocorre durante a evaporação do fluido refrigerante. Entretanto, uma segunda parcela de troca de calor compõe o processo no evaporador, o superaquecimento. Essa parcela é decorrente ao grau de superaquecimento estabelecido pelo dispositivo de expansão no evaporador. Assim, o fluido refrigerante ao entrar no evaporador troca calor em duas regiões sequenciais: evaporação (*vpr*) e superaquecimento (*spq*) (Venturini e Pirani, 2005).

O evaporador a ser modelado será do tipo tubo aletado de correntes cruzadas com os fluidos não misturados. Essa modalidade de evaporador é largamente utilizada em sistemas de refrigeração de médio e grande porte segundo Stoecker (2004). Na Figura 3.15 mostra-se uma representação esquemática do evaporador onde o calor é removido do ar. Onde nessa figura P_{fe} e x_{fe} são a pressão e título do fluido refrigerante na entrada do evaporador, respectivamente; \dot{V}_{ar} , P_{are} , T_{are} e UR_{are} são a vazão volumétrica, pressão, temperatura e umidade relativa do ar na entrada do evaporador, respectivamente.

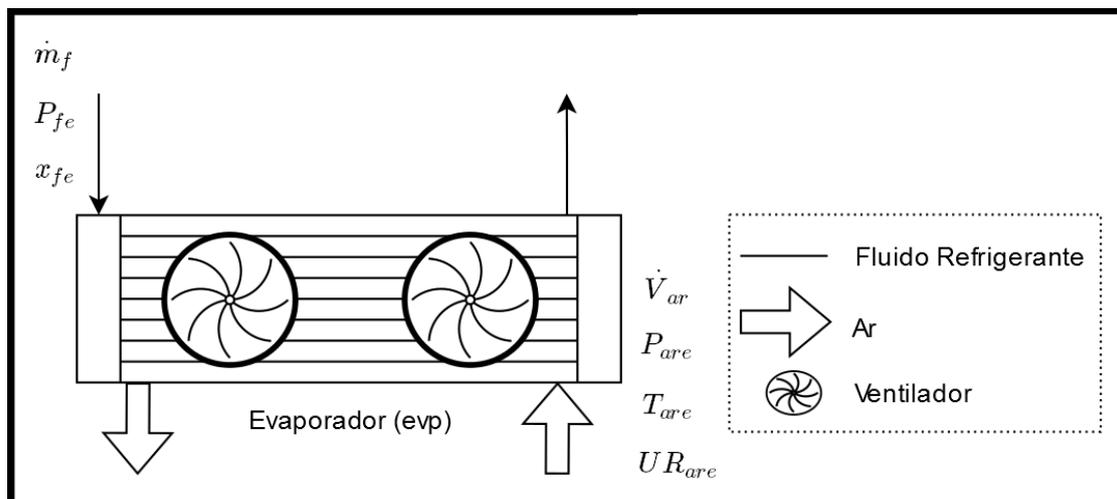


Figura 3.15: Representação do evaporador.

Na Tabela 3.6 são apresentadas as grandezas para a serpentina do evaporador modelo EU*3520 da McQuay (McQuay, 2018). Os tubos desse evaporador são de cobre e suas aletas de alumínio, sua capacidade será analisada posteriormente para a operação com HCFC-22.

Tabela 3.6: Grandezas para a serpentina do evaporador EU*3520 (McQuay, 2018).

Grandeza	Valores
Número de circuitos ($N_{circuitos}$) [<i>circuitos</i>]	20
Número de tubos total do evaporador/serpentina (N_{tubos}) [<i>tubos</i>]	80
Número de tubos na fileira ($N_{tubos}^{fileira}$) [<i>tubos</i>]	20
Número de fileiras de tubo ($N_{fileiras}^{tubo}$) [<i>fileiras</i>]	4
Número de tubos no circuito ($N_{tubos}^{circuito}$) [<i>tubos</i>]	4
Comprimento da serpentina (L) [<i>m</i>]	6,3
Diâmetro externo e interno do tubo (d_e/d_i) [<i>m</i>]	0,016 e 0,014
Disposição dos tubos ou arranjo dos tubos na serpentina	Quincôncio
Espaçamento transversal entre os centros dos tubos (S_T) [<i>m</i>]	0,060
Espaçamento longitudinal entre os centros dos tubos (S_L) [<i>m</i>]	0,050
Espaçamento entre as aletas e espessura (S_a/t_a) [<i>m</i>]	0,008 e 0,0002
Velocidade de face (Vel_{face}) [<i>m/s</i>]	2,7

Cada região de transferência de calor do evaporador será modelada como uma região independente. Assim, a modelagem será dividida em duas regiões: região de evaporação e superaquecimento. As modelagens dessas regiões em conjunto estabelecem o modelo do evaporador. O procedimento de simulação utilizado nas regiões do evaporador foi através da discretização do comprimento total dos circuitos em vários elementos. Por sua vez, esses elementos utilizaram o equacionamento que será apresentado na sequência, baseado em Yao et al. (2015).

No evaporador o fluxo de calor removido pelo fluido refrigerante (\dot{Q}_f) pode ser calculado pelas Equações (3.36), (3.37) e (3.38). Onde α_{int} e α_{ext} são o coeficiente de convecção interno (fluido refrigerante) e externo (ar), respectivamente; T_{mar} temperatura média do ar. Nas Equações (3.39) e (3.40) são calculadas as áreas interna e externa do

evaporador, respectivamente. Onde r_{eal} e r_{ial} são os raios externo e interno da aleta circular equivalente, respectivamente; η_{aleta} é a eficiência da aleta.

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f \cdot (h_{fs} - h_{fe}) \quad (3.36)$$

$$\dot{Q}_f = \alpha_{int} \cdot A_i \cdot (T_{mse} - T_{mf}) \quad (3.37)$$

$$\dot{Q}_f = \alpha_{ext} \cdot A_e \cdot (T_{mar} - T_{mse}) \quad (3.38)$$

$$A_i = N_{tubos} \cdot \pi \cdot d_i \cdot L \quad (3.39)$$

$$A_e = \left[\frac{N_{tubos} \cdot L}{(S_a + t_a)} \right] \cdot (2 \cdot \pi \cdot (r_{eal}^2 - r_{ial}^2) \cdot \eta_{aleta} + 2 \cdot \pi \cdot r_{ial} \cdot S_a) \quad (3.40)$$

A Equação (3.41) para a temperatura média da superfície externa é obtida igualando as Equações (3.36) e (3.38). No cálculo dessa temperatura média é considerado desprezível a espessura do tubo, devido a mesma ser pequena e a condutividade térmica do material do tubo ser alta. Por sua vez, igualando as Equações (3.36), (3.37) e (3.39) obtém-se a Equação (3.42) para o comprimento do tubo.

$$T_{mse} = T_{mar} - \left[\frac{\dot{m}_f \cdot (h_{fs} - h_{fe})}{\alpha_{ext} \cdot A_e} \right] \quad (3.41)$$

$$L = \left[\frac{\dot{m}_f \cdot (h_{fs} - h_{fe})}{\alpha_{int} \cdot (T_{ms} - T_{mf}) \cdot \pi \cdot d_i \cdot N_{tubos}} \right] \quad (3.42)$$

A perda de carga total para o lado do ar (ΔP_{ar}) é obtida pela Equação (3.43). Onde ΔP_{ara} e ΔP_{art} são as perdas de carga devido ao atrito na superfície das aletas e externa

dos tubos, respectivamente. Para o fluido refrigerante a perda de carga total (ΔP_f) no interior dos tubos é obtida através da Equação (3.44). Onde ΔP_{fest} , ΔP_{facel} e ΔP_{fatr} são as perdas de carga estática, de variação da quantidade de movimento e atrito do fluido, respectivamente.

$$\Delta P_{ar} = \Delta P_{ara} + \Delta P_{art} \quad (3.43)$$

$$\Delta P_f = \Delta P_{fest} + \Delta P_{facel} + \Delta P_{fatr} \quad (3.44)$$

Na Figura 3.16 é apresentado um fluxograma para a modelagem dos elementos discretos que compõem a serpentina do evaporador.

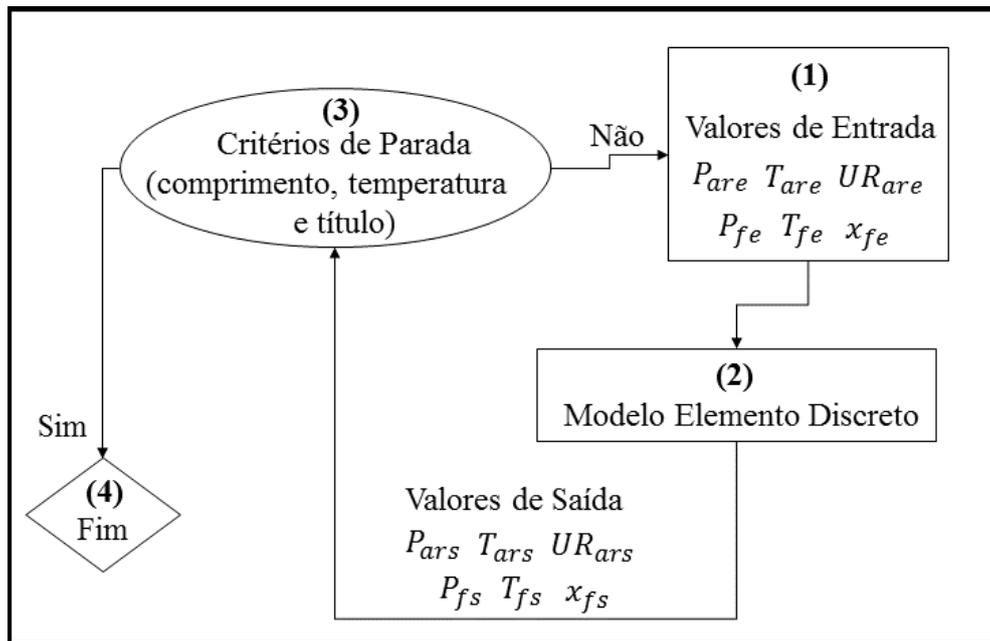


Figura 3.16: Fluxograma de modelagem de um elemento discreto da serpentina do evaporador.

No passo 1 dessa figura encontram-se os valores de entrada para o elemento discreto. Para a região de evaporação essas entradas são: pressão ou temperatura e título do fluido refrigerante; pressão, temperatura e umidade relativa do ar. Por sua vez, para a

região de superaquecimento as entradas são: pressão e temperatura do fluido refrigerante; pressão, temperatura e umidade relativa do ar. No modelo do elemento discreto no passo 2 são obtidas através de sua modelagem os valores de saída. Para a região de evaporação essas saídas são: pressão ou temperatura e título do fluido refrigerante; pressão, temperatura e umidade relativa do ar. Por sua vez, para a região de superaquecimento as saídas são: pressão e temperatura do fluido refrigerante; pressão, temperatura e umidade relativa do ar.

Um critério de parada é estabelecido previamente para a região de evaporação do evaporador, assim a mesma pode ser verificado no passo 3. O critério de parada da região de evaporação é a temperatura do fluido refrigerante, o qual deve ser maior ou igual que a temperatura de saturação à pressão que o mesmo se encontra.

Na Equação (3.45) mostra o cálculo do grau de superaquecimento ($DTSA$) na saída do evaporador. Por definição, o grau de superaquecimento é a diferença entre a temperatura na saída (T_{fs}) e a temperatura de saturação (T_{fsat}) à pressão de saída (P_{fs}), ambos do fluido refrigerante no evaporador (Venturini e Pirani, 2005).

$$DTSR = (T_{fs} - T_{fsat}(P_{fs})) \quad (3.45)$$

O fluxo de calor removido no evaporador (\dot{Q}_{evp}) pode ser calculada através da Equação (3.46) na ocorrência das duas regiões: evaporação e superaquecimento. Onde \dot{Q}_f^{vpr} e \dot{Q}_f^{spq} são os fluxos de calor removido pelo fluido refrigerante nas regiões de evaporação e superaquecimento, respectivamente.

$$\dot{Q}_{evp} = \dot{Q}_f^{vpr} + \dot{Q}_f^{spq} \quad (3.46)$$

O número de elementos discretos utilizado foi estabelecido quando não foi observada diferença superior a 0,001 (0,1 %) nas grandezas: fluxo de calor removido no evaporador, temperatura de evaporação e grau de superaquecimento.

Com o objetivo de fundamentar o modelo, os seus resultados para o fluxo de calor removido no evaporador são comparados com o evaporador EU*3520 da McQuay (McQuay, 2018). Na Tabela 3.7 é obtida uma diferença entre os dados do modelo e da McQuay inferior a 1,0 %. Onde $DTML$ é a diferença de temperatura média logarítmica. O fluxo de calor removido diminui com a temperatura de evaporação. Esse fato é devido a diferença entre as temperaturas do ar na saída e entrada também diminuir com a temperatura de evaporação. Os resultados para o modelo da Tabela 3.7 foram obtidos para 500 elementos discretos, ou seja, para um elemento discreto de tubo de 0,0126 m.

O modelo do evaporador foi resolvido por meio de um *script* desenvolvido em *MatLab*® (Mathworks, 2013). No Apêndice A desta tese são apresentados os cálculos para as perdas de carga, coeficientes de convecção e seus desdobramentos.

Tabela 3.7: Comparação entre os fluxos de calor removido obtidos pelo modelo e do evaporador EU*3520 da McQuay.

Temperatura de Evaporação $(T_{evp}) [^{\circ}C]$	Evaporador Modelo $(\dot{Q}_{evp}) [kW]$	Evaporador McQuay $(\dot{Q}_{evp}) [kW]$	Diferença [%]
-5,0	114,197	113,602	0,524
-10,0	113,830	112,234	1,422
-15,0	111,267	110,783	0,437
-20,0	110,749	109,322	1,306
-25,0	109,279	108,331	0,875
-30,0	108,874	107,336	1,433
-35,0	103,322	102,767	0,540
-40,0	97,786	96,552	1,277
DTML [$^{\circ}C$]	6,0	Diferença Média [%]	0,977

3.1.6 Modelagem da Torre de Resfriamento

A torre de resfriamento é responsável pelo resfriamento da água utilizada no processo de condensação do fluido refrigerante no condensador. Esse resfriamento ocorre através do contato direto entre o ar e a água em um processo combinado de transferência de calor e massa (Kloppers e Kroger, 2005).

A torre de resfriamento modelada será do tipo contracorrente com circulação forçada. Na Figura 3.17 mostra-se uma representação esquemática dessa torre de resfriamento.

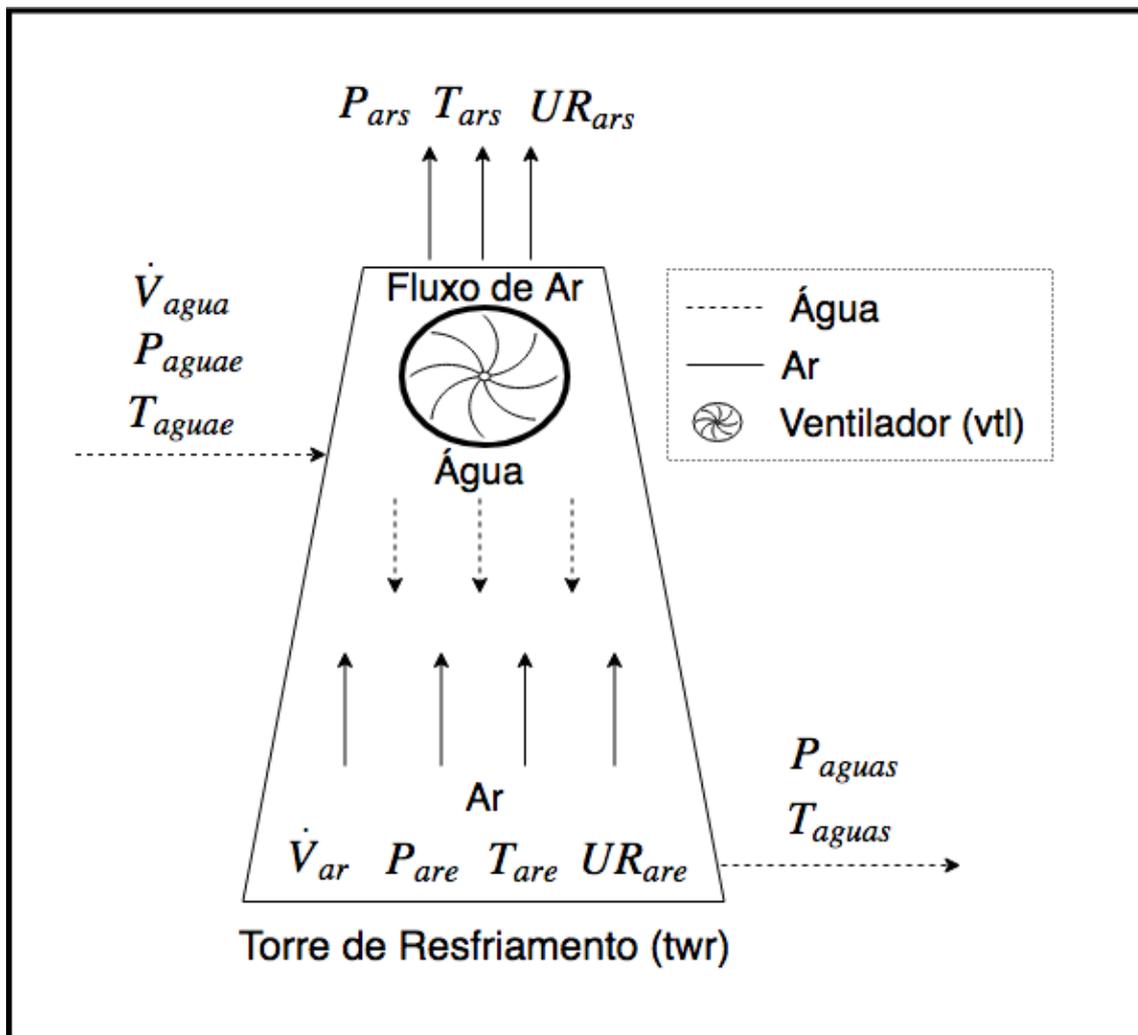


Figura 3.17: Representação da torre de resfriamento tipo contracorrente com circulação forçada.

Onde na Figura 3.17: \dot{V}_{agua} e \dot{V}_{ar} são a vazão volumétrica de água e ar na torre de resfriamento, respectivamente; P_{aguae} e P_{aguas} são as pressões da água na entrada e saída da torre de resfriamento, respectivamente; T_{aguae} e T_{aguas} são as temperaturas da água na entrada e saída da torre de resfriamento, respectivamente; P_{are} e P_{ars} são as pressões do ar na entrada e saída da torre de resfriamento, respectivamente; T_{are} e T_{ars} são as temperaturas do ar na entrada e saída da torre de resfriamento, respectivamente; UR_{are} e UR_{ars} são as umidades relativa do ar na entrada e saída da torre de resfriamento, respectivamente.

Na Tabela 3.8 são apresentadas as grandezas para a torre de resfriamento modelo 8-OHSV da Alpina (Alpina, 2018).

Tabela 3.8: Grandezas para a torre de resfriamento tipo contracorrente com circulação forçada (Alpina, 2018).

Grandeza	Valores
Vazão volumétrica de água (\dot{V}_{agua}) [m^3/h]	23,0
Pressão estática da água nos bicos de injeção ($P_{\text{aguá}}^{\text{bicos}}$) [mca]	4,0
Vazão volumétrica de ar (\dot{V}_{ar}) [m^3/h]	10421,8

O procedimento de simulação utilizado na torre de resfriamento foi através da divisão da mesma em volumes diferenciais. Com isso, o número de unidades de transferência de calor (NUT) da torre de resfriamento é obtido através da (3.47). Onde; c_{pagua} é o calor específico a pressão constante da água; ΔT_{agua} é a variação de temperatura da água em cada volume diferencial e h_{itf} é a entalpia específica do ar na interface do volume de água.

$$NUT = \left\{ c_{\text{pagua}} \cdot \Delta T_{\text{agua}} \left[\sum \frac{1}{(h_{\text{itf}} - h_{\text{mar}})_m} \right] \right\} \quad (3.47)$$

A entalpia específica média do ar no volume diferencial (h_{mar}) da torre de resfriamento é obtida pela Equação (3.48). Onde h_{are} e h_{ars} são as entalpias específicas do ar na entrada e saída do volume diferencial, respectivamente.

$$h_{mar} = \left(\frac{h_{are} + h_{ars}}{2} \right) \quad (3.48)$$

O número de unidades de transferência de calor é obtido em função da razão $\dot{m}_{agua}/\dot{m}_{ar}$. Onde \dot{m}_{ar} é a vazão mássica de ar na torre de resfriamento. O valor de NUT para uma torre de resfriamento depende de seus padrões de construção e de escoamento da água e do ar. Entretanto, o valor para o NUT permanece constante para valores fixos de vazão de água e ar (Oliveira, 2012).

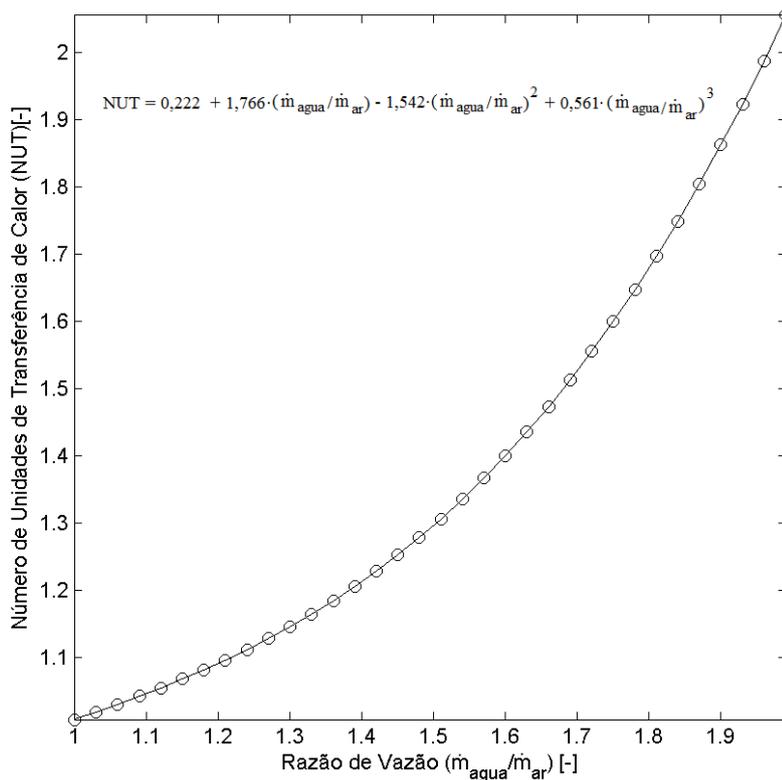


Figura 3.18: Relação entre NUT e razão $\dot{m}_{agua}/\dot{m}_{ar}$.

Os coeficientes da curva da Figura 3.18 são obtidos através de um processo de regressão utilizando os dados de catálogo da torre de resfriamento obtidos em Alpina (2018). Para essa curva o coeficiente de determinação de regressão (R^2) foi de 0,99.

Na Figura 3.19 é apresentado um fluxograma para a modelagem dos volumes diferenciais que compõe a torre de resfriamento.

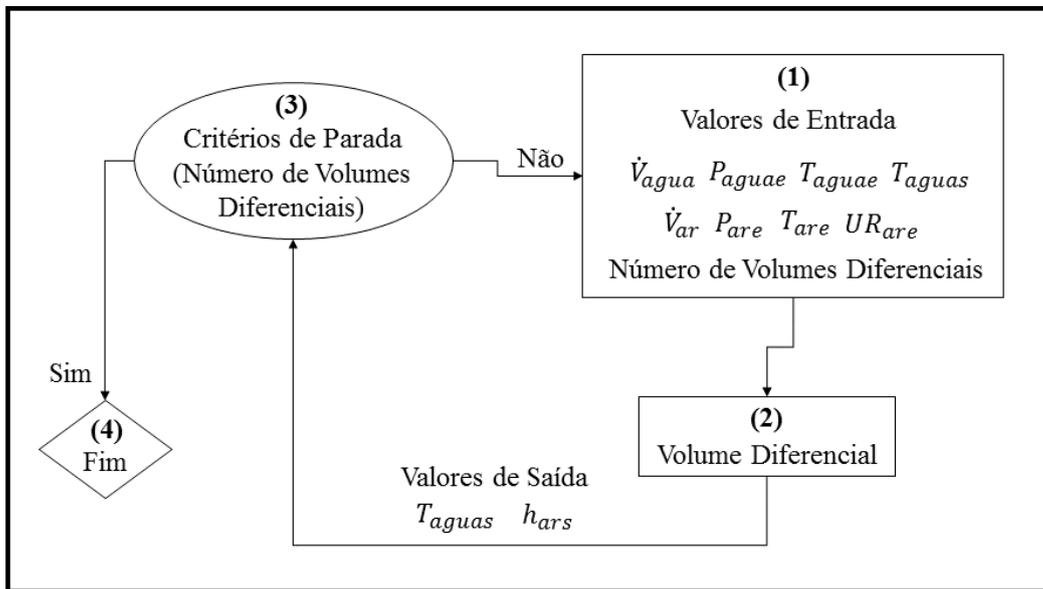


Figura 3.19: Fluxograma de modelagem de um volume diferencial da torre de resfriamento.

No passo 1 encontram-se os valores de entrada para o volume diferencial. Esses valores de entradas são: vazão volumétrica, pressão e temperatura da água, ambos na entrada da torre de resfriamento; temperatura da água na saída da torre de resfriamento; vazão volumétrica, pressão, temperatura e umidade relativa do ar, ambos na entrada da torre de resfriamento; número de volumes diferenciais em que a torre de resfriamento foi dividida. No volume diferencial do passo 2 são obtidos os valores de saída através de sua modelagem. Esses valores de saída são: temperatura da água na saída e entalpia específica do ar na saída, ambos do volume diferencial.

O critério de parada no passo 3 é o número de volumes diferenciais em que a torre de resfriamento foi dividida. Um novo volume diferencial é simulado até que seja alcançado o enésimo volume diferencial, encerrando assim o fluxograma (passo 4). A partir do segundo volume diferencial as entradas são atualizados no bloco 1. Em outras palavras, a entrada do volume diferencial subsequente e a saída do volume diferencial anterior.

Quanto maior o número de volumes diferenciais, menor é a variação na temperatura da água nos mesmos. Para menores valores na variação da temperatura da água mais

refinado fica o cálculo do NUT . A partir de um determinado número de volumes diferenciais o seu efeito não altera mais a acurácia no cálculo do NUT . Essa acurácia é utilizada para estabelecer o número de volumes diferenciais em que a torre de resfriamento será dividida. O número de volumes diferenciais utilizado foi estabelecido quando não foi observada diferença superior a 0,001 (0,1 %) no NUT .

Na Figura 3.20 é apresentado um fluxograma para a modelagem da torre de resfriamento.

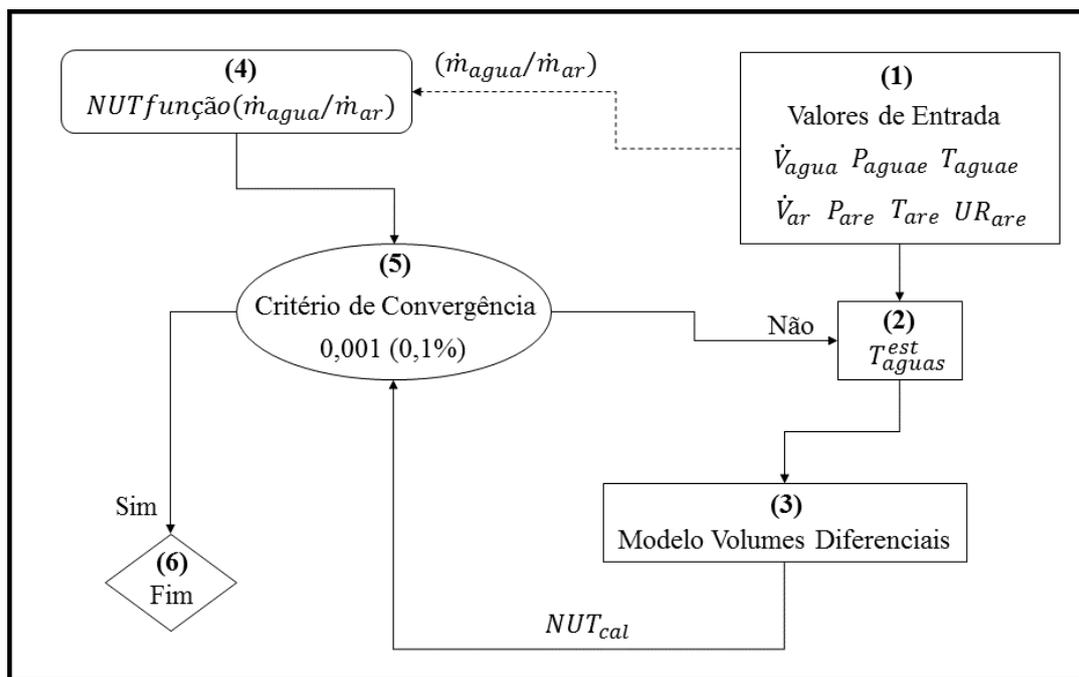


Figura 3.20: Fluxograma de simulação da torre de resfriamento.

No passo 1 (Figura 3.20) se encontram os valores de entrada para o modelo da torre de resfriamento. Esses valores de entradas são: vazão volumétrica, pressão e temperatura da água, ambos na entrada da torre de resfriamento; vazão volumétrica, pressão, temperatura e umidade relativa do ar, ambos na entrada da torre de resfriamento.

Um valor para temperatura da água na saída da torre de resfriamento é estimado ($T_{\text{agua}}^{\text{est}}$) no passo 2. No passo 3 segue o modelo dos volumes diferenciais da torre de resfriamento. A modelagem do volume diferencial no passo 3 segue conforme ilustrado na Figura 3.19 e discutido anteriormente. Através da modelagem mencionada anteriormente é obtido o número de unidades de transferência de calor calculado da torre de resfriamento (NUT_{cal}). Através da curva $NUT \times \dot{m}_{\text{agua}}/\dot{m}_{\text{ar}}$ da Figura 3.18 obtém-

se o valor do NUT no passo 4. A razão entre as vazões mássica de água e ar ($\dot{m}_{água}/\dot{m}_{ar}$) é originada do passo 1 em posse dos valores de entrada.

No passo 5 os valores de NUT_{cal} e NUT são comparados, no caso do critério de convergência ser atendido o fluxograma se encerra (passo 6), e do contrário um novo valor para temperatura da água na saída da torre de resfriamento é estimado (passo 2). O critério de convergência utilizado foi de 0,001 (0,1 %) para diferença entre o NUT_{cal} e NUT . O método numérico utilizado foi o da bisseção através de um procedimento iterativo para encontrar o valor para temperatura da água na saída da torre de resfriamento.

Com o objetivo de fundamentar o modelo, os seus resultados para a temperatura da água na saída da torre de resfriamento são comparados com a torre de resfriamento 8-OHSV da Alpina (Alpina, 2018). A temperatura da água na saída da torre aumenta com a temperatura da água em sua entrada. Na Tabela 3.9 é obtida uma diferença entre os dados do modelo e da Alpina inferior a 0,5 %. Os resultados para o modelo da Tabela 3.9 foram obtidos para 100 volumes diferenciais.

O modelo da torre de resfriamento foi resolvido por meio de um *script* desenvolvido em *MatLab*® (Mathworks, 2013). No Apêndice A desta tese são apresentados os cálculos para a relação entre NUT e razão $\dot{m}_{água}/\dot{m}_{ar}$ e seus desdobramentos.

Tabela 3.9: Comparação entre as temperaturas na saída obtidas pelo modelo e da Torre de Resfriamento 8-OHSV da Alpina.

T_{aguae} [°C]	Modelo T_{aguas} [°C]	Alpina T_{aguas} [°C]	Diferença [%]
28,0	25,887	26,0	-0,436
31,0	27,203	27,0	0,752
34,0	28,410	28,0	1,465
35,0	28,789	29,0	-0,727
39,0	30,180	30,0	0,599
Diferença Média [%]			0,331

3.1.7 Modelagem da Bomba

A bomba é responsável por promover o fluxo de água que circula entre o condensador e a torre de resfriamento. Na Figura 3.21 é mostrado uma representação esquemática da bomba. Onde nessa figura ΔP_{bmb} é a variação de pressão na bomba ou energia adicionada em forma de pressão pela bomba; P_{desc}^{est} e P_{suc}^{est} são as pressões estáticas da bomba na descarga e sucção, respectivamente; Vel_{agua}^{suc} é a velocidade da água na sucção da bomba.

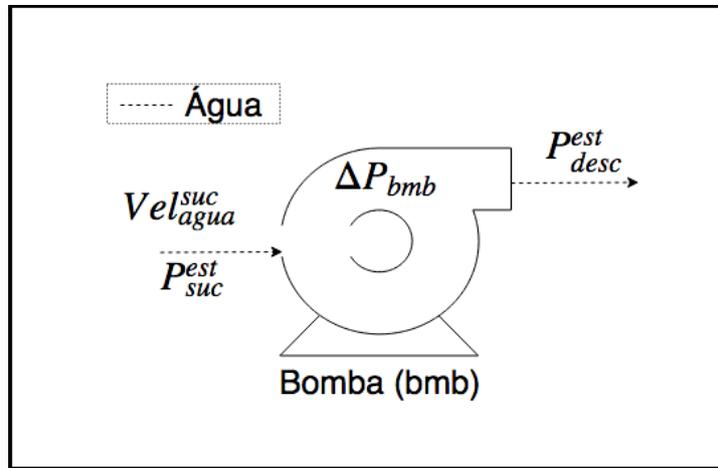


Figura 3.21: Representação da bomba.

A bomba modelada será o modelo DB6 centrífugo da Grundfos, cuja as grandezas são apresentadas na Tabela 3.10 (Grundfos, 2018). Onde $\dot{W}_{bmb}^{nominal}$ se refere-se a potência nominal dessa máquina, e as três últimas grandezas da Tabela 3.10 se referem ao motor elétrico de acionamento dessa bomba.

Tabela 3.10: Grandezas para a bomba centrífuga (Grundfos, 2018).

Grandeza	50% $\dot{W}_{bmb}^{nominal}$	75% $\dot{W}_{bmb}^{nominal}$	100% $\dot{W}_{bmb}^{nominal}$
Rendimento mecânico (η_{mec}) [–]	0,90	0,90	0,90
Tensão elétrica (TE) [Volts]	380	380	380
Fator de potência (FT_{pot}) [–]	0,690	0,810	0,870
Rendimento elétrico (η_{elet}) [–]	0,720	0,760	0,755

Na Equação (3.49) é calculado a energia adicionada pela bomba em forma de pressão. Onde $P_{água}^{bicos}$ é a pressão estática da água nos bicos de injeção da torre de resfriamento; $\rho_{água}$ é a massa específica da água.

$$\Delta P_{bmb} = (P_{desc}^{est} - P_{suc}^{est}) = (\Delta P_{água}) + P_{água}^{bicos} - \left[\frac{(V_{água}^{suc})^2 \cdot \rho_{água}}{2} \right] \quad (3.49)$$

A vazão volumétrica de água ($\dot{V}_{água}$) fornecida pela bomba é obtida em função variação de pressão ou perda de carga ΔP_{bmb} , calculada na Equação (3.49) (Figura 3.22). A pressão disponível na Figura 3.22 é a energia adicionada ao fluxo de água, ou seja, aumento da pressão do mesmo.

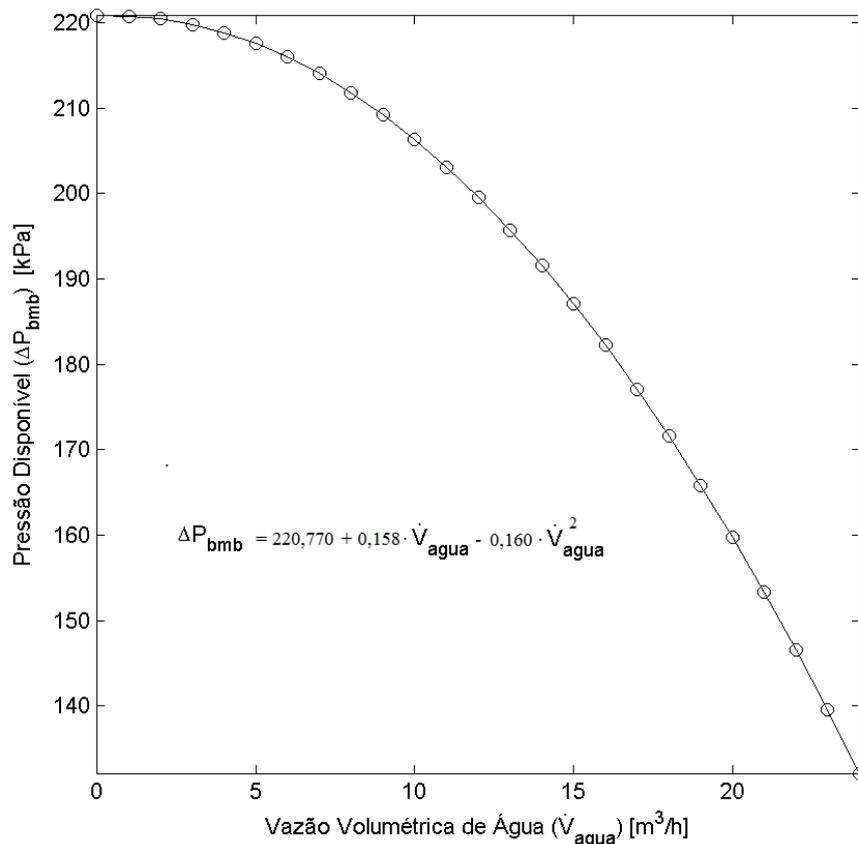


Figura 3.22: Vazão volumétrica de água na bomba x pressão disponível (Grundfos, 2018).

Os coeficientes da curva da Figura 3.22 são obtidos através de um processo de regressão utilizando os dados de catálogos da bomba obtidos em Grundfos (2018). Para essa curva o coeficiente de determinação de regressão (R^2) foi de 0,99.

Com a vazão volumétrica de água, a potência da bomba (\dot{W}_{bmb}) pode ser calculada através da (3.50).

$$\dot{W}_{bmb} = \dot{V}_{agua} \cdot \Delta P_{bmb} \quad (3.50)$$

A potência elétrica consumida pela bomba (\dot{W}_{bmb}^{elet}) pode ser calculada através da Equação (3.51). Por sua vez, a corrente elétrica consumida pelo motor de acionamento da bomba (I_{bmb}^{elet}) pode ser obtida através da Equação (3.52).

$$\dot{W}_{bmb}^{elet} = \left(\frac{\dot{W}_{bmb}}{\eta_{elet} \cdot \eta_{mec}} \right) \quad (3.51)$$

$$I_{bmb}^{elet} = \left(\frac{\dot{W}_{bmb}^{elet}}{\sqrt{3} \cdot TE \cdot FT_{pot}} \right) \quad (3.52)$$

3.1.8 Modelagem do Ventilador

O ventilador é responsável por impulsionar o fluxo de ar sobre a superfície externa do evaporador (serpentina aletada) e no interior da torre de resfriamento. Na Figura 3.23 é mostrado uma representação esquemática do ventilador. Onde nessa figura ΔP_{vtl} é a variação de pressão no ventilador ou energia adicionada em forma de pressão pelo ventilador; P_{desc}^{est} e P_{suc}^{est} são as pressões estáticas do ventilador na descarga e sucção, respectivamente.

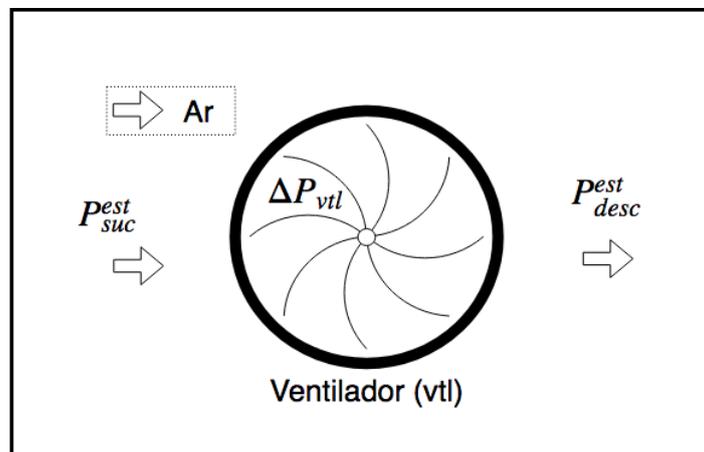


Figura 3.23: Representação do ventilador.

O ventilador modelado será o Modelo S4D500 axial da Ebm-papst, cuja as grandezas são apresentadas na Tabela 3.11 (Ebm-papst, 2018). Onde $\dot{W}_{vtl}^{nominal}$ se refere-se a potência nominal dessa máquina, e as três últimas grandezas da Tabela 3.11 se referem ao motor elétrico de acionamento desse ventilador.

Tabela 3.11: Grandezas para o ventilador (Ebm-papst, 2018).

Grandeza	50% $\dot{W}_{vtl}^{nominal}$	75% $\dot{W}_{vtl}^{nominal}$	100% $\dot{W}_{vtl}^{nominal}$
Rendimento mecânico (η_{mec}) [-]	0,92	0,92	0,92
Pressão estática na descarga (P_{desc}^{est}) [mca]	10,0	10,0	10,0
Tensão elétrica (TE) [Volts]	400-480	400-480	400-480
Fator de potência (FT_{pot}) [-]	0,710	0,830	0,890
Rendimento elétrico (η_{elet}) [-]	0,750	0,780	0,815

Na Equação (3.53) é calculado a energia adicionada pelo ventilador em forma de pressão. Onde ΔP_{ar} é o acréscimo de pressão estática no escoamento de ar; Vel_{ar}^{suc} é a velocidade do ar na sucção do ventilador.

$$\Delta P_{vtl} = (P_{desc}^{est} - P_{suc}^{est}) = (\Delta P_{ar}) - \left[\frac{(Vel_{ar}^{suc})^2 \cdot \rho_{ar}}{2} \right] \quad (3.53)$$

A vazão volumétrica de ar (\dot{V}_{ar}) fornecida pelo ventilador é obtida em função do acréscimo de pressão estática no escoamento de ar ΔP_{ar} , calculada na Equação (3.53) (Figura 3.24). A pressão disponível na Figura 3.24 é a energia adicionada ao fluxo de ar, ou seja, aumento da pressão do mesmo.

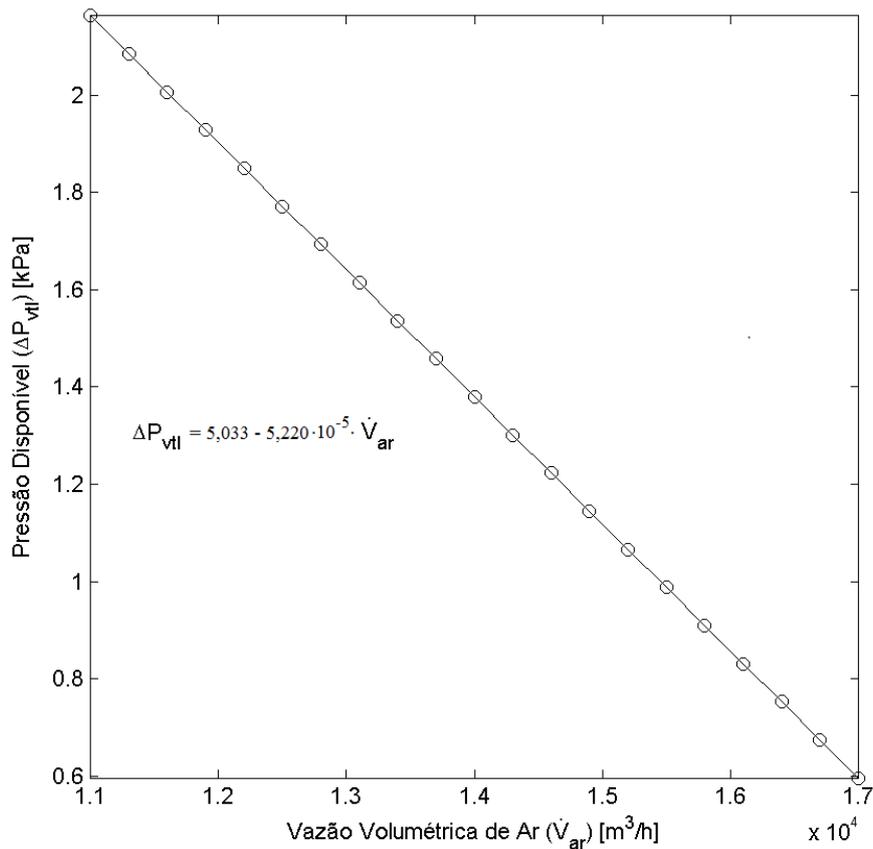


Figura 3.24: Vazão volumétrica de ar no ventilador x pressão disponível (Ebm-papst, 2018).

Os coeficientes da curva da Figura 3.24 são obtidos através de um processo de regressão utilizando os dados de catálogos do ventilador obtidos em Ebm-papst (2018). Para essa curva o coeficiente de determinação de regressão (R^2) foi de 0,99.

A potência elétrica consumida pelo ventilador (\dot{W}_{vtl}^{elet}) pode ser calculada através da Equação (3.55). Por sua vez, a corrente elétrica consumida pelo motor de acionamento do ventilador (I_{vtl}^{elet}) pode ser obtida através da Equação (3.56).

Com a vazão volumétrica de ar, a potência do ventilador (\dot{W}_{vtl}) pode ser calculada através da (3.54).

$$\dot{W}_{vtl} = \dot{V}_{ar} \cdot \Delta P_{vtl} \quad (3.54)$$

$$\dot{W}_{vtl}^{elet} = \left(\frac{\dot{W}_{vtl}}{\eta_{elet} \cdot \eta_{mec}} \right) \quad (3.55)$$

$$I_{vtl}^{elet} = \left(\frac{\dot{W}_{vtl}^{elet}}{\sqrt{3} \cdot TE \cdot FT_{pot}} \right) \quad (3.56)$$

No evaporador são utilizados 5 ventiladores axiais de mesma capacidade e performance. Por sua vez, na torre de resfriamento é utilizado apenas um ventilador axial.

3.2 Modelagem do Sistema de Refrigeração por Compressão Mecânica de Vapor

Nos itens anteriores foram apresentados os modelos individuais dos componentes do sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor. A seguir será analisado o comportamento do sistema de refrigeração a partir dos modelos de seus componentes funcionando em conjunto. Em outras palavras, será avaliada a interdependência dos componentes do sistema de refrigeração através do equilíbrio de seu funcionamento. Na Figura 3.25 é mostrada uma representação esquemática dos componentes do sistema de refrigeração e as potências e fluxos de calor envolvidos nos mesmos.

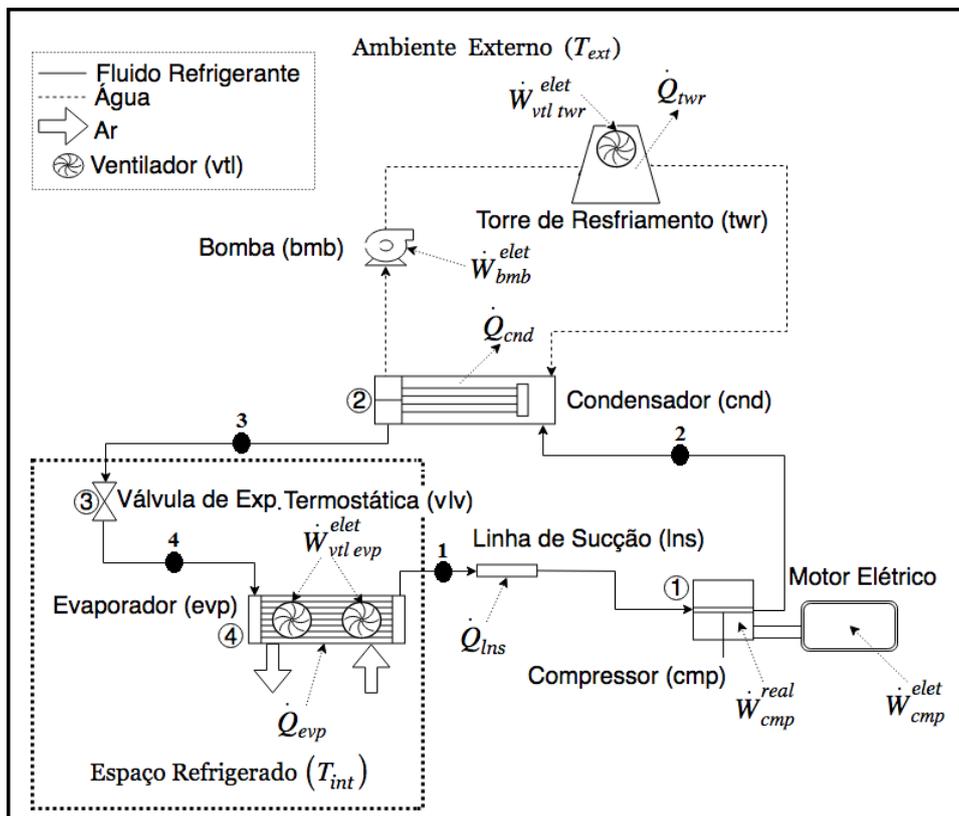


Figura 3.25: Sistema de refrigeração e as potências e fluxos de calor envolvidos.

Onde para a Figura 3.25:

T_{ext} e T_{int} : Temperaturas interna e externa ao espaço refrigerado, respectivamente;

\dot{W}_{cmp}^{elet} e \dot{W}_{cmp}^{real} : Potências elétrica consumida e de compressão real do compressor, respectivamente;

\dot{W}_{bmb}^{elet} , $\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet}$ e $\dot{W}_{vtl\ twr}^{elet}$: Potências elétricas consumidas pela bomba e ventiladores do evaporador e torre de resfriamento, respectivamente;

\dot{Q}_{twr} e \dot{Q}_{cnd} : Fluxos de calor rejeitado na torre de resfriamento e no condensador, respectivamente;

\dot{Q}_{evp} e \dot{Q}_{ins} : Fluxos de calor removido no evaporador e adicionado na linha de sucção, respectivamente;

O método numérico utilizado para solução do equilíbrio entre os componentes do sistema de refrigeração foi o da bisseção. Esse método parte de valores inicialmente estimados para determinadas grandezas, as quais são calculadas através dos modelos dos componentes que integram o sistema de refrigeração. Com isso, diferenças entre os correspondentes valores das grandezas estimadas e calculadas são obtidas e comparados a uma tolerância. A tolerância (erro máximo) utilizada foi de 0,001 (0,1%) para diferença entre as grandezas estimadas e calculadas. Na simulação do sistema de refrigeração é utilizado um procedimento iterativo para encontrar os valores das grandezas calculadas. Na Figura 3.26 é mostrado um fluxograma para a modelagem numérica do sistema de refrigeração. No bloco 1 da Figura 3.26 se encontram os valores inicialmente estimados para:

- Temperatura de condensação (T_{cnd});
- Grau de subresfriamento ($DTSR$);
- Vazão volumétrica de água (\dot{V}_{agua});
- Grau de superaquecimento ($DTSA$);
- Temperatura de evaporação (T_{evp});
- Vazão volumétrica de ar no evaporador (\dot{V}_{ar});
- Perda de carga na linha de sucção (ΔP_f);

- Variação de temperatura na linha de sucção (ΔT_f);
- Temperatura da água na saída da torre de resfriamento (T_{aguas}).

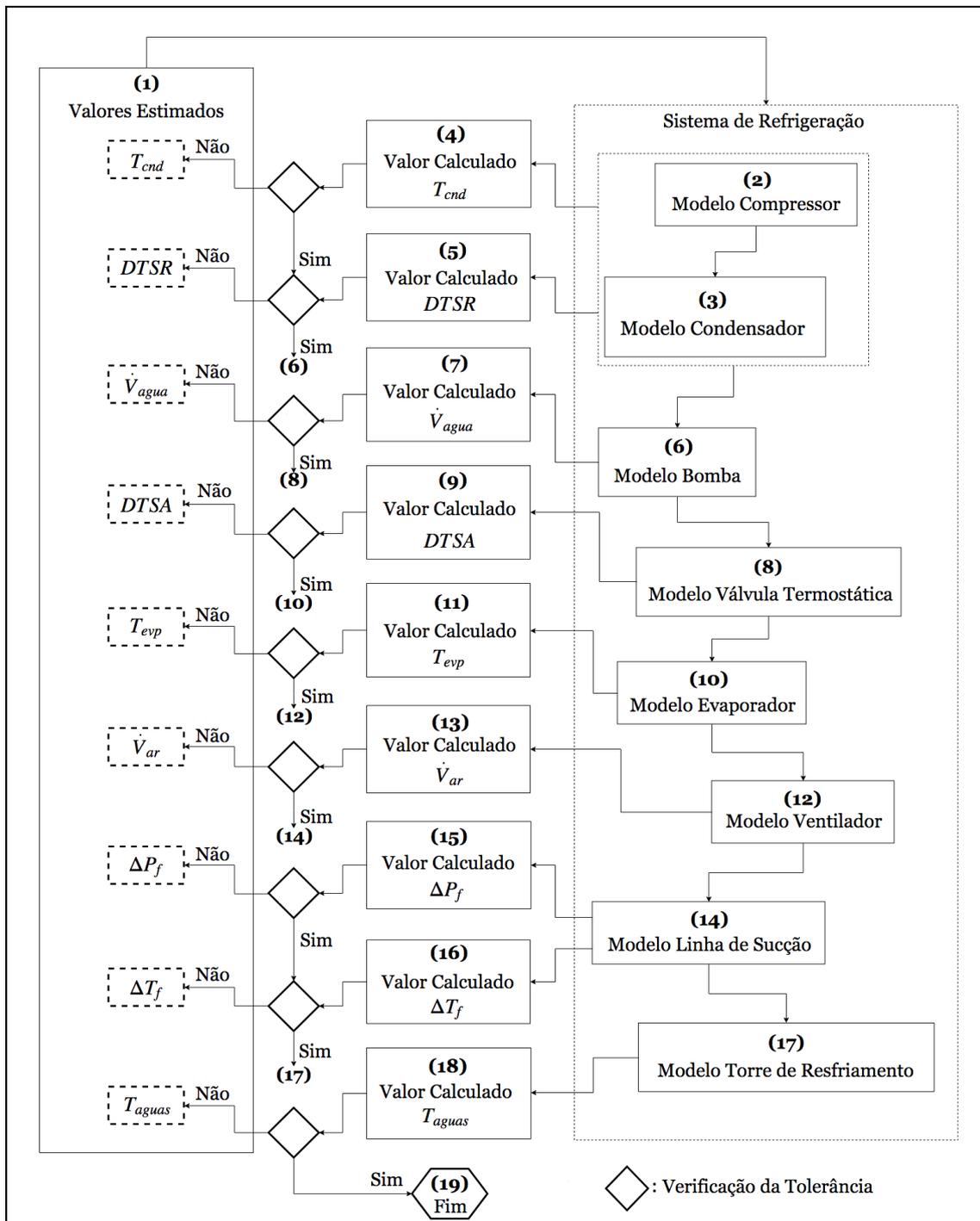


Figura 3.26: Fluxograma para a simulação numérica do sistema de refrigeração.

Os blocos 2, 3, 6, 8, 10, 12, 14 e 17 da Figura 3.26 representam os modelos dos componentes e suas respectivas entradas conforme apresentado neste capítulo. Nos blocos 4, 5, 7, 9, 11, 13, 15, 16 e 18 também da Figura 3.26, são obtidos os valores calculados para as grandezas inicialmente estimadas no bloco 1 dessa mesma figura.

O modelo do condensador (bloco 3) calcula a temperatura de condensação (T_{cnd}) para um valor pré-estabelecido do grau de subresfriamento ($DTSR$). Para isso, um procedimento iterativo é realizado conforme apresentado na Figura 3.27.

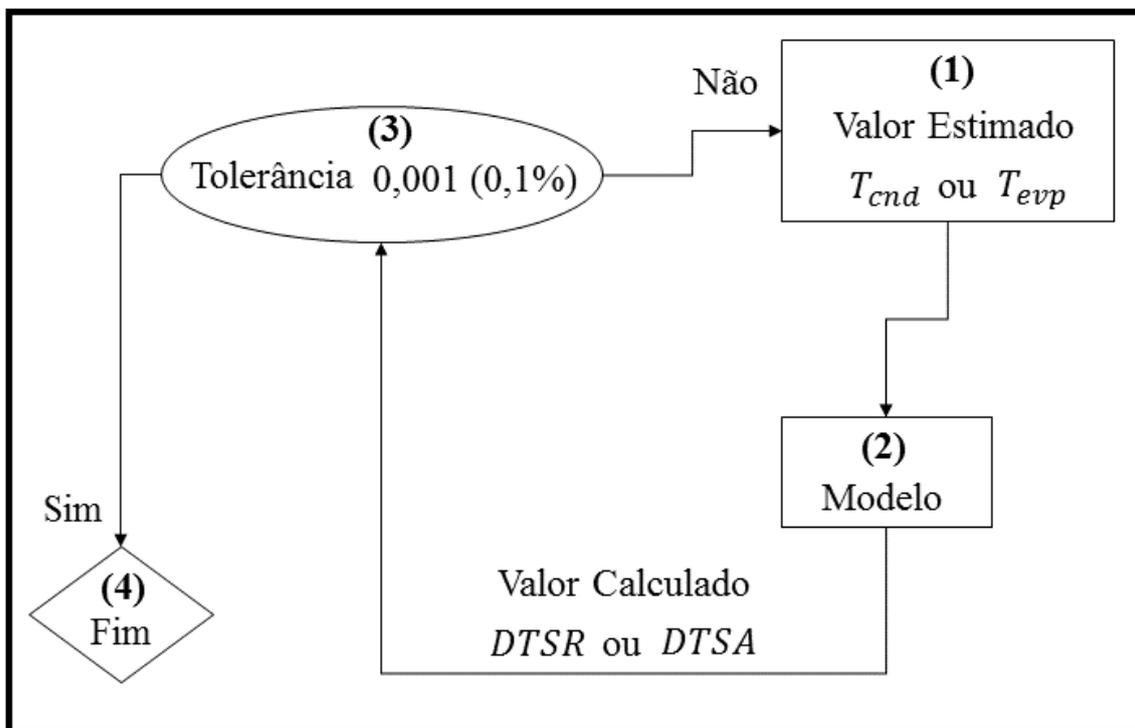


Figura 3.27: Fluxograma para modelagem numérica do condensador e evaporador no sistema de refrigeração.

No bloco 1 (Figura 3.27) se encontra o valor da temperatura de condensação estimada. O grau de subresfriamento é obtido no bloco 2 através do modelo do condensador. Um critério de tolerância é previamente estabelecido, assim, o mesmo pode ser verificada no bloco 3. No caso desse critério de tolerância ser atendido o procedimento se encerra (bloco 4), e do contrário um novo valor é estimado para temperatura de condensação (bloco 1). O método numérico e o critério de tolerância foram os mesmos utilizados para o sistema de refrigeração.

O procedimento de modelagem do evaporador no sistema de refrigeração também é através de um processo iterativo. O modelo do evaporador (bloco 10) calcula a temperatura de evaporação para um valor pré-estabelecido do grau de superaquecimento. Para isso, um procedimento iterativo é realizado também conforme apresentado na Figura 3.27 e discutido anteriormente no último parágrafo.

O funcionamento do sistema de refrigeração é governado por um conjunto de equações não-lineares. A solução desse sistema de equações corresponde a uma condição de equilíbrio do sistema de refrigeração. Em outras palavras, corresponde a um ponto onde o sistema pode ser considerado operando em regime permanente, ou seja, em regime quase-estático (Qiao et al., 2010).

Na Tabela 3.12 são apresentadas as grandezas obtidas no sistema de refrigeração operando com seus componentes em equilíbrio. Esse equilíbrio foi obtido para as temperaturas externa (T_{ext}), interna (T_{int}) e umidade relativa externa (UR_{ext}) de 32,0 °C, 2,0 °C e 60,0 %, respectivamente. A condição de equilíbrio estabelecida pelas temperaturas e umidade relativa, mencionadas anteriormente, refere-se à condição de *design* do sistema de refrigeração.

Tabela 3.12: Grandezas para os componentes do sistema de refrigeração operando em equilíbrio.

Grandeza e Unidade	Valor
Vazão mássica de fluido refrigerante (\dot{m}_f) [kg/s]	0,612
Fluxo de calor rejeitado no condensador (\dot{Q}_{cnd}) [kW]	137,135
Fluxo de calor removido no evaporador (\dot{Q}_{evp}) [kW]	100,397
Potência de compressão real, compressor (\dot{W}_{cmp}^{real}) [kW]	38,926
Coefficiente de performance (COP) [–]	2,579
Potência elétrica consumida, compressor (\dot{W}_{cmp}^{elet}) [kW]	40,130
Vazão de água (\dot{V}_{agua}) [m^3/h]	22,963
Perda de carga da água no condensador (ΔP_{agua}^{cnd}) [kPa]	179,064
Potência elétrica consumida, bomba (\dot{W}_{bmb}^{elet}) [kW]	1,670
Temperatura da água na entrada do condensador (T_{aguae}^{cnd}) [$^{\circ}C$]	28,066
Temperatura da água na saída do condensador (T_{aguas}^{cnd}) [$^{\circ}C$]	33,059
Vazão de ar dos ventiladores do evaporador (\dot{V}_{ar}^{evp}) [m^3/h]	83717,096
Perda de carga do ar no evaporador (ΔP_{ar}^{evp}) [kPa]	0,704
Potência elétrica consumida, ventiladores evaporador ($\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet}$) [kW]	21,830
Temperatura do ar na entrada do evaporador ($T_{are}^{evp} = T_{int}$) [$^{\circ}C$]	2,000
Temperatura do ar na saída do evaporador (T_{ars}^{evp}) [$^{\circ}C$]	-1,334
Potência elétrica consumida, ventilador torre de resfri. ($\dot{W}_{vtl\ twr}^{elet}$) [kW]	2,403

Ainda com relação ao equilíbrio descrito no parágrafo anterior, na Tabela 3.13 são apresentadas as grandezas relacionadas ao ciclo de refrigeração. As grandezas da Tabela 3.13 indicam as transformações e processos que ocorrem com o fluido refrigerante ao percorrer os componentes do sistema de refrigeração.

Tabela 3.13: Grandezas para o ciclo de refrigeração com seus componentes operando em equilíbrio.

Grandeza e Unidade	Valor
Pressão de condensação (P_{cnd}) [kPa]	1537,843
Temperatura de condensação (T_{cnd}) [°C]	40,125
Pressão de evaporação (P_{evp}) [kPa]	360,717
Temperatura de evaporação (T_{evp}) [°C]	-9,375
Pressão do fluido refrigerante no ponto 1 (P_{f1}) [kPa]	358,746
Temperatura do fluido refrigerante no ponto 1 (T_{f1}) [°C]	-1,499
Pressão do fluido refrigerante no ponto 2 (P_{f2}) [kPa]	1538,261
Temperatura do fluido refrigerante no ponto 2 (T_{f2}) [°C]	87,692
Pressão do fluido refrigerante no ponto 3 (P_{f3}) [kPa]	1537,426
Temperatura do fluido refrigerante no ponto 3 (T_{f3}) [°C]	33,424
Pressão do fluido refrigerante no ponto 4 (P_{f4}) [kPa]	362,687
Temperatura do fluido refrigerante no ponto 4 (T_{f4}) [°C]	-9,375
Título do fluido refrigerante no ponto 4 (x_{f4}) [—]	0,244
Grau de superaquecimento ($DTSA$) [°C]	7,993
Grau de subresfriamento ($DTSR$) [°C]	6,701
Perda de carga total fluido refrigerante, condensador (ΔP_f^{cnd}) [kPa]	0,835
Perda de carga total fluido refrigerante, evaporador (ΔP_f^{evp}) [kPa]	3,941
Perda de carga na linha de sucção (ΔP_f^{lns}) [kPa]	2,580
Varição de temperatura na linha de sucção (ΔT_f^{lns}) [°C]	0,053

Através da simulação numérica, diversas condições de equilíbrio do sistema de refrigeração podem ser obtidas. Com isso, podem ser avaliados os comportamentos de diversas grandezas do sistema de refrigeração. Uma dessas grandezas é o coeficiente de performance (COP), obtido pela Equação (3.57). O coeficiente de performance é a capacidade de remoção calor no evaporador com relação a potência real consumida pelo compressor do sistema de refrigeração (Stoecker, 2004). Em outras palavras, é a razão entre o fluxo de calor removido (\dot{Q}_{evp}) e a potência de compressão real (\dot{W}_{cmp}^{real}). Nas

curvas da Figura 3.28 é apresentado o comportamento do coeficiente de performance em função da temperatura interna em determinadas temperaturas externas. As curvas da Figura 3.28 são obtidas para uma umidade relativa externa constante.

$$COP = \left(\frac{\dot{Q}_{evp}}{\dot{W}_{cmp}^{real}} \right) \quad (3.57)$$

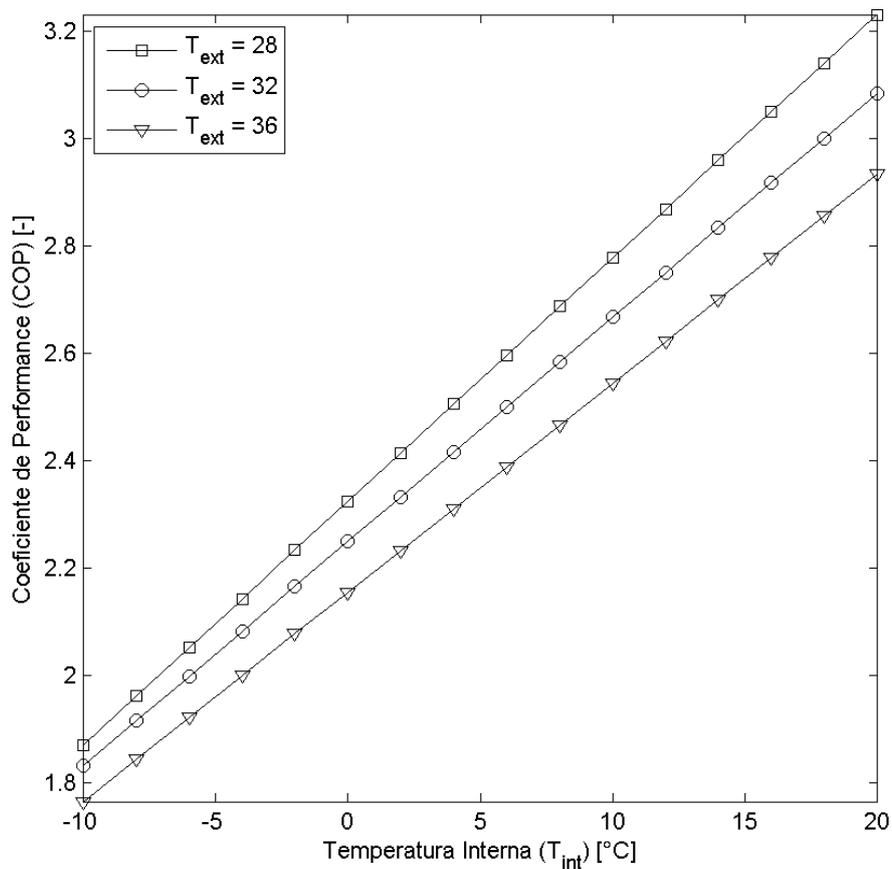


Figura 3.28: Coeficiente de performance x temperatura interna.

O fluxo de calor removido no evaporador aumenta com a temperatura de evaporação, que aumenta com a temperatura interna. Portanto, o coeficiente de performance aumenta com o aumento da temperatura interna. Por sua vez, a temperatura de evaporação também aumenta com a redução da temperatura externa. Com isso, o coeficiente de performance aumenta com a redução da temperatura externa. A potência de compressão real do compressor também aumenta com a temperatura de evaporação,

mas esse aumento é de menor magnitude com relação ao que ocorre no fluxo de calor removido.

Na Figura 3.29 é apresentado o comportamento do fluxo de calor rejeitado pelo condensador, fluxo de calor removido pelo evaporador e da potência de compressão real para o compressor do sistema de refrigeração. O comportamento dessas grandezas é avaliado em função da temperatura interna. Conforme discutido no último parágrafo, o fluxo de calor removido e a potência de compressão real do compressor aumentam com a temperatura interna. Por sua vez, o fluxo de calor rejeitado aumenta com o aumento do fluxo de calor removido e a potência de compressão real do compressor. As curvas da Figura 3.29 são obtidas para uma temperatura e umidade relativa externa constantes.

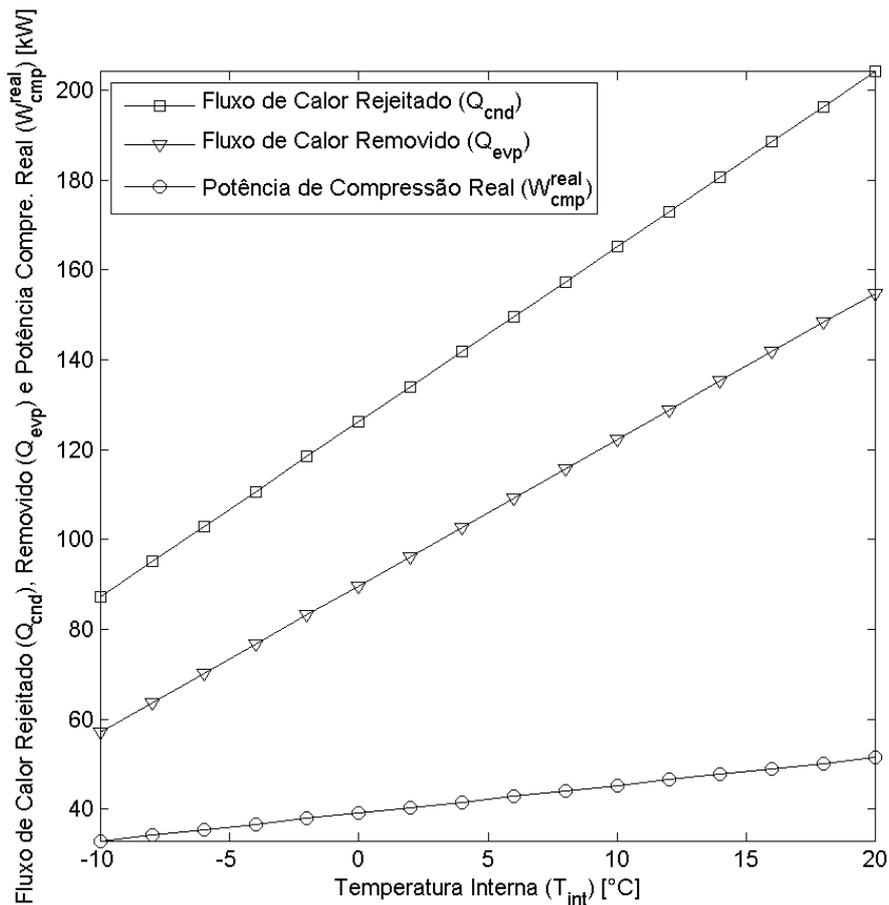


Figura 3.29: Fluxo de calor rejeitado, removido e potência de compressão real do compressor x temperatura interna.

As curvas para as vazões mássicas de fluido refrigerante em função da temperatura interna são apresentadas na Figura 3.30. A vazão mássica de fluido refrigerante aumenta com a temperatura interna. Os dados de catálogo para a capacidade da válvula de expansão termostática, corresponde entre 75 e 80 % de sua capacidade máxima segundo Eames et al. (2014). O modelo para a válvula de expansão termostática foi baseado em seus dados de capacidade informados no catálogo. Portanto, a vazão mássica máxima fornecida por esse componente ainda possui no mínimo 20 % de reserva. Dessa forma a válvula de expansão termostática será capaz de alimentar suficientemente o evaporador do sistema de refrigeração para temperaturas internas bem superiores a 20 °C. As curvas da Figura 3.30 são obtidas para uma temperatura e umidade relativa externa constantes.

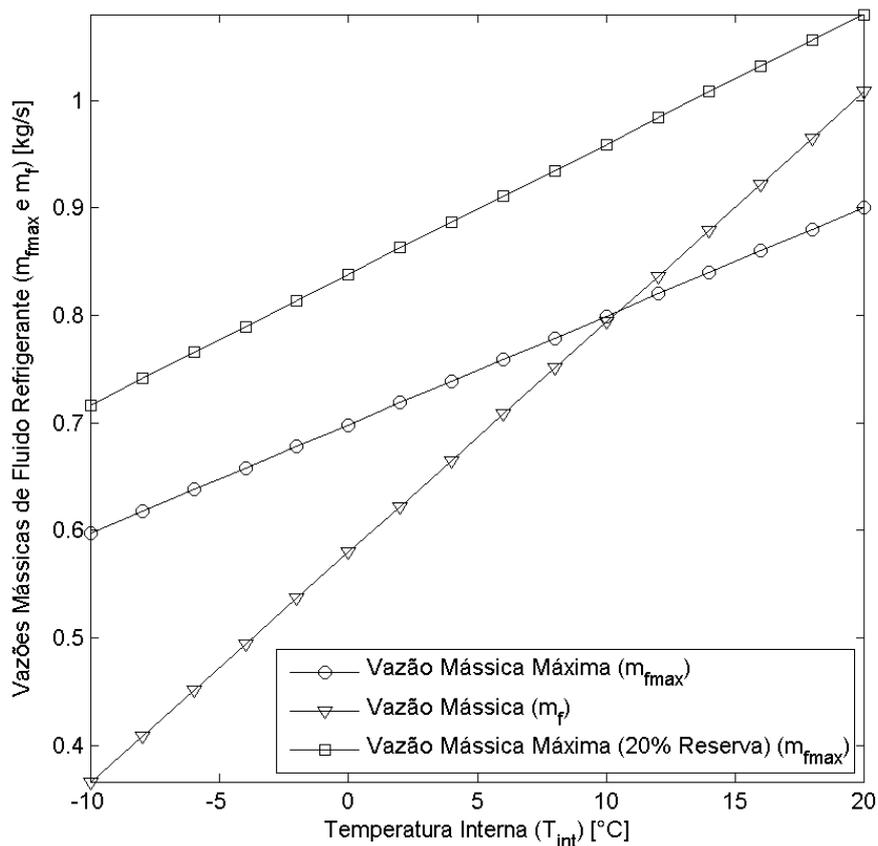


Figura 3.30: Vazões mássicas de fluido refrigerante x temperatura interna.

Na Figura 3.31 são apresentados os comportamentos para o grau de superaquecimento máximo, dinâmico e mínimo ou estático em função da temperatura interna. O grau de superaquecimento máximo ($DTSA_{max}$) e mínimo ($DTSA_{SS}$) diminuem

com o aumento da temperatura interna. Por sua vez, o grau de superaquecimento dinâmico ($DTSA_{OS}$) diminui com a redução do grau de superaquecimento máximo e mínimo. As curvas da Figura 3.31 são obtidas para uma temperatura e umidade relativa externa constantes.

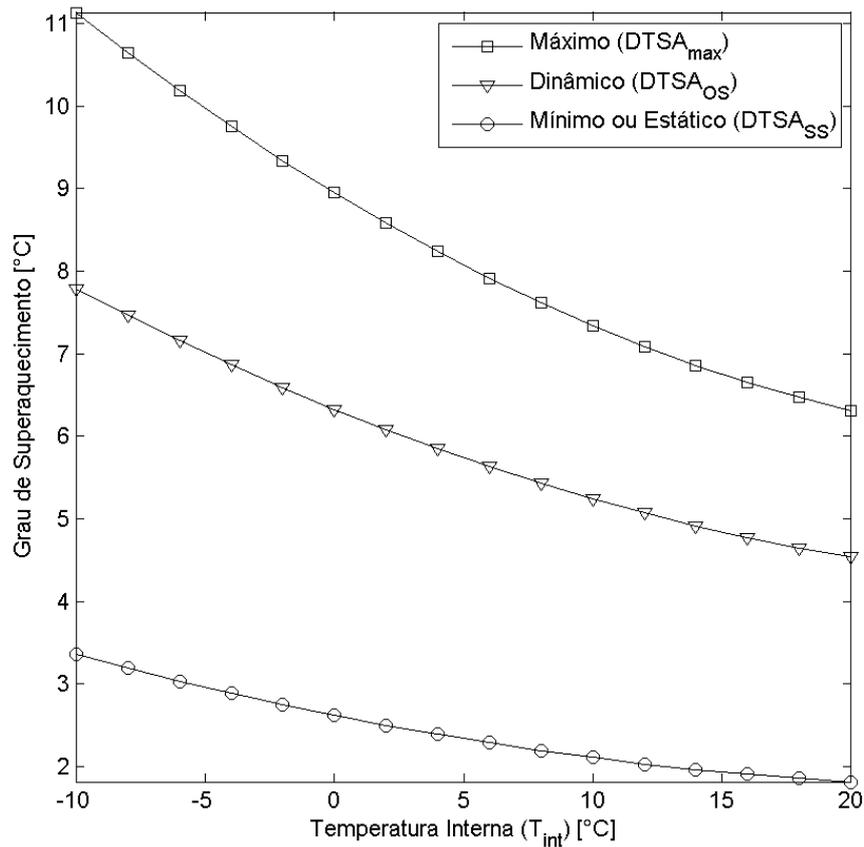


Figura 3.31: Grau de superaquecimento máximo, dinâmico e mínimo ou estático x temperatura interna.

Uma outra maneira de avaliar o equilíbrio entre os componentes do sistema de refrigeração é através de um fluxo de calor interno (\dot{Q}_{int}) ao espaço refrigerado. Esse fluxo de calor também será denominada como carga térmica. Com isso pode ser avaliado o comportamento da temperatura interna ao longo do tempo ($T_{int}(t)$) através da Equação (3.58). Onde Vol_{int} é o volume do interior do espaço refrigerado; Δt é o intervalo de tempo; ρ_{ar} e c_{par} são a massa específica e calor específico à pressão constante do ar no interior do espaço refrigerado, respectivamente.

$$T_{int}(t) = T_{int}(t - \Delta t) + \left[\frac{(\dot{Q}_{int} - \dot{Q}_{evp}) \cdot \Delta t}{(Vol_{int} \cdot \rho_{ar} \cdot c_{par})} \right] \quad (3.58)$$

O comportamento para a carga térmica em função do tempo segue conforme apresentado na Equação (3.59).

$$\dot{Q}_{int} = 200 \text{ kW para } t \leq 120 \text{ s} \quad (3.59)$$

$$\dot{Q}_{int} = 150 \text{ kW para } 120 \text{ s} < t \leq 240 \text{ s}$$

$$\dot{Q}_{int} = 80 \text{ kW para } 240 \text{ s} < t \leq 360 \text{ s}$$

$$\dot{Q}_{int} = 120 \text{ kW para } t > 360 \text{ s}$$

Na Figura 3.32 é apresentado o comportamento do fluxo de calor removido (\dot{Q}_{evp}) e da carga térmica (\dot{Q}_{int}) em função do tempo (t).

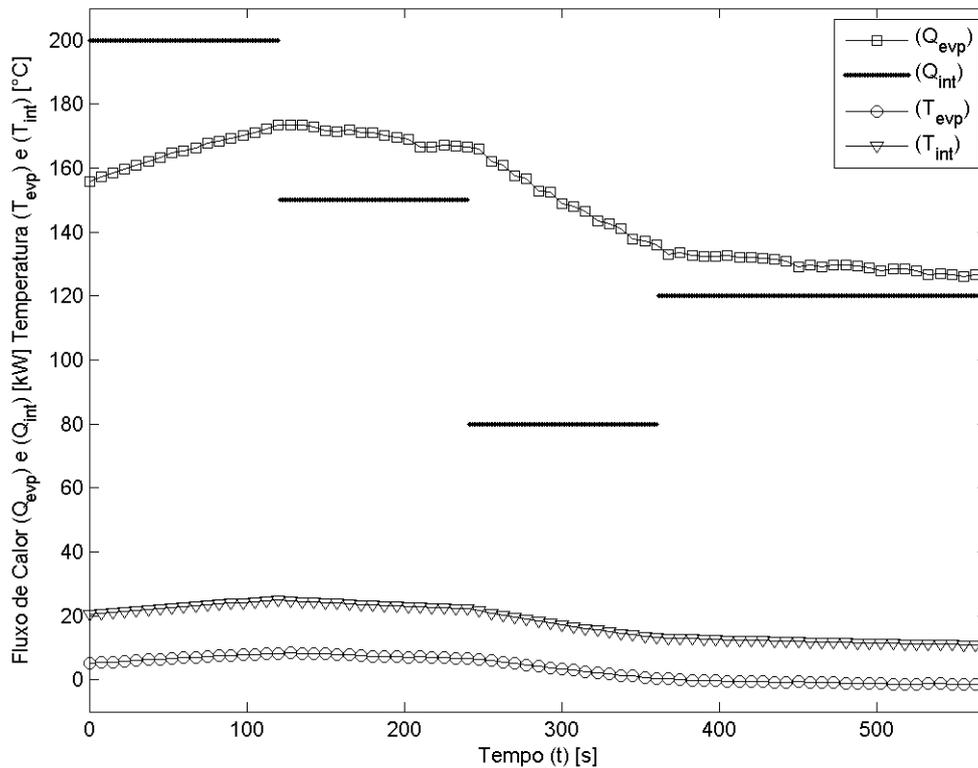


Figura 3.32: Fluxo de calor removido, carga térmica, temperatura de evaporação e temperatura interna x tempo.

Na Figura 3.32 são apresentados também os comportamentos das temperaturas de evaporação (T_{evp}) e interna (T_{int}), em função do tempo. O intervalo de tempo foi de 15 s e a temperatura e umidade relativa externa foram mantidas constantes. Na Figura 3.32 pode-se observar a redução da temperatura interna quando o fluxo de calor removido é maior que o fluxo de calor interno. Por sua vez, ocorre uma tendência da temperatura interna aumentar quando o fluxo de calor interno é maior que o fluxo de calor removido. As curvas da Figura 3.32 são obtidas para uma temperatura e umidade relativa externa constantes.

Na Figura 3.33 segue uma representação esquemática do ciclo do sistema de refrigeração em um diagrama pressão (P) e entalpia (h). No ciclo da Figura 3.33 é ilustrado de forma representativa algumas grandezas apresentadas na Tabela 3.13. Além de algumas grandezas, podem também ser posicionados os componentes do sistema de refrigeração por onde ocorre a circulação do fluido refrigerante. Entre os pontos (1 – 1a) da Figura 3.33 se posiciona a linha de sucção. O posicionamento do compressor fica entre os pontos (1a – 2). Por sua vez, o condensador e a válvula de expansão termostática se posicionam entre os pontos (2 – 3) e (3 – 4), respectivamente. Fechando o ciclo o evaporador se posiciona entre os pontos (4 – 1).

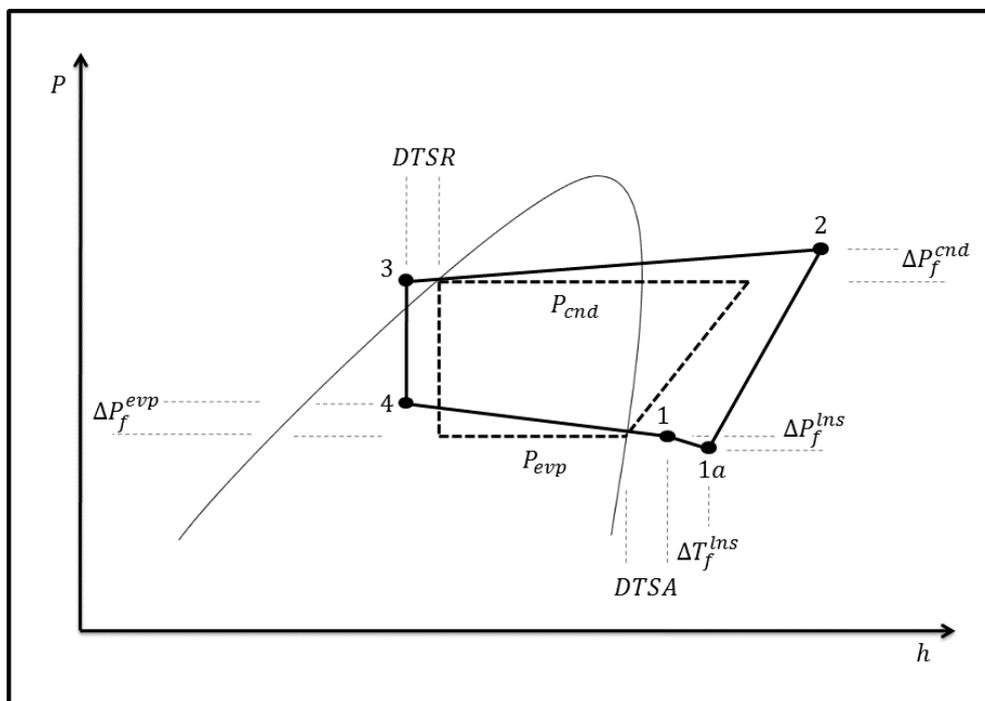


Figura 3.33: Ciclo do sistema de refrigeração em um diagrama pressão (P) e entalpia (h).

3.3 Modelagem das Degradações no Sistema de Refrigeração por Compressão Mecânica de Vapor

Com o modelo do sistema de refrigeração podem ser simuladas várias condições operacionais *off-design*. Essas condições podem ser com e sem a presença de degradação nos componentes, bem como, para diferentes condições externas e internas do espaço refrigerado. Na Tabela 3.14 são apresentados os procedimentos para simulação das degradações nos componentes do sistema de refrigeração.

Tabela 3.14: Procedimento de simulação das degradações no modelo do sistema de refrigeração.

Componente	Procedimento de Simulação da Degradação
Compressor (cmp)	Redução no rendimento isoentrópico
Condensador (cnd)	Aumento da perda de carga do lado dos tubos
Válvula de Exp. Termostática (vlv)	Redução no coeficiente característico
Evaporador (evp)	Aumento da perda de carga na superfície externa

Na Tabela 3.14 a degradação para o compressor é referente as perdas de energia por atrito no processo de compressão, devido ao vazamento de óleo lubrificante. Para o condensador, o procedimento de simulação é referente a formação de incrustações no interior de seus tubos. Essas incrustações são depósitos formados devido a cristalização das impurezas contidas na água de condensação. O procedimento de simulação para a válvula de expansão termostática representa a obstrução de sua abertura para a passagem de fluido refrigerante. Essa degradação é causada pela formação de gelo no interior da válvula, devido a presença de umidade no fluido refrigerante. No evaporador o procedimento na Tabela 3.14 simula a formação de gelo em sua superfície externa. Essa degradação é devido ao excesso de umidade no interior do espaço refrigerado. Com isso são estabelecidos os componentes a serem degradados, e o procedimento de simulação das degradações nos mesmos.

As condições operacionais *off-design* com degradações nos componentes do sistema serão denominadas de condições de *teste*. Por sua vez, as condições operacionais

off-design sem degradações serão denominadas de condições de referência. Na Tabela 3.15 são apresentadas as condições operacionais *off-design* que serão analisadas no Capítulo IV.

Tabela 3.15: Condições operacionais *off-design* do sistema de refrigeração.

Condição	Degradação (Classificação)
0 referência	Sem degradação
1 <i>teste</i> (cmp)	Degradação no compressor
2 <i>teste</i> (cnd)	Degradação no condensador
3 <i>teste</i> (vlv)	Degradação na válvula
4 <i>teste</i> (evp)	Degradação no evaporador
5 <i>teste</i>	Degradação no compressor e condensador
6 <i>teste</i>	Degradação no compressor e válvula
7 <i>teste</i>	Degradação no compressor e evaporador
8 <i>teste</i>	Degradação no condensador e válvula
9 <i>teste</i>	Degradação no condensador e evaporador
10 <i>teste</i>	Degradação na válvula e evaporador
11 <i>teste</i>	Degradação no compressor, condensador e válvula
12 <i>teste</i>	Degradação no compressor, condensador e evaporador
13 <i>teste</i>	Degradação no compressor, válvula e evaporador
14 <i>teste</i>	Degradação no condensador, válvula e evaporador
15 <i>teste</i>	Degradação no Compressor, condensador, válvula e evaporador

Na Tabela 3.16 são apresentados os níveis de intensidade utilizados para gerar cada degradação da Tabela 3.14 através do modelo do sistema. As porcentagens apresentadas na Tabela 3.16 estão relacionadas a condição de *design* do sistema de refrigeração. Essa porcentagem é referente a alteração imposta ao parâmetro do sistema (Tabela 3.14) utilizada para simular a degradação no componente do mesmo. Os dados operacionais que serão utilizados para o diagnóstico termoeconômico serão simulados para a Intensidade 3. Esses dados serão obtidos para a temperatura e umidade relativa externa de 32,0 °C e 60,0 %, respectivamente. Além de uma temperatura interna de 2,0 °C, ou seja, para uma carga térmica constante. Por sua vez, os dados operacionais utilizados para a aplicação das Redes Neurais Artificiais (RNAs) serão simulados para todas as

intensidades da Tabela 3.16. Esses dados serão obtidos em diferentes temperaturas externa e interna do espaço refrigerado, para uma umidade relativa externa de 60,0 %.

Tabela 3.16: Níveis de intensidade para a simulação das degradações.

Componente	Intensidade 1 [%]	Intensidade 2 [%]	Intensidade 3 [%]
Cmp	-10	-15	-20
Cnd	+25	+35	+45
Vlv	-5	-10	-15
Evp	+50	+75	+100

Obs: - significa redução de
+ significa aumento de

Na Figura 3.34 são apresentados os resultados para o coeficiente de performance para algumas condições operacionais *off-design* da Tabela 3.15. As degradações no compressor, condensador e evaporador aumentam a relação de pressão, que aumenta a potência real consumida pelo compressor. A degradação na válvula de expansão termostática reduz a vazão mássica de fluido refrigerante, que reduz o fluxo de calor removido no evaporador. A presença da degradação no compressor é responsável pela maior redução no *COP*, sendo seguido pelo condensador válvula de expansão termostática e evaporador. Os resultados para o *COP* da Figura 3.34 foram simulados para o nível de Intensidade 3 da Tabela 3.16. Os mesmos foram obtidos para a temperatura e umidade relativa externa de 32,0 °C e 60,0 %, respectivamente. Além de uma temperatura interna de 2,0 °C, ou seja, para uma carga térmica constante.

No próximo capítulo desta tese as metodologias de diagnóstico termoeconômico serão aplicadas em um estudo de caso. Nessa aplicação as metodologias utilizadas serão aprimoradas e comparadas através da discussão de seus resultados. No próximo capítulo também será realizado a detecção de degradações no sistema de refrigeração. Essa detecção será realizada por uma metodologia proposta através da utilização das Redes Neurais Artificiais (RNAs).

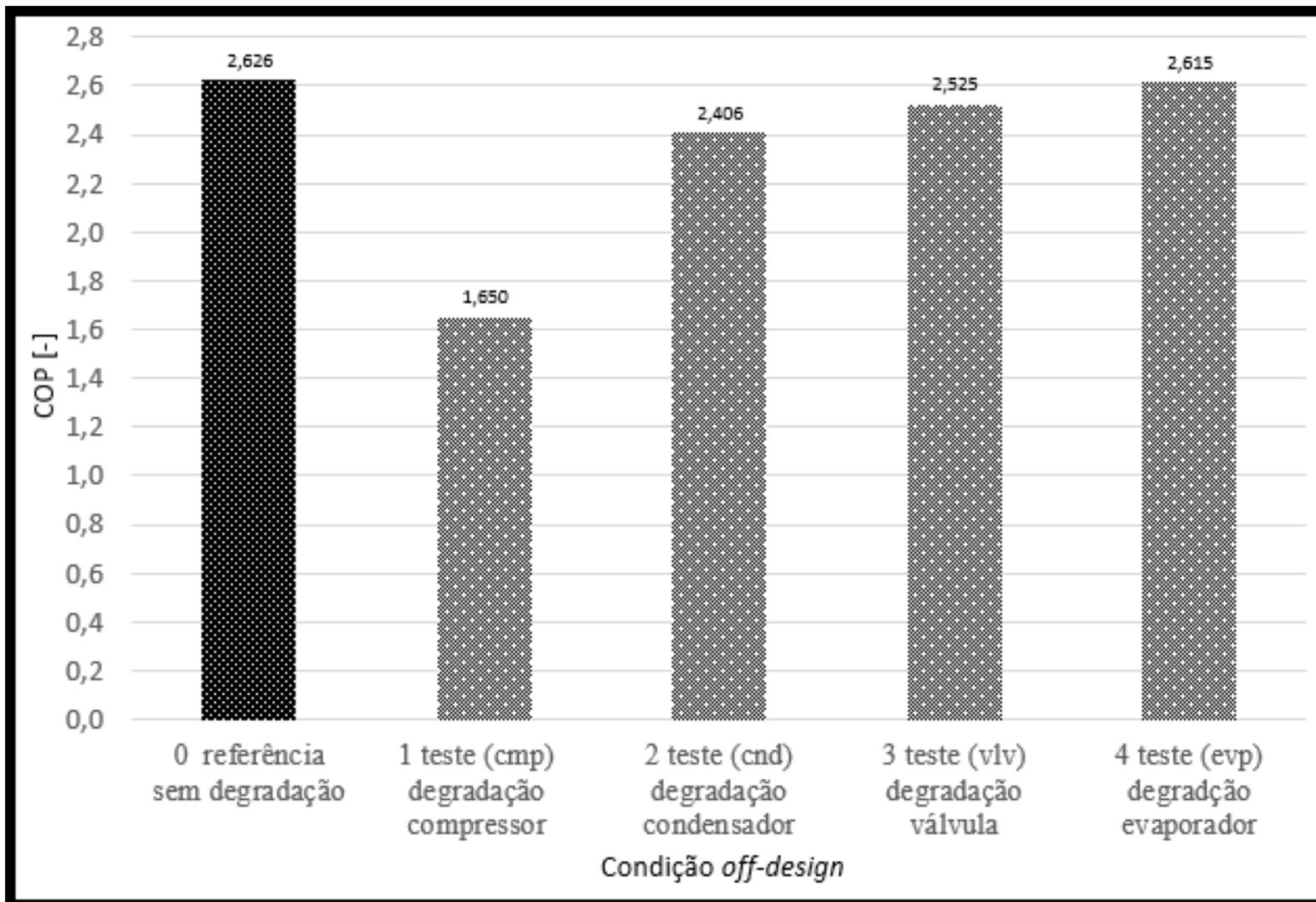


Figura 3.34: Coeficiente de performance para as condições operacionais *off-design*.

CAPÍTULO IV

4 DIAGNÓSTICO E DETECÇÃO DE DEGRADAÇÕES

4.1 Aplicação do Diagnóstico Termoeconômico

Neste capítulo será realizado o diagnóstico do sistema de refrigeração modelado no capítulo 3. Para esse diagnóstico serão aplicadas as duas metodologias termoeconômicas elucidadas no capítulo 2: convencional e com operador exergético. Em cada uma dessas metodologias termoeconômicas serão utilizadas duas estruturas produtivas e duas estruturas de transição. A primeira estrutura produtiva e de transição serão desenvolvidas através da desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007). Portanto, também será utilizado o fluxo de exergia fictício de negentropia proposto por Frangopoulos (1987). A negentropia é numericamente igual ao termo entrópico utilizado no Modelo *H&S* proposto por Santos et al. (2009). A segunda estrutura produtiva e de transição serão desenvolvidas através da desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS* desenvolvido por Lourenço et al. (2015). Por último, será aplicada as Redes Neurais Artificiais (RNAs) para a detecção de degradações nos componentes do sistema de refrigeração.

4.1.1 Diagnóstico Termoeconômico Convencional

Primeiramente será aplicado o diagnóstico termoeconômico convencional no sistema de refrigeração. Com isso, as estruturas produtivas serão construídas a partir da estrutura física do sistema de refrigeração apresentada na Figura 3.25. Para auxiliar na construção das estruturas produtivas, os componentes do sistema de refrigeração foram

numerados e indicados entre os pontos: 1, 2, 3 e 4. Segue a numeração e disposição dos componentes entre os pontos mencionados anteriormente: compressor (1), entre os pontos 1 e 2; condensador (2), entre os pontos 2 e 3; válvula de expansão termostática (3), entre os pontos 3 e 4; evaporador (4), entre os pontos 4 e 1.

Os parâmetros dos fluxos físicos ilustrados na Figura 3.25 para a condição operacional de referência (Tabela 3.15) são apresentados na Tabela 4.1. O fluido refrigerante é o HCFC-22 cuja vazão mássica é igual a 0,612 kg/s. Por sua vez, as potências e o fluxo de calor removido são apresentados na Tabela 4.2. Com isso, a condição de referência do sistema de refrigeração é estabelecida através das grandezas apresentadas na Tabela 4.1 e Tabela 4.2. Portanto, para a aplicação do diagnóstico termoeconômico convencional as grandezas operacionais dessas tabelas devem ser medidas no sistema de refrigeração. Além das temperaturas externa, interna e vazão mássica de fluido refrigerante.

Tabela 4.1: Parâmetros dos fluxos físicos para a estrutura física do sistema de refrigeração.

Fluxo Físico	P_f [kPa]	T_f [°C]	x_f [-]	Estado
1	358,746	-1,499	-	Vapor superaquecido
2	1538,261	87,692	-	Vapor superaquecido
3	1537,426	33,424	-	Líquido subresfriado
4	362,687	-9,375	0,244	Mistura de líquido e vapor

Tabela 4.2: Potências e fluxo calor removido para a estrutura física do sistema de refrigeração.

\dot{W}_{cmp}^{elet} [kW]	\dot{W}_{bmb}^{elet} [kW]	$\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet}$ [kW]	$\dot{W}_{vtl\ twr}^{elet}$ [kW]	\dot{Q}_{evp} [kW]
40,130	1,670	21,830	2,403	100,397

A linha de sucção (*lns*) conduz o fluido refrigerante do evaporador (*evp*) ao compressor (*cmp*), conforme Figura 3.25. Com isso, a linha de sucção, compressor e o motor elétrico são representados como um único componente na estrutura produtiva. Em outras palavras, a entrada do compressor será a entrada da linha de sucção. A torre de resfriamento (*twr*) é responsável por fornecer a água que promove a condensação do

fluido refrigerante no condensador (*cmd*). Portanto, a potência elétrica da bomba (\dot{W}_{bmb}^{elet}) e do ventilador da torre de resfriamento ($\dot{W}_{vtl\ twr}^{elet}$) serão considerados diretamente no condensador. Com isso, a torre de resfriamento e o condensador também serão representados na estrutura produtiva por um único componente.

Para a realização do diagnóstico termoeconômico convencional desta tese, as considerações discutidas no parágrafo anterior foram convenientes. Esse fato foi devido a não serem analisadas degradações nos motores elétricos de acionamento, linha de sucção e torre de resfriamento.

Na Tabela 4.3 são apresentados os valores de exergia obtidos através da desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007). Esses valores são obtidos para a condição de referência do sistema de refrigeração.

Tabela 4.3: Valores de exergia da estrutura produtiva para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

Fluxo	Valor [kW]	Fluxo	Valor [kW]	Fluxo	Valor [kW]
EP_{21}	14,773	EP_{34}	14,595	\dot{W}_{cmp}^{elet}	40,130
ET_{21}	9,999	ET_{43}	11,368	\dot{W}_{bmb}^{elet}	1,670
S_{21}	6,725	S_{43}	3,227	$\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet}$	21,830
EP_{23}	4,211E-04	EP_{41}	0,178	$\dot{W}_{vtl\ twr}^{elet}$	2,403
ET_{23}	10,120	ET_{41}	11,248	\dot{W}_{elet}	66,033
S_{23}	122,918	S_{14}	112,966	$B_{evp Q}$	6,568

Na Figura 4.1 mostra-se a estrutura produtiva do sistema de refrigeração desenvolvida através da desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

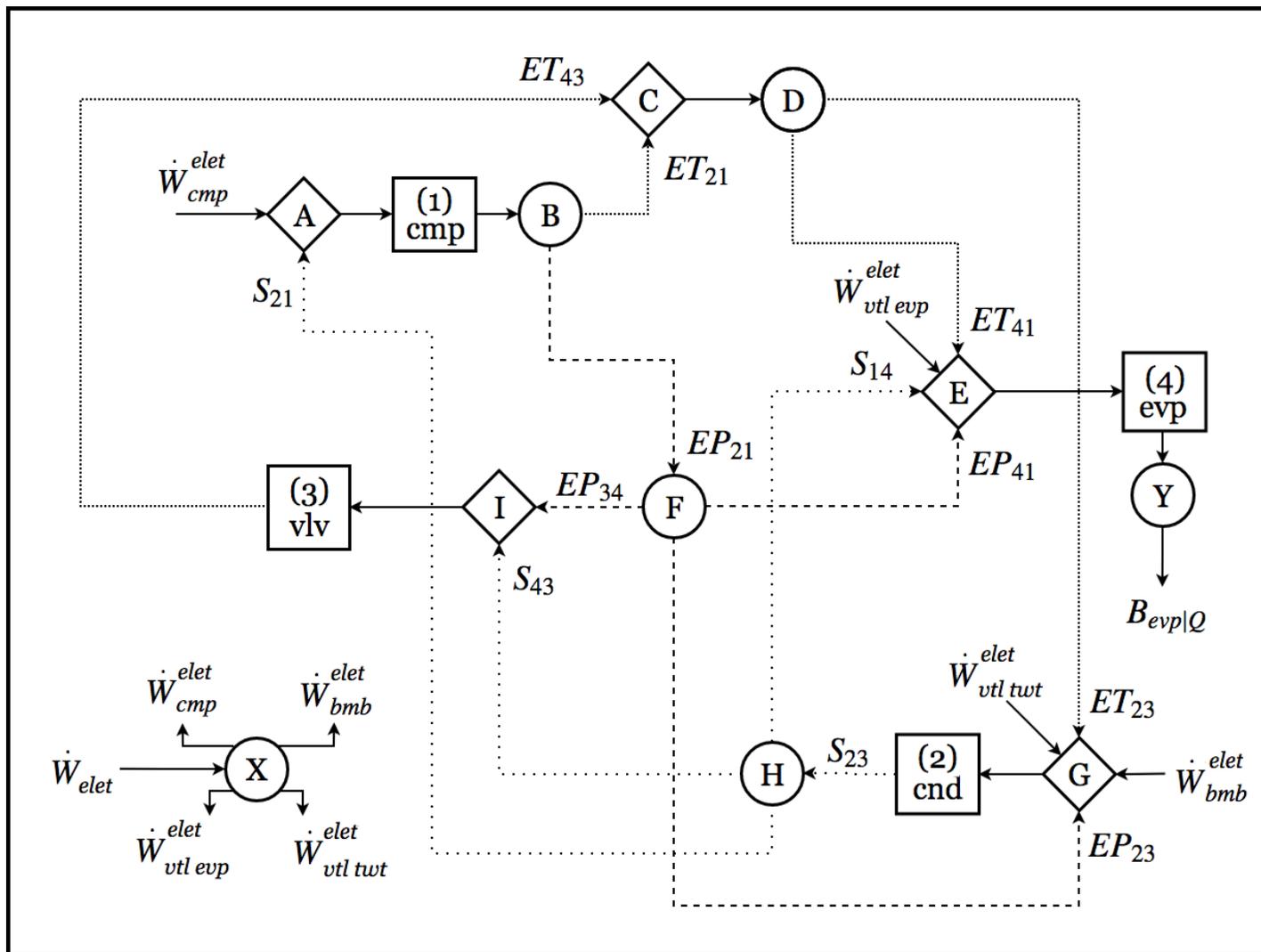


Figura 4.1: Estrutura produtiva do sistema de refrigeração para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

O compressor (*cmp*) possui como insumos sua potência elétrica consumida (\dot{W}_{cmp}^{elet}), produto da bifurcação *X*, e o fluxo de negentropia S_{21} produto da bifurcação *H*. Como produtos o compressor possui os fluxos mecânico EP_{21} e térmico ET_{21} . Dois dos insumos do condensador (*cnd*) são as potências elétricas da bomba (\dot{W}_{bmb}^{elet}) e do ventilador da torre de resfriamento ($\dot{W}_{vtl\ twr}^{elet}$), ambos produtos da bifurcação *X*. Os demais insumos do condensador são os fluxos mecânico EP_{23} e térmico ET_{23} , produtos das bifurcações *F* e *D*, respectivamente. Como produto o condensador possui o fluxo de negentropia S_{23} . A válvula de expansão termostática (*vlv*) utiliza os fluxos de negentropia S_{43} e mecânico EP_{34} como seus insumos. Esses fluxos são originados das bifurcações *H* e *F*, respectivamente. Como produto a válvula de expansão termostática possui o fluxo térmico ET_{43} . A potência elétrica dos ventiladores do evaporador ($\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet}$) e o fluxo de negentropia S_{14} são dois insumos do evaporador (*evp*). Esses fluxos são produtos das bifurcações *X* e *H*, respectivamente. Complementando os insumos do evaporador estão os fluxos mecânico EP_{41} e térmico ET_{41} , produtos das bifurcações *F* e *D*, respectivamente. O produto do evaporador é o fluxo $B_{evp|Q}$. O insumo do sistema de refrigeração é o fluxo \dot{W}_{elet} e o seu produto é o mesmo do evaporador.

Na Tabela 4.4 mostra-se a definição do insumo e produto dos componentes para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007). Nesse caso o evaporador possui um único produto, sendo esse o mesmo produto do sistema de refrigeração.

Tabela 4.4: Definição do insumo e produto dos componentes da estrutura produtiva para desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

Componente	Insumo (<i>F</i>)	Produto (<i>P</i>)
Compressor	$\dot{W}_{cmp}^{elet} + S_{21}$	$EP_{21} + ET_{21}$
Condensador	$\dot{W}_{bmb}^{elet} + \dot{W}_{vtl\ twr}^{elet} + EP_{23} + ET_{23}$	S_{23}
Válvula de Exp. Termost.	$EP_{34} + S_{43}$	ET_{43}
Evaporador	$\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet} + EP_{41} + ET_{41} + S_{14}$	$B_{evp Q}$
Sistema de Refrigeração	\dot{W}_{elet}	$B_{evp Q}$

Na Tabela 4.5 são apresentados os valores das exergias obtidos através da desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*. Esses valores também são obtidos para a condição de referência do sistema de refrigeração.

Tabela 4.5: Valores de exergia da estrutura produtiva para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*.

Fluxo	Valor [kW]	Fluxo	Valor [kW]	Fluxo	Valor [kW]
F_{21}	3,780	F_{43}	2,779	\dot{W}_{cmp}^{elet}	40,130
U_{21}	27,718	U_{34}	2,778	\dot{W}_{bmb}^{elet}	1,670
S_{21}	6,725	S_{43}	3,227	$\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet}$	21,830
F_{23}	17,729	F_{14}	11,170	$\dot{W}_{vtl\ twr}^{elet}$	2,403
U_{23}	115,310	U_{14}	90,370	\dot{W}_{elet}	66,033
S_{23}	122,918	S_{14}	112,966	$B_{evp Q}$	6,568

Na Figura 4.2 mostra-se a estrutura produtiva do sistema de refrigeração desenvolvida através da desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*.

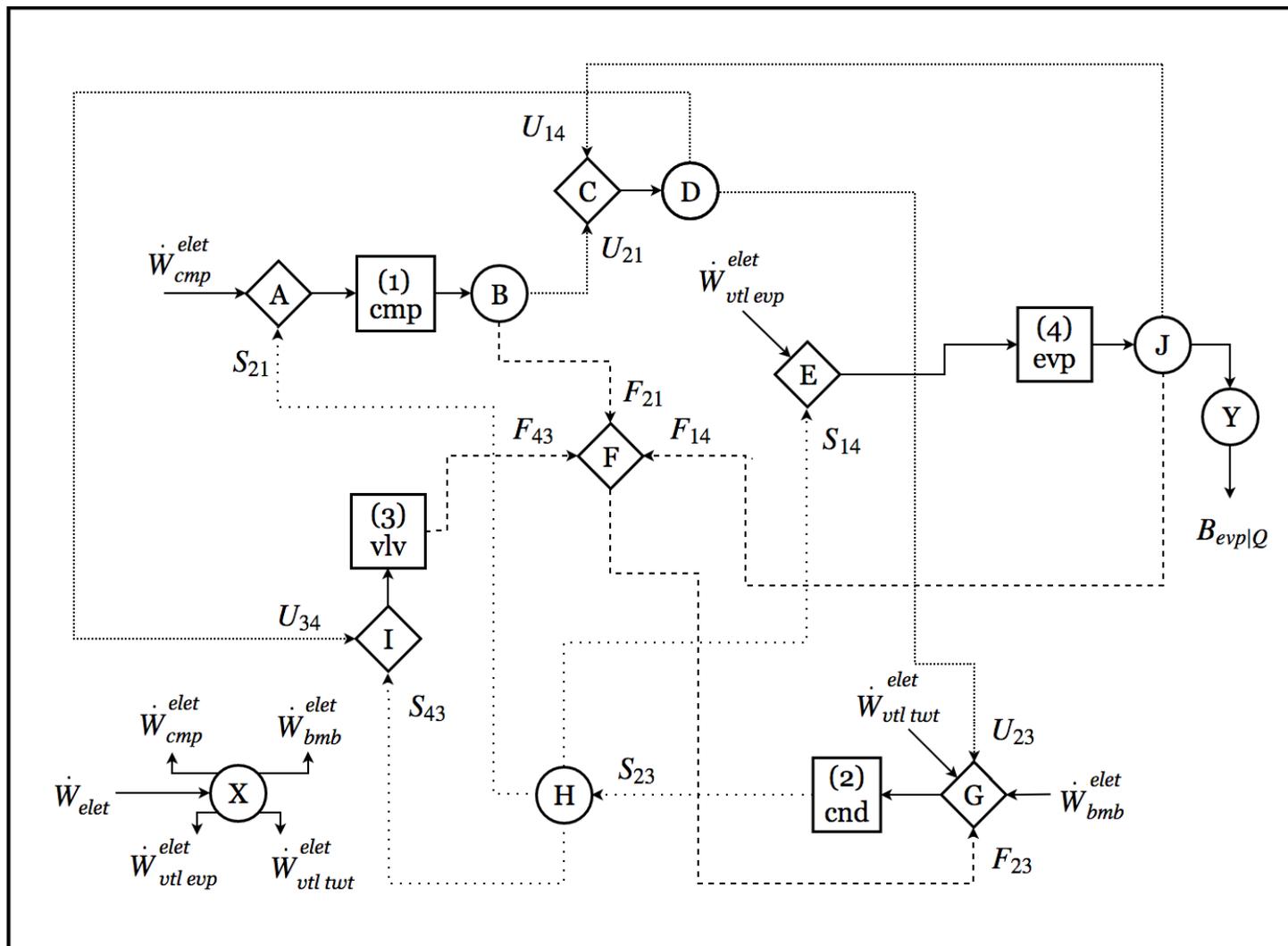


Figura 4.2: Estrutura produtiva do sistema de refrigeração para desagregação da exergia física proposta pelo Modelo UFS.

O compressor (*cmp*) possui como insumos sua potência elétrica consumida (\dot{W}_{cmp}^{elet}), produto da bifurcação *X*, e o fluxo entrópico S_{21} produto da bifurcação *H*. Como produtos o compressor possui o trabalho de fluxo F_{21} e o fluxo de energia interna U_{21} . Dois dos insumos do condensador (*cnd*) são as potências elétricas da bomba (\dot{W}_{bmb}^{elet}) e do ventilador da torre de resfriamento ($\dot{W}_{vtl\ twr}^{elet}$), ambos produtos da bifurcação *X*. Os demais insumos do condensador são o trabalho de fluxo F_{23} e o fluxo de energia interna U_{23} , produtos da junção *F* e bifurcação *D*, respectivamente. Como produto o condensador possui o fluxo entrópico S_{23} . A válvula de expansão termostática (*vlv*) utiliza os fluxos entrópico S_{43} e de energia interna U_{34} como seus insumos. Esses fluxos são originados das bifurcações *H* e *D*, respectivamente. Como produto a válvula de expansão termostática possui o trabalho de fluxo F_{43} . A potência elétrica dos ventiladores do evaporador ($\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet}$) e o fluxo entrópico S_{14} são dois dos insumos do evaporador (*evp*). Esses fluxos são produtos das bifurcações *X* e *H*, respectivamente. Os produtos do evaporador são o trabalho de fluxo F_{14} , e o fluxo de energia interna U_{14} e $B_{evp|Q}$. O insumo do sistema de refrigeração é o fluxo \dot{W}_{elet} e o seu produto é o fluxo $B_{evp|Q}$.

Na Tabela 4.6 mostra-se a definição do insumo e produto dos componentes para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*. Para essa desagregação da exergia física o evaporador possui três fluxos como produtos. O produto do sistema de refrigeração corresponde ao fluxo $B_{evp|Q}$.

Tabela 4.6: Definição do insumo e produto dos componentes da estrutura produtiva para desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*.

Componente	Insumo (<i>F</i>)	Produto (<i>P</i>)
Compressor	$\dot{W}_{cmp}^{elet} + S_{21}$	$F_{21} + U_{21}$
Condensador	$\dot{W}_{bmb}^{elet} + \dot{W}_{vtl\ twr}^{elet} + F_{23} + U_{23}$	S_{23}
Válvula Termostática	$U_{34} + S_{43}$	F_{43}
Evaporador	$\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet} + S_{14}$	$B_{evp Q} + F_{14} + U_{14}$
Sistema de Refrigeração	\dot{W}_{elet}	$B_{evp Q}$

A desagregação da exergia física para duas estruturas produtivas permitiram a obtenção do produto da válvula de expansão termostática. Para a desagregação da exergia

física proposta pelo Modelo *UFS*, o produto do condensador também foi obtido. Por sua vez, através da desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007) não foi possível a obtenção do produto do condensador. Com isso, foi necessário inserir o fluxo fictício de negentropia proposto por Frangopoulos (1987). O condensador é responsável pela redução da entropia gerada pelos demais componentes do sistema de refrigeração.

Para o diagnóstico convencional foram consideradas as condições operacionais apresentadas na Tabela 3.15. Nessa tabela são consideradas a condição sem degradação e as possíveis combinações de degradações nos componentes do sistema de refrigeração.

Na Tabela 4.7 são apresentados os fluxos físicos obtidos para as condições operacionais de referência e *teste* do sistema de refrigeração. As condições de *teste* são para a presença de degradação individual no compressor (cmp), condensador (cnd), válvula de expansão termostática (vlv) e evaporador (evp). Por sua vez, na Tabela 4.8 são apresentadas as potências e o fluxo de calor removido para as mesmas condições operacionais do sistema de refrigeração mencionadas anteriormente.

Tabela 4.7: Parâmetros dos fluxos físicos para as condições operacionais de referência e *teste* do sistema de refrigeração.

Condição	\dot{m}_f [kg/s]	P_{f1} [kPa]	T_{f1} [°C]	P_{f2} [kPa]	T_{f2} [°C]	P_{f3} [kPa]	T_{f3} [°C]	P_{f4} [kPa]	T_{f4} [°C]	x_{f4} [-]
0 referência	0,612	358,746	-1,499	1538,261	87,692	1537,426	33,424	362,687	-9,375	0,244
1 <i>teste</i> (cmp)	0,611	358,741	-1,470	1547,656	103,533	1546,769	33,898	362,687	-9,375	0,247
2 <i>teste</i> (cnd)	0,612	361,937	-1,408	1626,805	90,957	1625,940	36,618	365,885	-9,125	0,263
3 <i>teste</i> (vlv)	0,541	323,600	-1,071	1501,103	92,946	1500,415	32,466	376,535	-12,250	0,234
4 <i>teste</i> (evp)	0,609	357,189	-1,664	1524,248	87,263	1523,402	33,305	361,096	-9,500	0,244

Tabela 4.8: Potências e fluxo de calor removido para as condições operacionais de referência e *teste* do sistema de refrigeração.

Condição	\dot{W}_{cmp}^{elet} [kW]	\dot{W}_{bmb}^{elet} [kW]	$\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet}$ [kW]	$\dot{W}_{vtl\ twr}^{elet}$ [kW]	\dot{Q}_{evp} [kW]
0 referência	40,130	1,670	21,830	2,403	100,397
1 <i>teste</i> (cmp)	50,342	1,670	21,830	2,403	99,779
2 <i>teste</i> (cnd)	40,593	2,310	21,830	2,403	97,873
3 <i>teste</i> (vlv)	38,226	1,671	21,835	2,403	92,069
4 <i>teste</i> (evp)	40,274	1,670	28,432	2,403	100,150

Na Figura 4.3, Figura 4.4, Figura 4.5 e Figura 4.6 são apresentados os comportamentos individuais das pressões nos pontos 1 (P_{f1}) e 2 (P_{f2}), temperatura no ponto 2 (T_{f2}) e da vazão mássica (\dot{m}_f), ambos do fluido refrigerante no sistema de refrigeração, respectivamente.

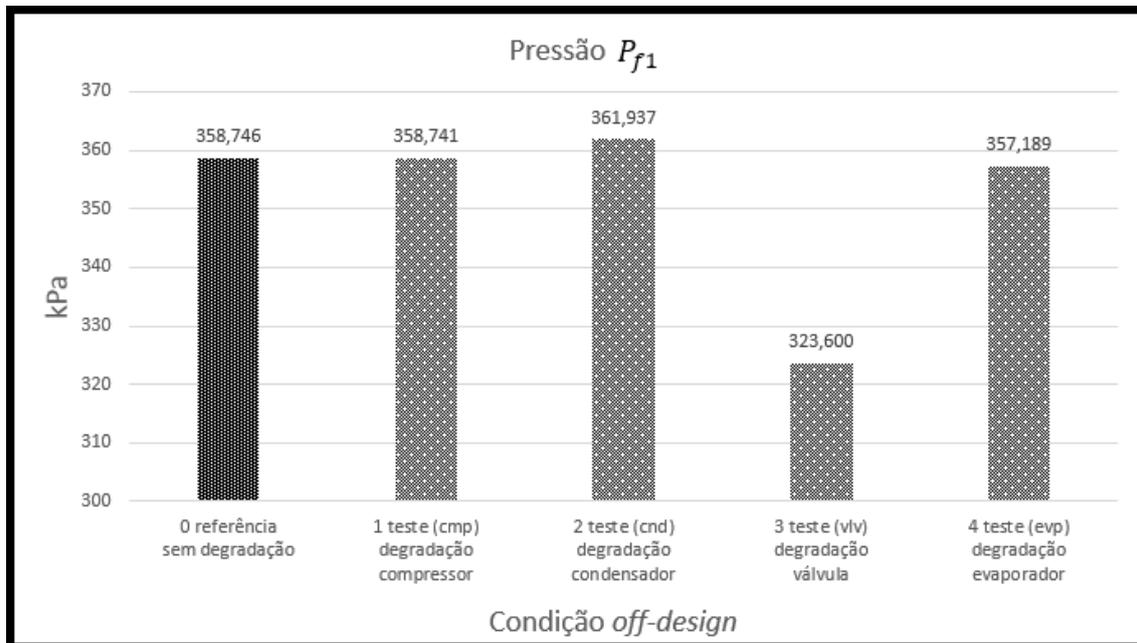


Figura 4.3: Pressão do fluido refrigerante no ponto 1 para as condições operacionais de referência e *teste* do sistema de refrigeração.

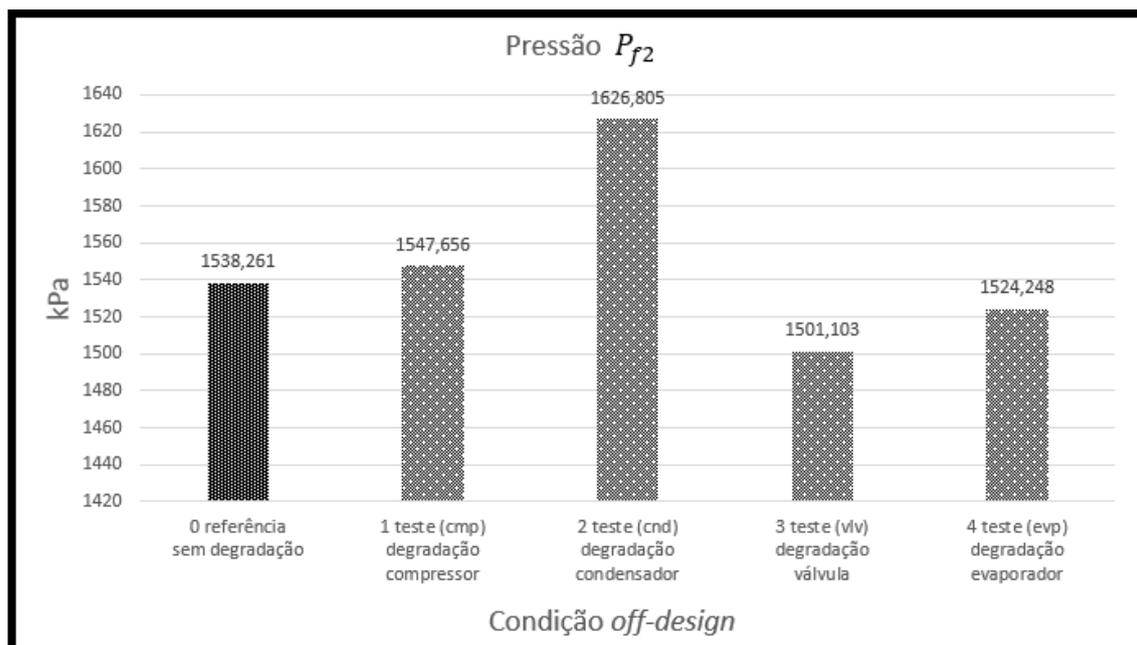


Figura 4.4: Pressão do fluido refrigerante no ponto 2 para as condições operacionais de referência e *teste* do sistema de refrigeração.

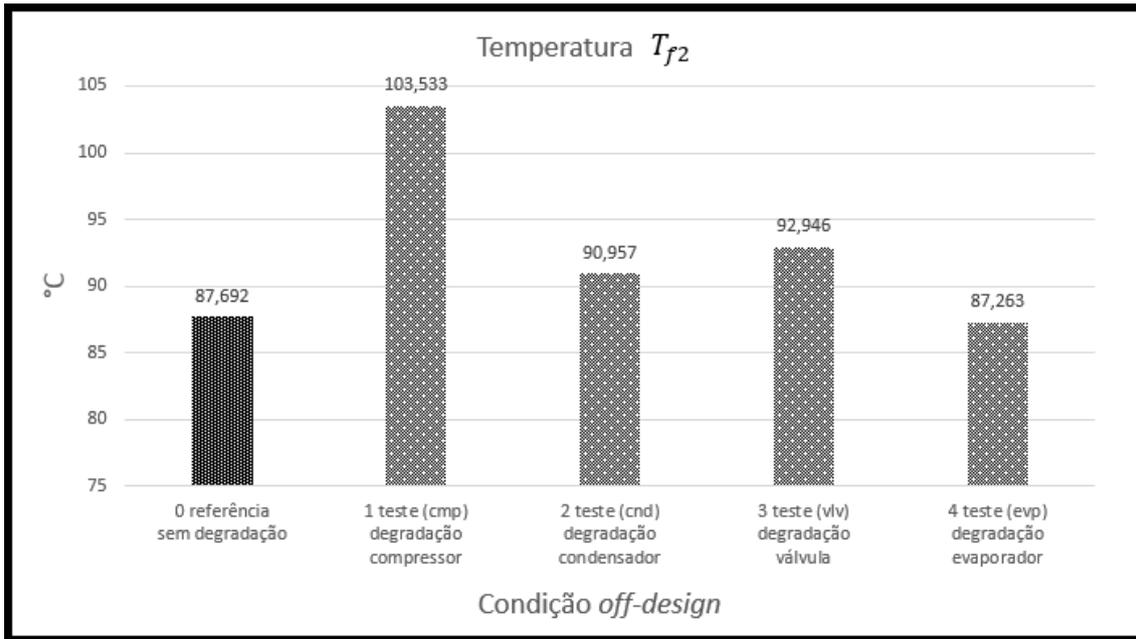


Figura 4.5: Temperatura do fluido refrigerante no ponto 2 para as condições operacionais de referência e *teste* do sistema de refrigeração.

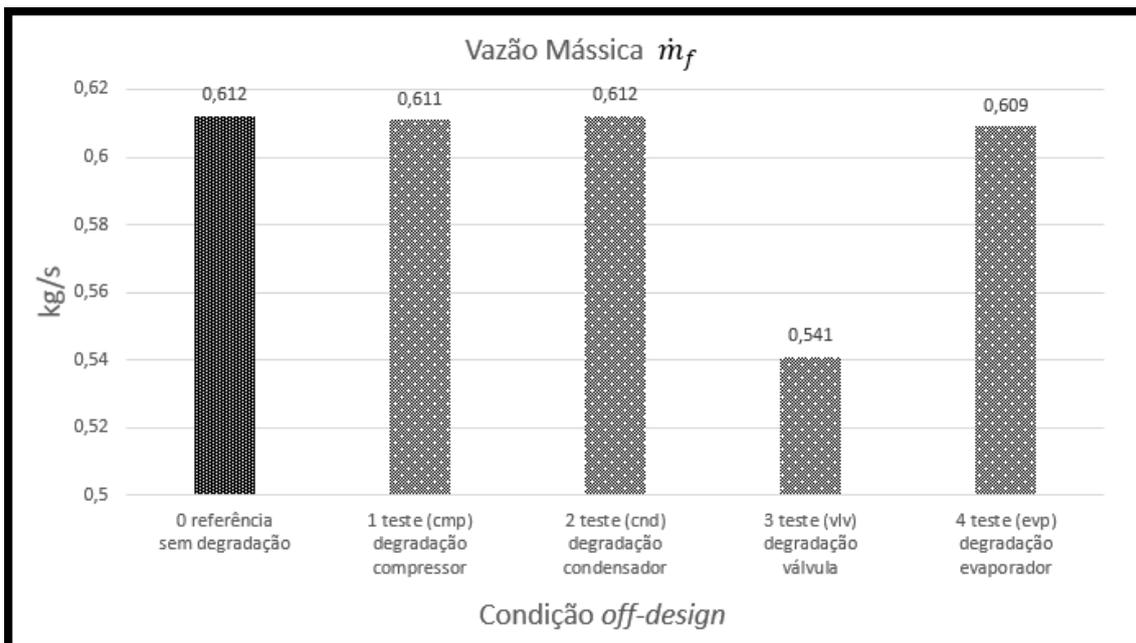


Figura 4.6: Vazão mássica de fluido refrigerante para as condições operacionais de referência e *teste* do sistema de refrigeração.

A pressão (P_{f2}) e temperatura (T_{f2}) na descarga do compressor aumentam para a degradação nesse mesmo componente (Tabela 4.7, Figura 4.4 e Figura 4.5). Para degradações no condensador e evaporador observa-se aumento da pressão de descarga

(P_{f2}) e redução na de sucção (P_{f1}) ambas do compressor, respectivamente (Figura 4.4 e Figura 4.3). A vazão mássica de fluido refrigerante (\dot{m}_f) diminui devido a degradação da válvula de expansão termostática (Figura 4.6).

Na Figura 4.7, Figura 4.8 e Figura 4.9 são apresentados os comportamentos individuais das potencias elétricas consumidas pelos motores elétricos do compressor (\dot{W}_{cmp}^{elet}), bomba (\dot{W}_{bmb}^{elet}) e ventiladores do evaporador ($\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet}$), respectivamente. Por sua vez, na Figura 4.10 é apresentado o comportamento individual do fluxo de calor removido no evaporador (\dot{Q}_{evp}).

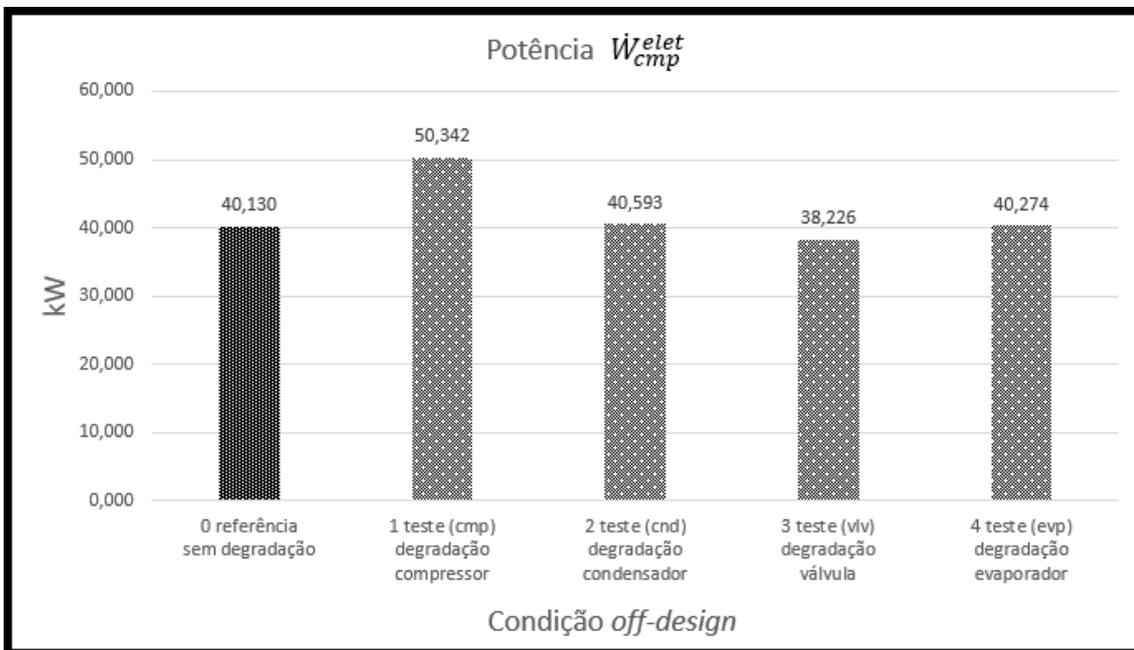


Figura 4.7: Potencia elétrica consumida pelo compressor para as condições operacionais de referência e teste do sistema de refrigeração.

Quando ocorre degradação no compressor, a potência elétrica consumida pelo mesmo aumenta (\dot{W}_{cmp}^{elet}) (Tabela 4.8 e Figura 4.7). A potência elétrica consumida pela bomba (\dot{W}_{bmb}^{elet}) e pelo ventilador do evaporador ($\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet}$) aumentam devido a degradação do condensador e evaporador, respectivamente (Figura 4.8 e Figura 4.9). Por sua vez, a degradação na válvula de expansão termostática reduz a potência elétrica consumida pelo compressor (\dot{W}_{cmp}^{elet}) (Figura 4.7). As degradações no compressor, condensador, válvula

de expansão termostática e evaporador reduzem o fluxo de calor removido no evaporador (\dot{Q}_{evp}) (Figura 4.10).

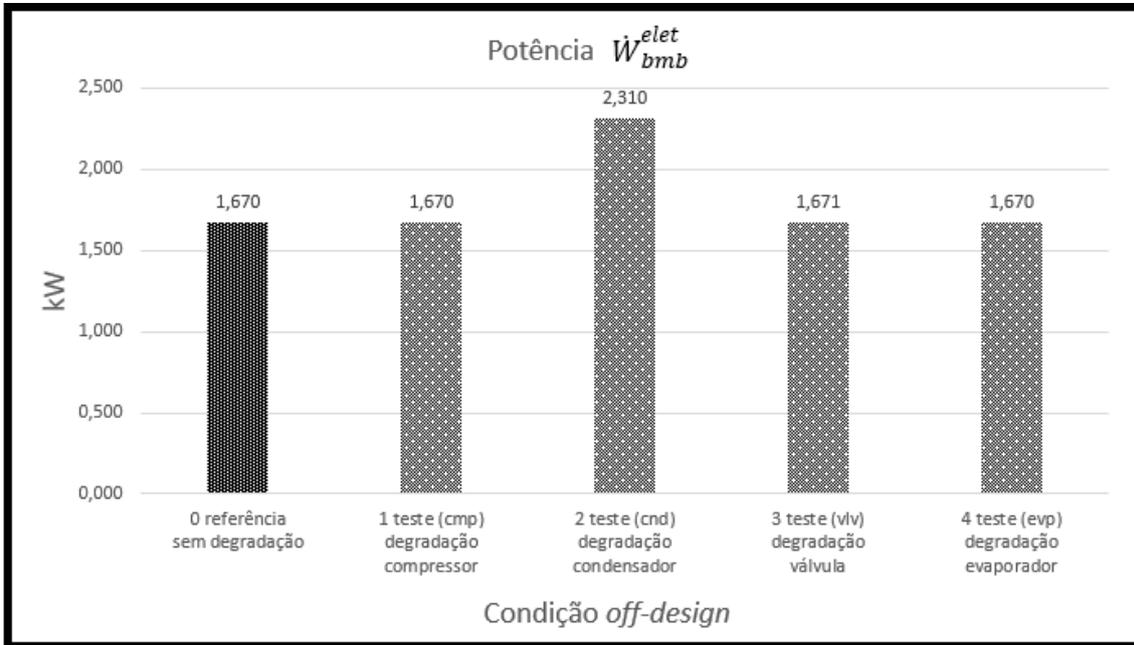


Figura 4.8: Potencia elétrica consumida pela bomba para as condições operacionais de referência e teste do sistema de refrigeração.

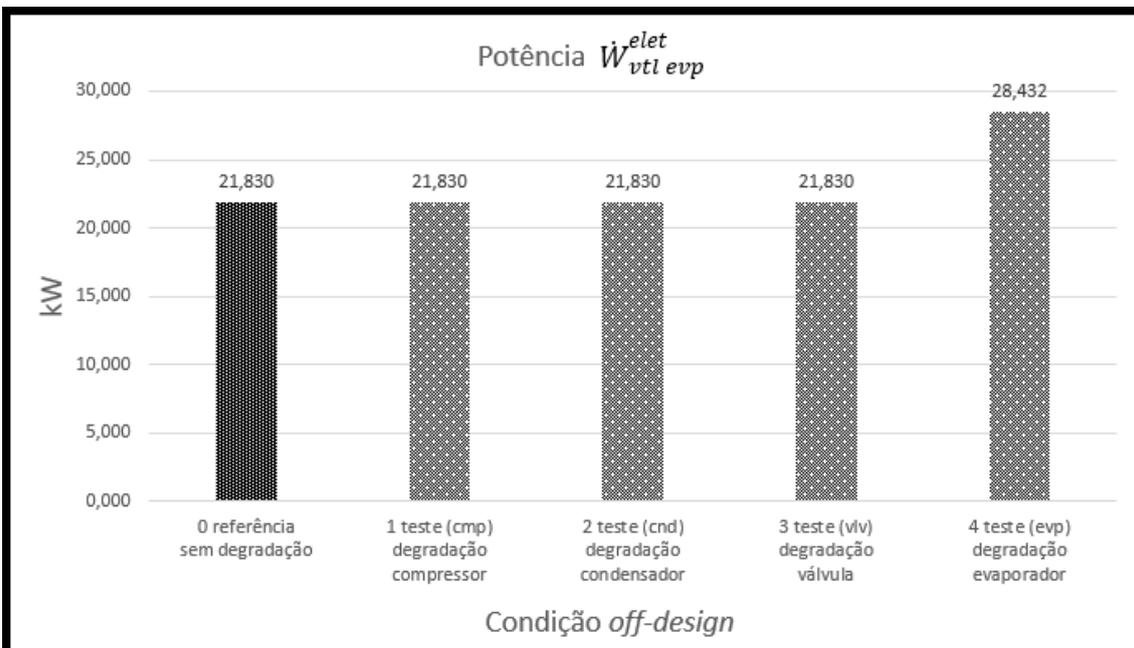


Figura 4.9: Potencia elétrica consumida pelos ventiladores do evaporador para as condições operacionais de referência e teste do sistema de refrigeração.

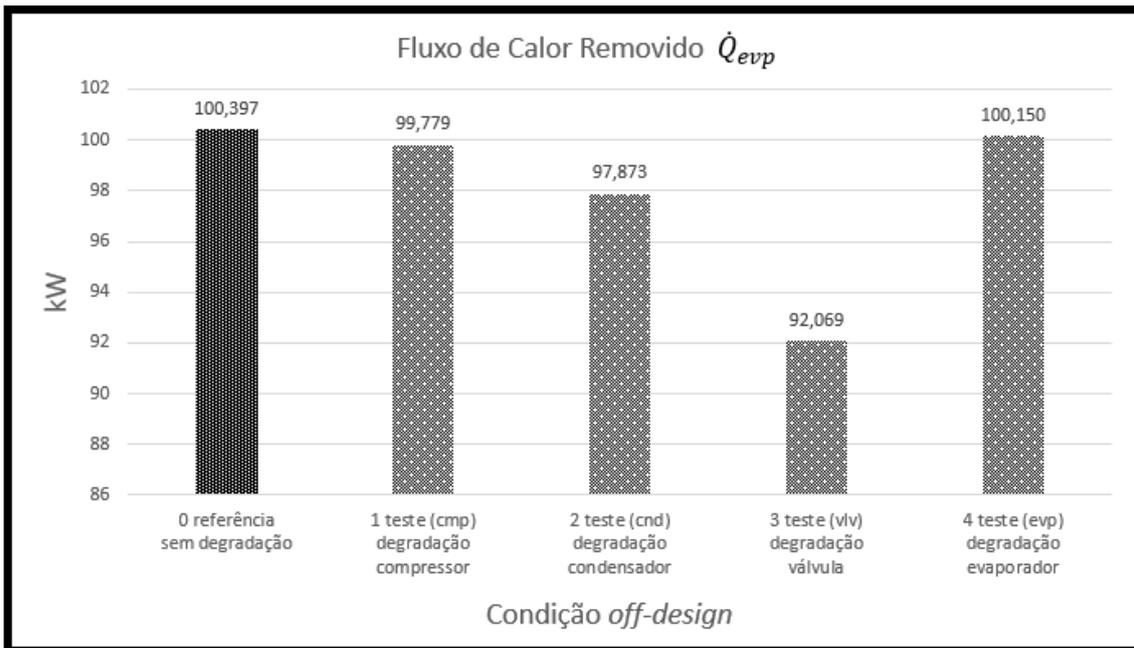


Figura 4.10: Fluxo de calor removido pelo evaporador para as condições operacionais de referência e *teste* do sistema de refrigeração.

A degradação no compressor foi devido ao vazamento do óleo de lubrificante, que aumenta as perdas por atrito e como consequência reduz o rendimento isoentrópico. Para essa degradação ocorre aumento da pressão na descarga do compressor, que aumenta a relação de pressão e como consequência reduz o rendimento volumétrico. A degradação no condensador foi devido a incrustação no interior de seus tubos, que aumenta a perda de carga do escoamento de água. Para essa degradação ocorre aumento da potência elétrica consumida pela bomba devido a essa maior perda de carga. Essa maior perda de carga também reduz a vazão de água, que como consequência diminui o coeficiente de convecção do lado dos tubos. Com isso, ocorre aumento da pressão de condensação, que como consequência aumenta a relação de pressão. A degradação da válvula de expansão termostática foi devido a obstrução de sua abertura a passagem de fluido refrigerante. Essa obstrução reduz o coeficiente característico da válvula, que como consequência reduz a vazão mássica de fluido refrigerante. Com isso, ocorre redução na pressão de evaporação, que como consequência aumenta a relação de pressão. Por sua vez, a degradação no evaporador foi devido a formação de gelo em sua superfície externa, que aumenta a perda de carga do escoamento de ar. Para essa degradação ocorre aumento da potência elétrica consumida pelo ventilador do evaporador devido a essa maior perda de carga. Essa maior perda de carga também reduz a vazão de ar, que como consequência

diminui o coeficiente de convecção do lado externo do evaporador. Com isso, ocorre redução da pressão de evaporação.

Na Tabela 4.9 são apresentados os valores de exergia para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007). Por sua vez, na Tabela 4.10 são apresentados os valores de exergia para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*. A exergia para as potências e fluxo de calor removido são apresentadas na Tabela 4.11. Os valores da Tabela 4.11 são comuns aos dois modelos de desagregação da exergia física. Os valores de exergia da Tabela 4.9, Tabela 4.10 e Tabela 4.11 são obtidos em função dos parâmetros físicos da Tabela 4.7 e Tabela 4.8, respectivamente. As variações desses parâmetros acarretam em diferentes valores para esses fluxos de exergia.

Tabela 4.9: Valores de exergia obtidos para os fluxos físicos nas condições operacionais de referência e *teste* do sistema de refrigeração para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

Condição	EP_{21} [kW]	ET_{21} [kW]	S_{21} [kW]	EP_{23} [kW]	ET_{23} [kW]	S_{23} [kW]	EP_{34} [kW]	ET_{43} [kW]	S_{43} [kW]	EP_{41} [kW]	ET_{41} [kW]	S_{14} [kW]
0 referência	14,773	9,999	6,725	4,211E-04	10,120	122,918	14,595	11,368	3,227	0,178	11,248	112,966
1 <i>teste</i> (cmp)	14,764	11,726	13,007	4,463E-04	11,829	128,748	14,586	11,300	3,287	0,178	11,197	112,455
2 <i>teste</i> (cnd)	14,748	10,317	6,817	4,368E-04	10,402	122,451	14,571	11,219	3,352	0,177	11,133	112,282
3 <i>teste</i> (vlv)	14,510	9,235	6,325	2,933E-04	9,355	111,564	12,334	9,730	2,604	2,176	9,610	102,636
4 <i>teste</i> (evp)	14,763	10,099	6,764	4,103E-04	10,229	122,972	14,587	11,382	3,205	0,176	11,253	113,003

Tabela 4.10: Valores de exergia obtidos para os fluxos físicos nas condições operacionais de referência e *teste* do sistema de refrigeração para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*.

Condição	F_{21} [kW]	U_{21} [kW]	S_{21} [kW]	F_{23} [kW]	U_{23} [kW]	S_{23} [kW]	F_{43} [kW]	U_{34} [kW]	S_{43} [kW]	F_{14} [kW]	U_{14} [kW]	S_{14} [kW]
0 referência	3,780	27,718	6,725	17,729	115,310	122,918	2,779	2,778	3,227	11,170	90,370	112,966
1 <i>teste</i> (cmp)	5,001	34,496	13,007	18,932	121,646	128,748	2,810	2,810	3,287	11,121	89,960	112,455
2 <i>teste</i> (cnd)	3,817	28,064	6,817	17,777	115,077	122,451	2,847	2,847	3,352	11,113	89,859	112,282
3 <i>teste</i> (vlv)	3,650	26,420	6,325	16,108	104,811	111,564	2,336	2,336	2,604	10,122	80,728	102,636
4 <i>teste</i> (evp)	3,793	27,833	6,764	17,721	115,480	122,972	2,755	2,755	3,205	11,172	90,402	113,003

Tabela 4.11: Valores de exergia obtidos para as potências e o fluxo de calor removido nas condições operacionais de referência e *teste* do sistema de refrigeração para desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007) e pelo Modelo *UFS*.

Condição	\dot{W}_{cmp}^{elet} [kW]	\dot{W}_{bmb}^{elet} [kW]	$\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet}$ [kW]	$\dot{W}_{vtl\ twr}^{elet}$ [kW]	$B_{ Q}$ [kW]
0 referência	40,130	1,670	21,830	2,403	6,568
1 <i>teste</i> (cmp)	50,342	1,670	21,830	2,403	6,527
2 <i>teste</i> (cnd)	40,593	2,310	21,830	2,403	6,536
3 <i>teste</i> (vlv)	38,226	1,671	21,835	2,403	6,022
4 <i>teste</i> (evp)	40,274	1,670	28,432	2,403	6,563

Os resultados para o diagnóstico termoeconômico convencional são apresentados na Tabela 4.12 e Tabela 4.13. Os resultados da Tabela 4.12 foram obtidos utilizando a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007). Por sua vez, os resultados da Tabela 4.13 foram obtidos utilizando a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*. Para o impacto no insumo é feita a distinção entre o impacto devido a anomalia e disfunção (ΔF), variação do produto (ΔF_P) e total (ΔF_T). Com isso, o diagnóstico termoeconômico convencional foi realizado para as condições operacionais com degradação individual nos componentes do sistema de refrigeração descritas na Tabela 3.15.

Os valores obtidos para o impacto do insumo (ΔF_T) através dos dois modelos de desagregação da exergia física são os mesmos (Tabela 4.12 e Tabela 4.13). A degradação no compressor possui o maior impacto no insumo total (ΔF_T) do sistema de refrigeração. Em seguida vem o evaporador condensador e válvula de expansão termostática, respectivamente. Essa ordem foi observada para o cenário de intensidade das degradações analisadas nesta tese.

Tabela 4.12: Impacto no insumo (ΔF , ΔF_p e ΔF_T) no sistema de refrigeração para desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

Condição	ΔF [kW]	ΔF_p [kW]	ΔF_T [kW]
0 referência	-	-	-
1 <i>teste</i> (cmp)	10,683	-0,472	10,211
2 <i>teste</i> (cnd)	3,857	-1,757	2,100
3 <i>teste</i> (vlv)	3,625	-5,778	-2,154
4 <i>teste</i> (evp)	6,498	-0,178	6,320

Tabela 4.13: Impacto no insumo (ΔF , ΔF_p e ΔF_T) no sistema de refrigeração para desagregação da exergia física proposta pelo Modelo UFS.

Condição	ΔF [kW]	ΔF_p [kW]	ΔF_T [kW]
0 referência	-	-	-
1 <i>teste</i> (cmp)	10,683	-0,472	10,211
2 <i>teste</i> (cnd)	3,857	-1,757	2,100
3 <i>teste</i> (vlv)	3,625	-5,778	-2,154
4 <i>teste</i> (evp)	6,498	-0,178	6,320

A seguir os parâmetros anomalia e disfunção foram analisados em cada componente do sistema de refrigeração, para os dois modelos de desagregação da exergia física. Para isso, essa análise foi realizada nas condições operacionais para as quais ocorre degradação individual nos componentes do sistema de refrigeração.

Na Tabela 4.14 são apresentados os resultados para anomalia e disfunção nos componentes e impacto no insumo. Nessa tabela os resultados são para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007). Nos resultados da Tabela 4.14 podem ser observadas a presença de anomalia em todos os componentes, ou seja, inclusive nos componentes em que não houve degradação.

Tabela 4.14: Anomalia (MF) e disfunção (DF) para os componentes e impacto no insumo (ΔF_T) para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

Degradação	Componente	MF [kW]	DF [kW]	ΔF_T [kW]
1 teste (cmp) degradação compressor	Compressor	13,002	-0,007	10,211
	Condensador	0,989	0,747	
	Válvula	0,159	0,109	
	Evaporador	0,340	-0,163	
2 teste (cnd) degradação condensador	Compressor	-0,114	0,013	2,100
	Condensador	1,819	0,864	
	Válvula	1,168	0,443	
	Evaporador	0,498	-0,261	
3 teste (vlv) degradação válvula	Compressor	-0,336	0,040	-2,154
	Condensador	0,375	0,142	
	Válvula	-0,240	-0,550	
	Evaporador	2,568	-1,366	
4 teste (evp) degradação evaporador	Compressor	0,061	-0,007	6,320
	Condensador	-0,149	-0,071	
	Válvula	-0,048	-0,019	
	Evaporador	6,674	-3,497	

Com relação aos demais componentes, a degradação no compressor provocou maiores valores de anomalia e disfunção no condensador (Tabela 4.14). A degradação no condensador provocou maiores valores de anomalia e disfunção na válvula de expansão termostática. Para a válvula de expansão termostática, sua degradação provocou maiores valores de anomalia e disfunção no evaporador. Por sua vez, a degradação no evaporador provocou maiores valores de anomalia e disfunção no condensador.

Na Tabela 4.15 também são apresentados os resultados para anomalia e disfunção nos componentes e impacto no insumo. Nessa tabela os resultados são para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*. Nos resultados da Tabela 4.15 também podem ser observadas a presença de anomalia em todos os componentes, ou seja, inclusive nos componentes em que não houve degradação.

Tabela 4.15: Anomalia (*MF*) e disfunção (*DF*) para os componentes e impacto no insumo (ΔF_T) para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*.

Degradação	Componente	<i>MF</i> [kW]	<i>DF</i> [kW]	ΔF_T [kW]
1 teste (cmp) degradação compressor	Compressor	5,666	-11,466	10,211
	Condensador	0,989	8,680	
	Válvula	0,023	0,222	
	Evaporador	0,113	0,939	
2 teste (cnd) degradação condensador	Compressor	-0,019	-0,024	2,100
	Condensador	1,819	14,268	
	Válvula	0,165	1,417	
	Evaporador	0,444	3,331	
3 teste (vlv) degradação válvula	Compressor	-0,191	-0,239	-2,154
	Condensador	0,375	2,908	
	Válvula	-0,033	0,385	
	Evaporador	4,087	29,650	
4 teste (evp) degradação evaporador	Compressor	-0,010	-0,013	6,320
	Condensador	-0,149	-1,228	
	Válvula	-0,009	-0,080	
	Evaporador	6,738	50,096	

Com relação aos demais componentes, a degradação no compressor também provocou maiores valores de anomalia e disfunção no condensador (Tabela 4.15). A degradação no condensador provocou maiores valores de anomalia e disfunção no evaporador. Para a válvula de expansão termostática, sua degradação provocou maiores valores de anomalia e disfunção também no evaporador. Por sua vez, a degradação no evaporador provocou maiores valores de anomalia e disfunção também no condensador.

Na Figura 4.11, Figura 4.12, Figura 4.13 e Figura 4.14 são apresentados os valores para anomalia (MF) e disfunção (DF) nos componentes do sistema de refrigeração. Esses valores são para a degradação individual no compressor, condensador, válvula de expansão termostática e evaporador, respectivamente, para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

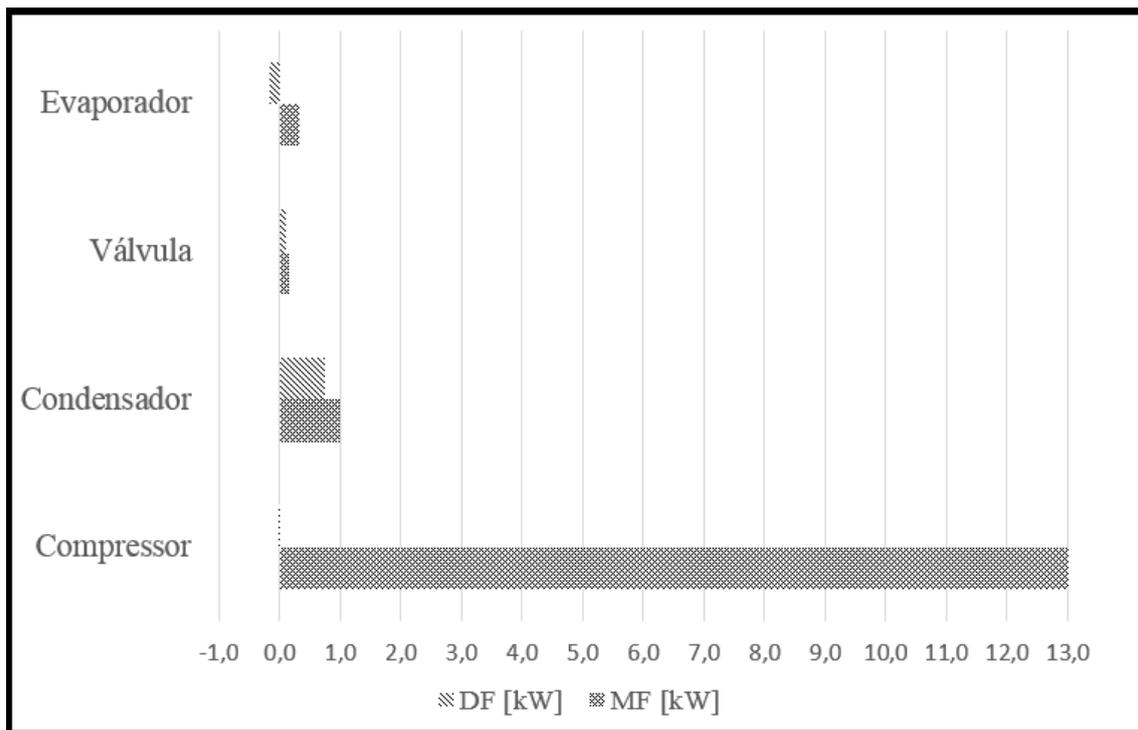


Figura 4.11: Anomalia (MF) e disfunção (DF) nos componentes do sistema de refrigeração devido a degradação no compressor para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

A pressão (P_{f2}) e temperatura (T_{f2}) na descarga no compressor aumentam devido a degradação no próprio compressor (Tabela 4.7). Por sua vez, o aumento dessa pressão e temperatura altera o consumo do condensador originando uma anomalia no mesmo

(Figura 4.11). A degradação no condensador é responsável por alterar a pressão P_{f3} , que altera o consumo da válvula de expansão termostática. Essa alteração ocasiona em uma anomalia na válvula de expansão termostática (Figura 4.12).

O consumo do evaporador é alterado devido a variação da vazão mássica (\dot{m}_f), que é originado devido a degradação na válvula de expansão termostática (Tabela 4.7). Portanto, essa variação de vazão mássica origina uma anomalia no evaporador (Figura 4.13). A degradação no evaporador modifica a razão (RP) de pressão no sistema de refrigeração, que altera a pressão P_{f2} . Com isso, o consumo do condensador é alterado originando uma anomalia no mesmo (Figura 4.14).

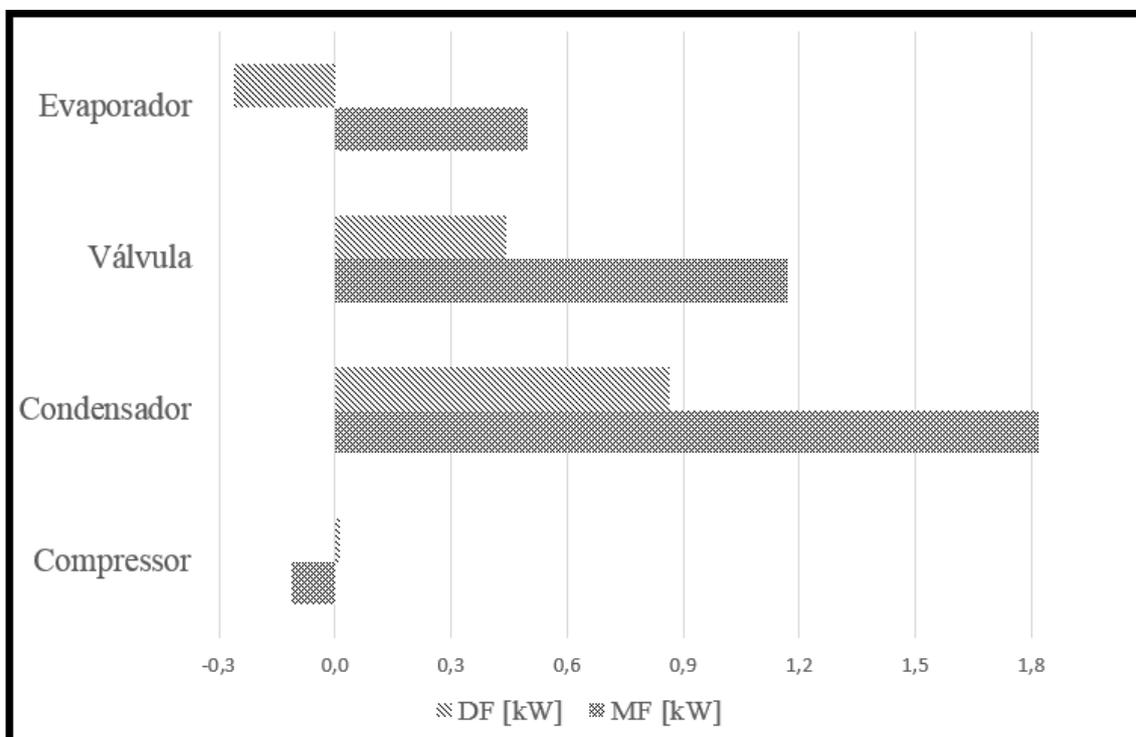


Figura 4.12: Anomalia (MF) e disfunção (DF) nos componentes do sistema de refrigeração devido a degradação no condensador para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

A degradação no componente modifica os seus produtos, que por sua vez são insumos para outros componentes. A alteração desses produtos originam as disfunções nos demais componentes (Figura 4.11, Figura 4.12, Figura 4.13 e Figura 4.14).

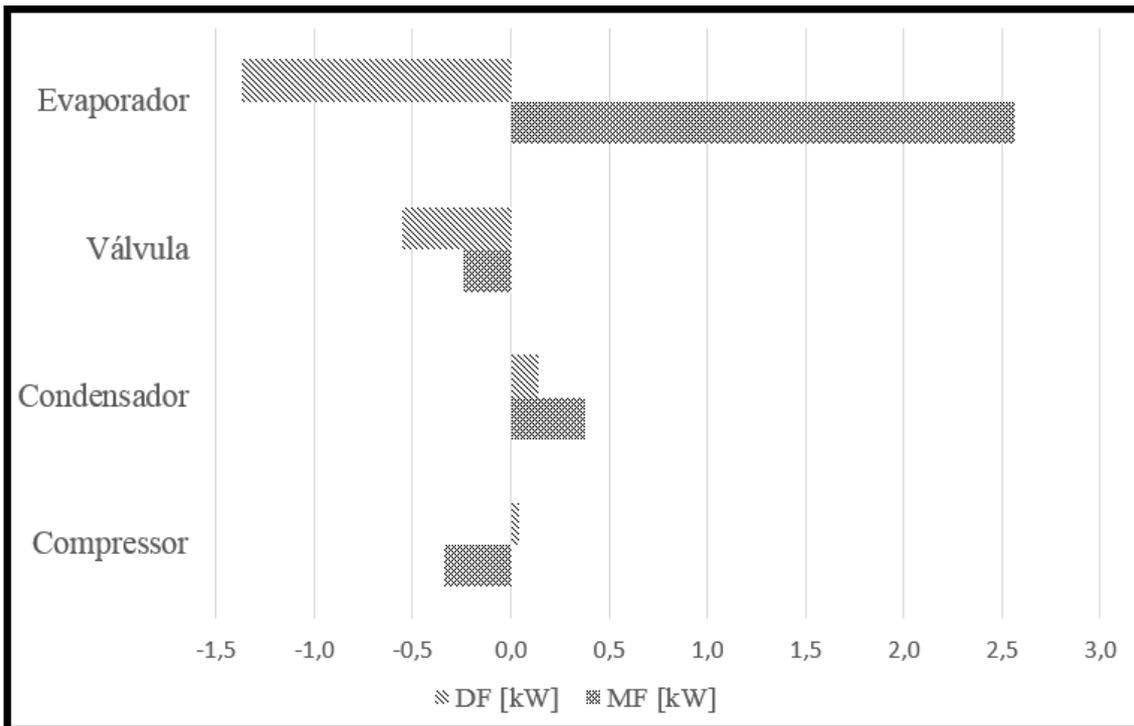


Figura 4.13: Anomalia (*MF*) e disfunção (*DF*) nos componentes do sistema de refrigeração devido a degradação na válvula de expansão termostática para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

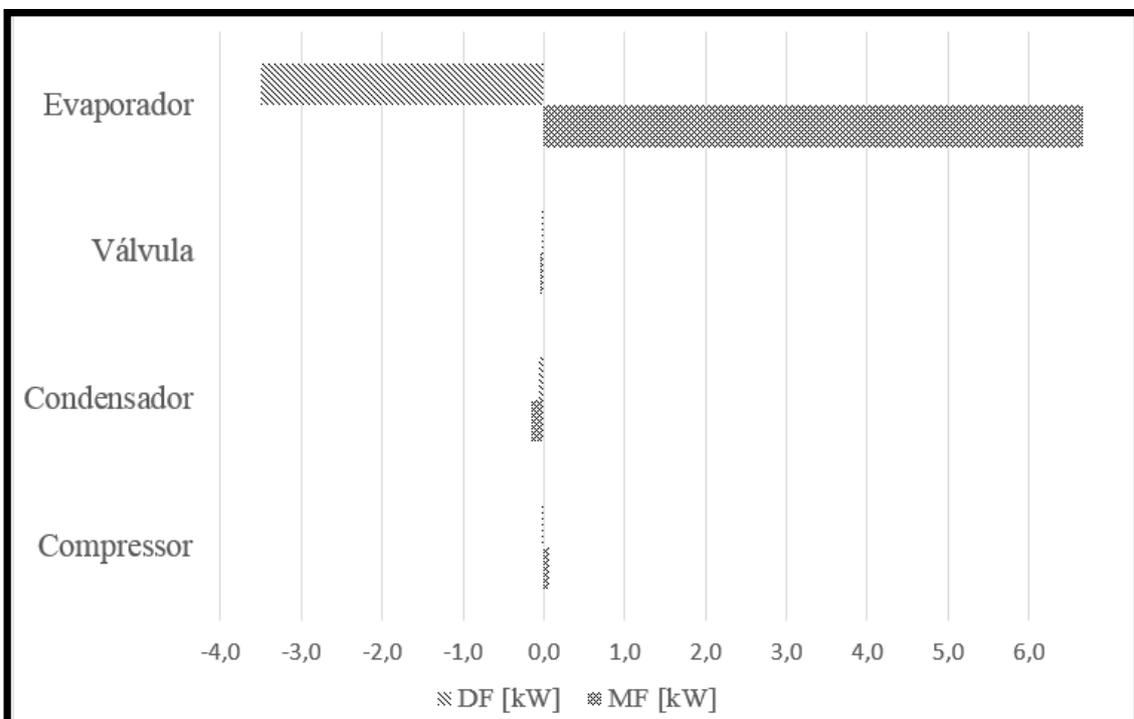


Figura 4.14: Anomalia (*MF*) e disfunção (*DF*) nos componentes do sistema de refrigeração devido a degradação no evaporador para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

Para as degradações no condensador e evaporador, os efeitos na anomalia, disfunção no compressor e impacto no insumo foram pequenos com relação aos demais componentes e degradações. Esse fato foi devido as intensidades dessas degradações terem sido muito pequenas, o que gerou esses resultados menores.

Nos parágrafos anteriores foram apresentados e discutidos os resultados para degradação individual nos componentes do sistema de refrigeração. Os resultados para as demais condições de *teste* descritas na Tabela 3.15 são apresentados no Anexo B.

Uma diferença significativa entre os resultados dos modelos de desagregação da exergia física foi observado para as degradações na válvula de expansão termostática e evaporador. Os componentes mencionados anteriormente são os que mais apresentam distinção na definição de seus produtos e insumos. Essa distinção pode ser observada para os dois modelos de desagregação da exergia física através da comparação entre a Tabela 4.4 e Tabela 4.6.

As degradações individuais nos componentes se referem a uma anomalia intrínseca nos mesmos. Portanto, no parâmetro anomalia de um componente degradado está implícito os valores de anomalia intrínseca e induzida. Nos demais componentes não degradados, o surgimento de anomalia se refere apenas a anomalia induzida.

O diagnóstico termoeconômico convencional não permite fazer a distinção entre as anomalias intrínsecas e induzidas. Com isso, na sequência foi utilizado uma outra metodologia de diagnóstico termoeconômico que realiza essa distinção mencionada anteriormente. Essa metodologia foi proposta por Rúa (2017), sendo chamada de diagnóstico termoeconômico com operador exergético.

4.1.2 Diagnóstico Termoeconômico com Operador Exergético

Nessa seção foi aplicado o diagnóstico termoeconômico com operador exergético no sistema de refrigeração. Com isso, as estruturas de transição foram construídas a partir da estrutura física de transição do sistema de refrigeração apresentada na Figura 4.15. Para auxiliar na construção das estruturas de transição, os componentes do sistema de refrigeração e os operadores exergéticos foram numerados e indicados entre os pontos: 1', 1'', 2, 3', 3'', 4' e 4''. A estrutura da Figura 4.15 relacionada as potências distribuídas às mesmas aos motores elétricos de acionamento do compressor, bomba e ventiladores. Por sua vez, a estrutura relacionada ao fluxo de calor removido no evaporador recebe o mesmo desse componente.

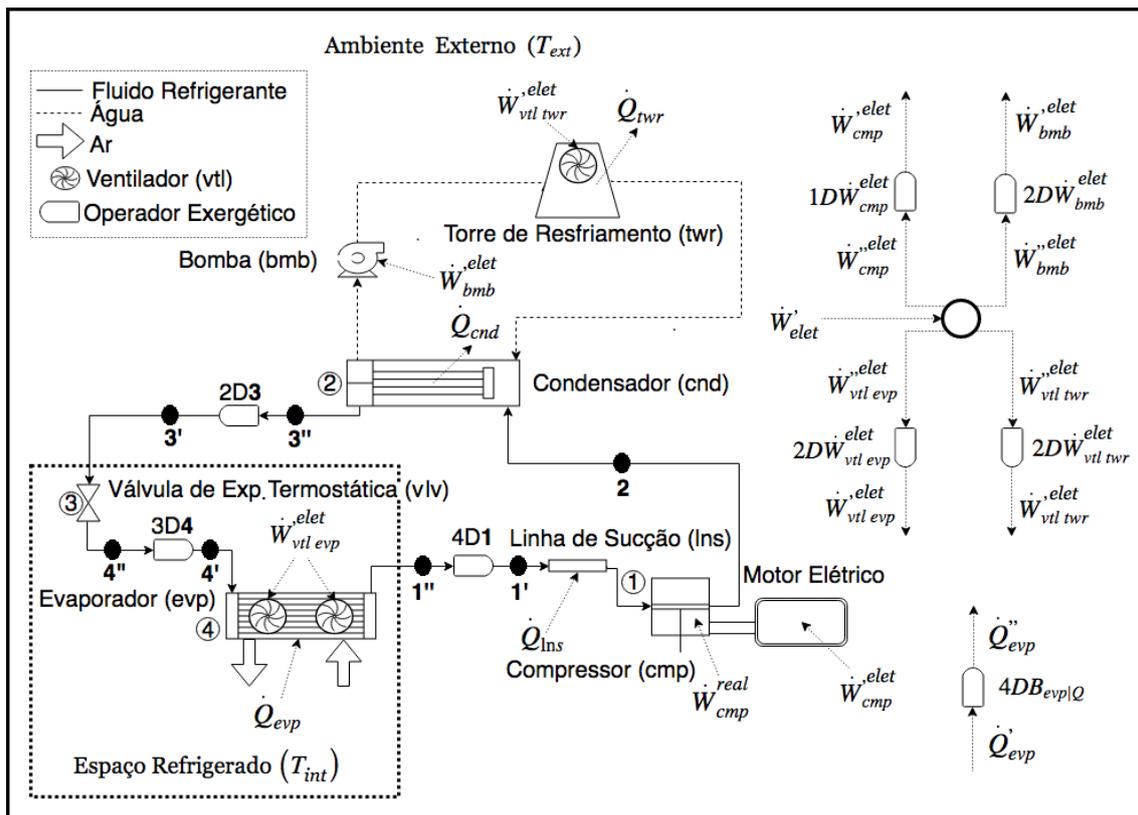


Figura 4.15: Estrutura física de transição do sistema de refrigeração para o diagnóstico termoeconômico com operador exergético.

Na sequência são apresentadas a numeração e disposição dos componentes e dos operadores exergéticos entre os pontos mencionados na Figura 4.15: compressor (1),

entre os pontos 1' e 2; condensador (2), entre os pontos 2 e 3''; operador exergético 2D3, entre os pontos 3'' e 3'; válvula de expansão termostática (3), entre os pontos 3' e 4''; operador exergético 3D4, entre os pontos 4'' e 4'; evaporador (4), entre os pontos 4' e 1''; operador exergético 4D1, entre os pontos 1'' e 1'; operadores exergéticos $4DB_{evp|Q}$, $1D\dot{W}_{cmp}^{elet}$, $2D\dot{W}_{bmb}^{elet}$, $4D\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet}$ e $2D\dot{W}_{vtl\ twr}^{elet}$. No operador exergético “x Dy ” será identificado a anomalia intrínseca no componente “x” que causa um efeito no fluxo “y”, segundo Rúa (2017).

Os parâmetros dos fluxos físicos ilustrados na Figura 4.15 para a condição operacional de referência são apresentados na Tabela 4.16. O fluido refrigerante é o HCFC-22 cuja vazão mássica é igual a 0,612 kg/s. Por sua vez, as potências e o fluxo calor removido são apresentados na Tabela 4.17. Com isso, a condição de referência do sistema de refrigeração é estabelecida através das grandezas apresentadas na Tabela 4.16 e Tabela 4.17. Portanto, para a aplicação do diagnóstico termoeconômico com operador exergético as grandezas operacionais dessas tabelas devem ser medidas no sistema de refrigeração. Além das temperaturas externa, interna e vazão mássica de fluido refrigerante.

Tabela 4.16: Parâmetros dos fluxos físicos para estrutura física de transição.

Fluxo Físico	P_f [kPa]	T_f [°C]	x_f [-]	Estado
1''	358,746	-1,499	-	Vapor superaquecido
1'	358,746	-1,499	-	Vapor superaquecido
2	1538,261	87,692	-	Vapor superaquecido
3''	1537,426	33,424	-	Líquido subresfriado
3'	1537,426	33,424	-	Líquido subresfriado
4''	362,687	-9,375	0,244	Mistura de líquido e vapor
4'	362,687	-9,375	0,244	Mistura de líquido e vapor

Tabela 4.17: Potências e fluxo calor removido para estrutura física de transição.

\dot{W}_{cmp}^{elet} [kW]	\dot{W}_{bmb}^{elet} [kW]	$\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet}$ [kW]	$\dot{W}_{vtl\ twr}^{elet}$ [kW]	\dot{Q}_{evp} [kW]
40,130	1,670	21,830	2,403	100,397
\dot{W}_{cmp}^{elet} [kW]	\dot{W}_{bmb}^{elet} [kW]	$\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet}$ [kW]	$\dot{W}_{vtl\ twr}^{elet}$ [kW]	
40,130	1,670	21,830	2,403	

A linha de sucção (*lns*) conduz o fluido refrigerante do evaporador (*evp*) ao compressor (*cmp*), conforme Figura 4.15. Com isso, a linha de sucção, compressor e o motor elétrico são representados como um único componente na estrutura de transição. Em outras palavras, a entrada do compressor será a entrada da linha de sucção. A torre de resfriamento (*twr*) é responsável por fornecer a água que promove a condensação do fluido refrigerante no condensador (*cnd*). Portanto, a potência elétrica da bomba (\dot{W}_{bmb}^{elet}) e do ventilador da torre de resfriamento ($\dot{W}_{vtl\ twr}^{elet}$) serão considerados diretamente no condensador. Com isso, a torre de resfriamento e o condensador também serão representados na estrutura de transição por um único componente.

Para a realização do diagnóstico termoeconômico com operador exergético desta tese, as considerações discutidas no parágrafo anterior também foram convenientes. Esse fato foi devido a não serem analisadas degradações nos motores elétricos de acionamento, linha de sucção e torre de resfriamento.

Na Tabela 4.18 são apresentados os valores de exergia para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007). Esses valores são obtidos para a condição de referência do sistema de refrigeração.

Tabela 4.18: Valores de exergia da estrutura de transição para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

Fluxo	Valor [kW]	Fluxo	Valor [kW]	Fluxo	Valor [kW]
E''_1	21,677	S'_3	-149,494	$\dot{W}''_{bmb\ elet}$	1,670
E'_1	21,677	EP'_3	36,097	$\dot{W}'_{bmb\ elet}$	1,670
S'_1	-33,301	ET'_3	0,232	$\dot{W}''_{vtl\ evp\ elet}$	21,830
EP''_1	21,325	S'_4	-146,267	$\dot{W}'_{vtl\ evp\ elet}$	21,830
ET''_1	0,352	EP''_4	21,502	$\dot{W}''_{vtl\ twr\ elet}$	2,403
E'_2	46,449	EP'_4	21,502	$\dot{W}'_{vtl\ twr\ elet}$	2,403
S'_2	-26,576	ET'_4	11,600	\dot{W}'_{elet}	66,033
E''_3	36,329	$\dot{W}''_{cmp\ elet}$	40,130	$B''_{evp Q}$	6,568
E'_3	36,329	$\dot{W}'_{cmp\ elet}$	40,130	$B'_{evp Q}$	6,568

Na Figura 4.16 mostra-se a estrutura de transição do sistema de refrigeração desenvolvida através da desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

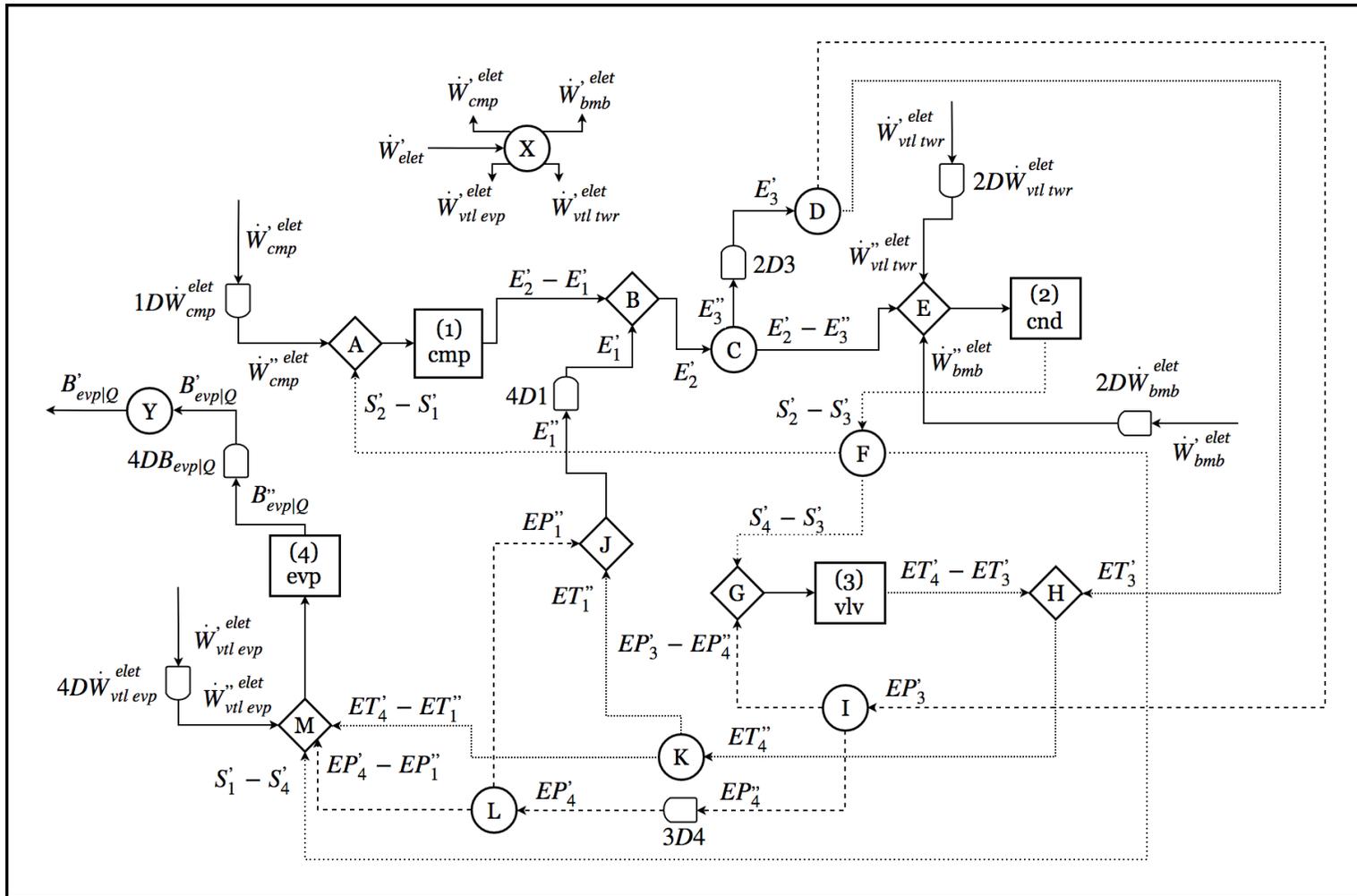


Figura 4.16: Estrutura de transição do sistema de refrigeração para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

O compressor (*cmp*) possui como insumos sua potência elétrica consumida (\dot{W}_{cmp}^{elet}), produto do operador exergético $1D\dot{W}_{cmp}^{elet}$, e o fluxo de negentropia $S'_2 - S'_1$ produto da bifurcação *F*. Como produto, o compressor possui o fluxo de exergia física $E'_2 - E'_1$. As potências elétricas da bomba (\dot{W}_{bmb}^{elet}) e do ventilador da torre de resfriamento ($\dot{W}_{vtl\ twr}^{elet}$) são insumos do condensador (*cmd*). Esses insumos são produtos dos operadores exergéticos $2D\dot{W}_{bmb}^{elet}$ e $2D\dot{W}_{vtl\ twr}^{elet}$, respectivamente. O fluxo $E'_2 - E''_3$, produto da bifurcação *C*, complementa os insumos do condensador. Como produto o condensador possui o fluxo de negentropia $S'_2 - S'_3$. A válvula de expansão termostática (*vlv*) utiliza os fluxos de negentropia $S'_4 - S'_3$ e mecânico $EP'_3 - EP''_4$ como seus insumos. Esses fluxos são originados das bifurcações *F* e *I*, respectivamente. Como produto a válvula de expansão termostática possui o fluxo térmico $ET'_4 - ET'_3$. A potência elétrica dos ventiladores do evaporador ($\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet}$) e o fluxo de negentropia $S'_1 - S'_4$ são dois dos insumos do evaporador (*evp*). Esses fluxos são produtos no operador exergético $4D\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet}$ e na bifurcação *F*, respectivamente. Complementando os insumos do evaporador estão os fluxos mecânico $EP'_4 - EP''_1$ e térmico $ET'_4 - ET''_1$, produtos das bifurcações *L* e *K*, respectivamente. O produto do evaporador é o fluxo $B''_{evp|Q}$. Esse fluxo, por sua vez, é o insumo do operador exergético $4DB_{evp|Q}$. O fluxo \dot{W}'_{elet} é o insumo para bifurcação *X*, que por sua vez possui como produtos os fluxos: $\dot{W}'_{cmp\ elet}$, $\dot{W}'_{bmb\ elet}$, $\dot{W}'_{vtl\ evp\ elet}$ e $\dot{W}'_{vtl\ twr\ elet}$. Esses fluxos são insumos para os operadores exergéticos $1D\dot{W}_{cmp}^{elet}$, $2D\dot{W}_{bmb}^{elet}$, $4D\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet}$ e $2D\dot{W}_{vtl\ twr}^{elet}$, respectivamente. O insumo do sistema de refrigeração é o fluxo \dot{W}'_{elet} , ou seja, o mesmo insumo da bifurcação *X*. Por sua vez, o produto do sistema de refrigeração é o fluxo $B'_{evp|Q}$.

Na Tabela 4.19 mostra a definição do insumo e produto dos componentes para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007). Para essa desagregação da exergia física o evaporador possui um único produto, sendo esse o mesmo produto do sistema de refrigeração. Esse fato também foi observado para a definição do insumo e produto da estrutura produtiva utilizada para o diagnóstico convencional.

Na Tabela 4.20 são apresentados os valores de exergia para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*. Esses valores também são obtidos para a condição de referência do sistema de refrigeração.

Tabela 4.19: Definição do insumo e produto dos componentes e operadores exergeticos da estrutura de transição para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

Componente	Insumo (F)	Produto (P)
Compressor	$\dot{W}''_{cmp}{}^{elet} + S'_2 - S'_1$	$E'_2 - E'_1$
Condensador	$\dot{W}''_{bmb}{}^{elet} + \dot{W}''_{vtl\ twr}{}^{elet} + E'_2 - E''_3$	$S'_2 - S'_3$
Válvula Exp. Term.	$EP'_3 - EP''_4 + S'_4 - S'_3$	$ET'_4 - ET'_3$
Evaporador	$\dot{W}''_{vtl\ evp}{}^{elet} + EP'_4 - EP''_1 + ET'_4 - ET''_1 + S'_1 - S'_4$	$B''_{evp Q}$
$1D\dot{W}_{cmp}{}^{elet}$	$\dot{W}'_{cmp}{}^{elet}$	$\dot{W}''_{cmp}{}^{elet}$
2D3	E''_3	E'_3
3D4	EP''_4	EP'_4
4D1	E''_1	E'_1
$4DB_{evp Q}$	$B''_{evp Q}$	$B'_{evp Q}$
$2D\dot{W}_{bmb}{}^{elet}$	$\dot{W}'_{bmb}{}^{elet}$	$\dot{W}''_{bmb}{}^{elet}$
$4D\dot{W}_{vtl\ evp}{}^{elet}$	$\dot{W}'_{vtl\ evp}{}^{elet}$	$\dot{W}''_{vtl\ evp}{}^{elet}$
$2D\dot{W}_{vtl\ twr}{}^{elet}$	$\dot{W}'_{vtl\ twr}{}^{elet}$	$\dot{W}''_{vtl\ twr}{}^{elet}$
Sist. de Refrigeração	\dot{W}'_{elet}	$B'_{evp Q}$

Tabela 4.20: Valores de exergia da estrutura de transição para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*.

Fluxo	Valor [kW]	Fluxo	Valor [kW]	Fluxo	Valor [kW]
$*E''_1$	-11,625	S'_3	-149,494	$\dot{W}''_{bmb}{}^{elet}$	1,670
$*E'_1$	-11,625	F'_3	-16,162	$\dot{W}'_{bmb}{}^{elet}$	1,670
S'_1	-33,301	U'_3	-97,003	$\dot{W}''_{vtl\ evp}{}^{elet}$	21,830
F''_1	-2,213	S'_4	-146,267	$\dot{W}'_{vtl\ evp}{}^{elet}$	21,830
U''_1	-9,411	F'_4	-13,384	$\dot{W}''_{vtl\ twr}{}^{elet}$	2,403
$*E'_2$	19,873	U''_4	-99,781	$\dot{W}'_{vtl\ twr}{}^{elet}$	2,403
S'_2	-26,576	U'_4	-99,781	\dot{W}'_{elet}	66,033
$*E''_3$	-113,165	$\dot{W}''_{cmp}{}^{elet}$	40,130	$B''_{evp Q}$	6,568
$*E'_3$	-113,165	$\dot{W}'_{cmp}{}^{elet}$	40,130	$B'_{evp Q}$	6,568

Na Figura 4.17 mostra-se a estrutura de transição do sistema de refrigeração desenvolvida através da desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*.

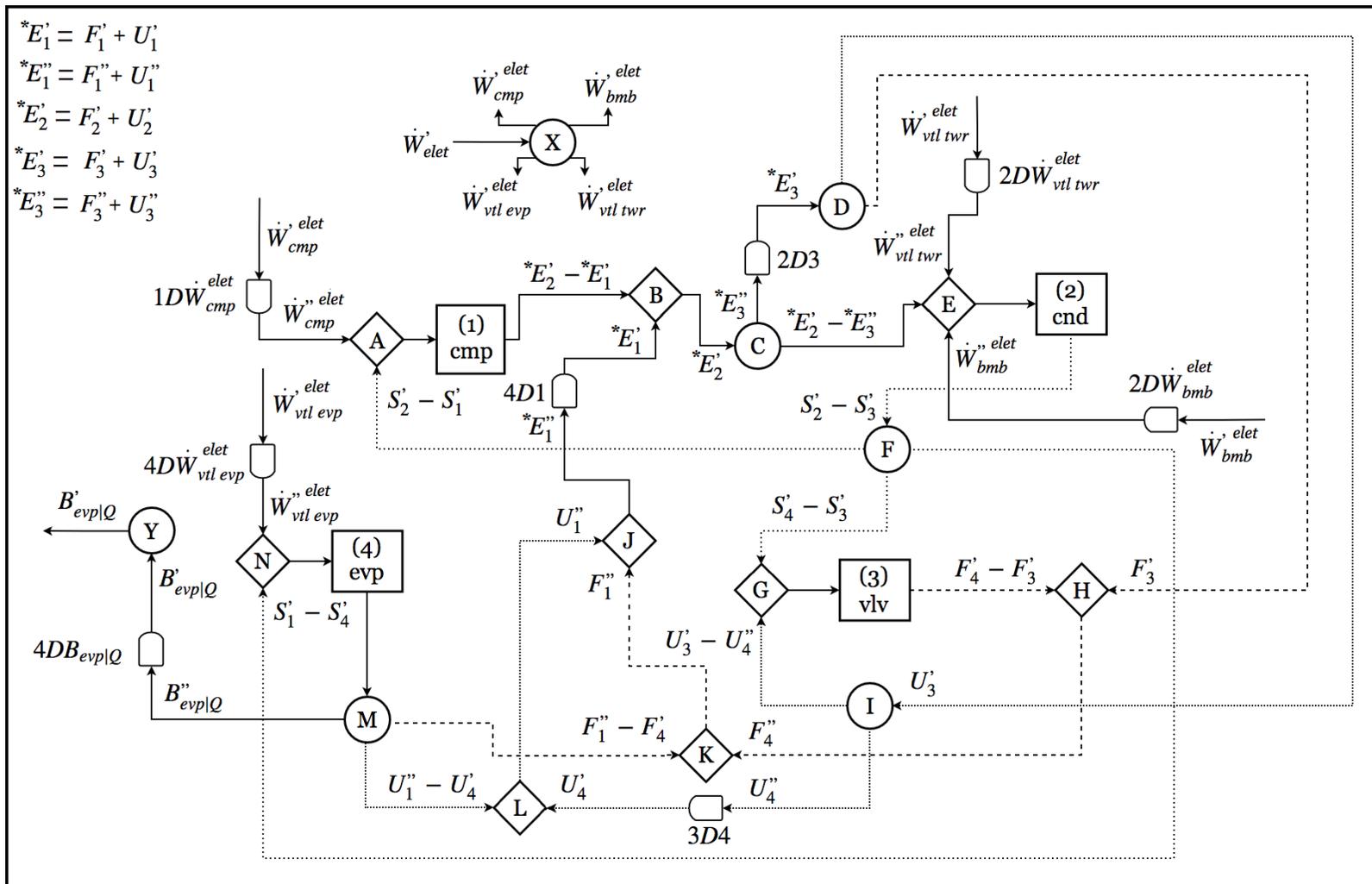


Figura 4.17: Estrutura de transição do sistema de refrigeração para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*.

O compressor (*cmp*) possui como insumos sua potência elétrica consumida (\dot{W}_{cmp}^{elet}), produto do operador exergético $1D\dot{W}_{cmp}^{elet}$, e o fluxo entrópico $S'_2 - S'_1$ produto da bifurcação *F*. Como produto, o compressor possui o fluxo de exergia física $*E'_2 - *E'_1$. As potências elétricas da bomba (\dot{W}_{bmb}^{elet}) e do ventilador da torre de resfriamento ($\dot{W}_{vtl\ twr}^{elet}$) são insumos do condensador (*cmd*). Esses insumos são produtos dos operadores exergéticos $2D\dot{W}_{bmb}^{elet}$ e $2D\dot{W}_{vtl\ twr}^{elet}$, respectivamente. O fluxo $*E'_2 - *E'_3$, produto da bifurcação *C*, complementa os insumos do condensador. Como produto o condensador possui o fluxo entrópico $S'_2 - S'_3$. A válvula de expansão termostática (*vlv*) utiliza os fluxos entrópico $S'_4 - S'_3$ e de energia interna $U'_3 - U''_4$ como seus insumos. Esses fluxos são originados das bifurcações *F* e *I*, respectivamente. Como produto a válvula de expansão termostática possui o trabalho de fluxo $F'_4 - F'_3$. A potência elétrica dos ventiladores do evaporador ($\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet}$) e o fluxo entrópico $S'_1 - S'_4$ são os insumos do evaporador (*evp*). Esses fluxos são originados no operador exergético $4D\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet}$ e na bifurcação *F*, respectivamente. O trabalho de fluxo $F''_1 - F'_4$ e o fluxo de energia interna $U''_1 - U'_4$ são dois produtos do evaporador. O fluxo $B''_{evp|Q}$ complementa os produtos do evaporador. Esse fluxo, por sua vez, é o insumo do operador exergético $4DB_{evp|Q}$. O fluxo \dot{W}'_{elet} é o insumo para bifurcação *X*, que por sua vez possui como produtos os fluxos $\dot{W}'_{cmp\ elet}$, $\dot{W}'_{bmb\ elet}$, $\dot{W}'_{vtl\ evp\ elet}$ e $\dot{W}'_{vtl\ twr\ elet}$. Esses fluxos são insumos para os operadores exergéticos $1D\dot{W}_{cmp}^{elet}$, $2D\dot{W}_{bmb}^{elet}$, $4D\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet}$ e $2D\dot{W}_{vtl\ twr}^{elet}$, respectivamente. O insumo do sistema de refrigeração é o fluxo \dot{W}'_{elet} , ou seja, o mesmo insumo da bifurcação *X*. Por sua vez, o produto do sistema de refrigeração é o fluxo $B'_{evp|Q}$.

Na Tabela 4.21 mostra a definição do insumo e produto dos componentes para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*. Para essa desagregação da exergia física o evaporador possui três fluxos como produtos. O produto do sistema de refrigeração corresponde ao fluxo $B''_{evp|Q}$. Esse fato também foi observado para a definição do insumo e produto da estrutura produtiva utilizada para o diagnóstico convencional.

A desagregação da exergia física para duas estruturas de transição permitiram a obtenção do produto da válvula de expansão termostática. Para a desagregação da exergia do Modelo *UFS* o produto do condensador também foi obtido. Por sua vez, através da

desagregação da exergia proposta por Tsatsaronis (2007) não foi possível a obtenção do produto do condensador. Com isso, foi necessário inserir o fluxo fictício de negentropia proposto por Frangopoulos (1987). O condensador é responsável pela redução da entropia gerada pelos demais componentes do sistema de refrigeração. O discutido anteriormente também foi constatado para as estruturas produtivas utilizadas no diagnóstico termoeconômico convencional.

Tabela 4.21: Definição do insumo e produto dos componentes e operadores exergeticos da estrutura de transição para desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*.

Componente	Insumo (F)	Produto (P)
Compressor	$\dot{W}''_{cmp}{}^{elet} + S'_2 - S'_1$	$*E'_2 - *E'_1$
Condensador	$\dot{W}''_{bmb}{}^{elet} + \dot{W}''_{vtl\ twr}{}^{elet} + *E'_2 - *E''_3$	$S'_2 - S'_3$
Válvula Exp. Term.	$U'_3 - U''_4 + S'_4 - S'_3$	$F'_4 - F'_3$
Evaporador	$\dot{W}''_{vtl\ evp}{}^{elet} + S'_1 - S'_4$	$B''_{evp Q} + F''_1 - F'_4 + U''_1 - U'_4$
$1D\dot{W}_{cmp}{}^{elet}$	$\dot{W}''_{cmp}{}^{elet}$	$\dot{W}''_{cmp}{}^{elet}$
$2D3$	E''_3	E'_3
$3D4$	U''_4	U'_4
$4D1$	E''_1	E'_1
$4DB_{evp Q}$	$B''_{evp Q}$	$B'_{evp Q}$
$2D\dot{W}_{bmb}{}^{elet}$	$\dot{W}''_{bmb}{}^{elet}$	$\dot{W}''_{bmb}{}^{elet}$
$4D\dot{W}_{vtl\ evp}{}^{elet}$	$\dot{W}''_{vtl\ evp}{}^{elet}$	$\dot{W}''_{vtl\ evp}{}^{elet}$
$2D\dot{W}_{vtl\ twr}{}^{elet}$	$\dot{W}''_{vtl\ twr}{}^{elet}$	$\dot{W}''_{vtl\ twr}{}^{elet}$
Sist. de Refrigeração	\dot{W}'_{elet}	$B'_{evp Q}$

Para o diagnóstico com operador exergetico foram também consideradas as condições operacionais apresentadas na Tabela 3.15. Na Tabela 4.23 e Tabela 4.24 são apresentados os fluxos físicos obtidos para as condições operacionais de referência e *teste* do sistema de refrigeração. Por sua vez, na Tabela 4.25 e Tabela 4.26 são apresentadas as potências e o fluxo calor removido para as mesmas condições operacionais do sistema de refrigeração mencionadas anteriormente.

Os parâmetros da Tabela 4.23 e os fluxos da Tabela 4.25 são calculados através dos modelos individuais dos componentes do sistema de refrigeração. Assim, os parâmetros dos modelos individuais dos componentes (“”) são obtidos para os mesmos livres de

degradações. O diagnóstico termoeconômico com operador exerético utiliza dessa simulação individual dos componentes do sistema analisado. Os respectivos parâmetros de entrada para os modelos individuais são originados das condições operacionais de referência e *teste* do sistema de refrigeração. Com isso, as grandezas operacionais apresentadas da Tabela 4.22 também devem ser medidas no sistema de refrigeração para a aplicação do diagnóstico termoeconômico com operador exerético.

Tabela 4.22: Grandezas operacionais para simulação individual dos componentes do sistema de refrigeração.

Nº	Grandeza	Descrição da grandeza operacional
1	P_{ext} [kPa]	Pressão externa
2	T_{ext} [°C]	Temperatura externa
3	UR_{ext} [%]	Umidade relativa externa
4	P_{int} [kPa]	Pressão interna
5	T_{int} [°C]	Temperatura interna
6	UR_{int} [%]	Umidade relativa interna
7	\dot{m}_f [kg/s]	Vazão mássica de fluido refrigerante
8	P_{f1} [kPa]	Pressão do fluido refrigerante no ponto 1
9	T_{f1} [°C]	Temperatura do fluido refrigerante no ponto 1
10	T_{f2} [°C]	Temperatura do fluido refrigerante no ponto 2
11	P_{f3} [kPa]	Pressão do fluido refrigerante no ponto 3
12	T_{f3} [°C]	Temperatura do fluido refrigerante no ponto 3
13	P_{f4} [kPa]	Pressão do fluido refrigerante no ponto 4
14	T_{f4} [°C]	Temperatura do fluido refrigerante no ponto 4
15	x_{f4} [-]	Título do fluido refrigerante no ponto 4
16	\dot{V}_{agua}^{bmb} [m ³ /h]	Vazão volumétrica de água na bomba
17	P_{aguas}^{bmb} [kPa]	Pressão da água na saída da bomba
18	P_{aguae}^{bmb} [kPa]	Pressão da água na entrada da bomba
19	T_{aguae}^{cnd} [°C]	Temperatura da água na entrada do condensador
20	\dot{V}_{ar}^{twr} [m ³ /h]	Vazão volumétrica de ar na torre de resfriamento
21	T_{aguae}^{twr} [°C]	Temperatura da água na entrada da torre de resfriamento
22	$\dot{V}_{ar}^{vtl\ evp}$ [m ³ /h]	Vazão volumétrica de ar no ventilador do evaporador
23	$P_{ars}^{vtl\ evp}$ [kPa]	Pressão do ar na saída do ventilador do evaporador
24	$P_{are}^{vtl\ evp}$ [kPa]	Pressão do ar na entrada do ventilador do evaporador

Tabela 4.23: Parâmetros dos fluxos físicos (‘‘) obtidos dos modelos individuais dos componentes para as condições operacionais de referência e teste do sistema de refrigeração.

Condição	\dot{m}_f [kg/s]	P_{f1} [kPa]	T_{f1} [°C]	P_{f2} [kPa]	T_{f2} [°C]	P_{f3} [kPa]	T_{f3} [°C]	P_{f4} [kPa]	T_{f4} [°C]	x_{f4} [-]
0 referência	0,612	358,746	-1,499	1538,261	87,692	1537,426	33,424	362,687	-9,375	0,244
1 teste (cmp)	0,611	358,741	-1,470	1547,656	103,533	1546,769	33,898	362,687	-9,375	0,247
2 teste (cnd)	0,612	361,937	-1,408	1626,805	90,957	1625,940	36,618	365,885	-9,125	0,263
3 teste (vlv)	0,541	323,600	-1,071	1501,103	92,946	1500,415	32,466	327,422	-12,250	0,234
4 teste (evp)	0,609	357,189	-1,664	1524,248	87,263	1523,402	33,305	361,096	-9,500	0,244

Tabela 4.24: Parâmetros dos fluxos físicos (‘) para as condições operacionais de referência e teste do sistema de refrigeração.

Condição	\dot{m}_f [kg/s]	P_{f1} [kPa]	T_{f1} [°C]	P_{f2} [kPa]	T_{f2} [°C]	P_{f3} [kPa]	T_{f3} [°C]	P_{f4} [kPa]	T_{f4} [°C]	x_{f4} [-]
0 referência	0,612	358,746	-1,499	1538,261	87,692	1537,426	33,424	362,687	-9,375	0,244
1 teste (cmp)	0,611	358,741	-1,470	1547,656	103,533	1546,769	33,898	362,687	-9,375	0,247
2 teste (cnd)	0,612	361,937	-1,408	1626,805	90,957	1625,940	36,618	365,885	-9,125	0,263
3 teste (vlv)	0,541	323,600	-1,071	1501,103	92,946	1500,415	32,466	376,535	-12,250	0,234
4 teste (evp)	0,609	357,189	-1,664	1524,248	87,263	1523,402	33,305	361,096	-9,500	0,244

Tabela 4.25: Potências e fluxo de calor removido (‘‘) obtidos dos modelos individuais dos componentes para as condições operacionais de referência e *teste* do sistema de refrigeração.

Condição	$\dot{W}''_{cmp\ elet}$ [kW]	$\dot{W}''_{bmb\ elet}$ [kW]	$\dot{W}''_{vtl\ evp\ elet}$ [kW]	$\dot{W}''_{vtl\ twr\ elet}$ [kW]	\dot{Q}''_{evp} [kW]
0 referência	40,130	1,670	21,830	2,403	100,397
1 <i>teste</i> (cmp)	40,273	1,670	21,830	2,403	99,779
2 <i>teste</i> (cnd)	41,590	2,310	21,830	2,403	97,873
3 <i>teste</i> (vlv)	37,970	1,671	21,835	2,403	92,069
4 <i>teste</i> (evp)	39,847	1,670	28,432	2,403	100,166

Tabela 4.26: Potências e fluxo de calor removido (‘) para as condições operacionais de referência e *teste* do sistema de refrigeração.

Condição	$\dot{W}'_{cmp\ elet}$ [kW]	$\dot{W}'_{bmb\ elet}$ [kW]	$\dot{W}'_{vtl\ evp\ elet}$ [kW]	$\dot{W}'_{vtl\ twr\ elet}$ [kW]	\dot{W}'_{elet} [kW]	\dot{Q}'_{evp} [kW]
0 referência	40,130	1,670	21,830	2,403	66,033	100,397
1 <i>teste</i> (cmp)	50,342	1,670	21,830	2,403	76,244	99,779
2 <i>teste</i> (cnd)	41,590	2,310	21,830	2,403	68,133	97,873
3 <i>teste</i> (vlv)	37,970	1,671	21,835	2,403	63,879	92,069
4 <i>teste</i> (evp)	39,847	1,670	28,432	2,403	72,352	100,150

Na Tabela 4.27 e Tabela 4.28 são apresentados os valores de exergia para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007). Na obtenção dessas tabelas são utilizados os parâmetros dos fluxos físicos da Tabela 4.23 e Tabela 4.24, respectivamente.

Tabela 4.27: Valores de exergia calculados através dos fluxos físicos (“) obtidos dos modelos individuais dos componentes para as condições operacionais de referência e *teste* do sistema de refrigeração para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

Condição	E''_1 [kW]	EP''_1 [kW]	ET''_1 [kW]	E''_3 [kW]	EP''_4 [kW]	ET''_4 [kW]
0 referência	21,677	21,325	0,352	36,329	21,502	11,600
1 <i>teste</i> (cmp)	21,655	21,303	0,351	36,315	21,481	11,548
2 <i>teste</i> (cnd)	21,840	21,490	0,350	36,534	21,666	11,224
3 <i>teste</i> (vlv)	17,663	17,367	0,295	32,075	17,537	9,921
4 <i>teste</i> (evp)	21,535	21,179	0,356	36,190	21,355	11,624

Tabela 4.28: Valores de exergia obtidos dos fluxos físicos (‘) para as condições operacionais de referência e *teste* do sistema de refrigeração para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

Condição	E'_1 [kW]	S'_1 [kW]	E'_2 [kW]	S'_2 [kW]	E'_3 [kW]	S'_3 [kW]	EP'_3 [kW]	ET'_3 [kW]	EP'_4 [kW]	ET'_4 [kW]	S'_4 [kW]
0 referência	21,677	-33,301	46,449	-26,576	36,329	-149,494	36,097	0,232	21,502	11,600	-146,267
1 <i>teste</i> (cmp)	21,655	-33,256	48,145	-20,249	36,316	-148,998	36,067	0,248	21,481	11,548	-145,711
2 <i>teste</i> (cnd)	21,840	-33,479	47,546	-26,567	36,534	-147,274	36,178	0,356	21,666	11,224	-143,630
3 <i>teste</i> (vlv)	17,663	-27,382	41,242	-21,074	32,075	-132,793	31,898	0,177	19,548	9,921	-130,187
4 <i>teste</i> (evp)	21,535	-33,168	46,125	-26,446	36,190	-149,047	35,963	0,227	21,355	11,624	-145,836

Na Tabela 4.29 e Tabela 4.30 são apresentados os valores de exergia para a desagregação da exergia física do Modelo *UFS*. Na obtenção dessas tabelas também são utilizados os parâmetros dos fluxos físicos da Tabela 4.23 e Tabela 4.24, respectivamente.

Tabela 4.29: Valores de exergia obtidos através dos fluxos físicos (‘’) obtidos dos modelos individuais dos componentes para as condições operacionais de referência e *teste* do sistema de refrigeração para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*.

Condição	* E''_1 [kW]	F''_1 [kW]	U''_1 [kW]	* E''_3 [kW]	U''_4 [kW]	F''_4 [kW]
0 referência	-11,625	-2,213	-9,411	-113,165	-99,781	-13,384
1 <i>teste</i> (cmp)	-11,601	-2,209	-9,392	-112,680	-99,350	-13,330
2 <i>teste</i> (cnd)	-11,639	-2,221	-9,418	-110,739	-97,603	-13,136
3 <i>teste</i> (vlv)	-9,720	-1,817	-7,903	-100,718	-90,802	-11,956
4 <i>teste</i> (evp)	-11,633	-2,212	-9,422	-112,858	-99,518	-13,340

Tabela 4.30: Valores de exergia obtidos através dos fluxos físicos (‘) para as condições operacionais de referência e *teste* do sistema de refrigeração para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*.

Condição	* E'_1 [kW]	S'_1 [kW]	* E'_2 [kW]	S'_2 [kW]	* E'_3 [kW]	S'_3 [kW]	F'_3 [kW]	U'_3 [kW]	F'_4 [kW]	U'_4 [kW]	S'_4 [kW]
0 referência	-11,625	-33,301	19,873	-26,576	-113,165	-149,494	-16,162	-97,003	-13,384	-99,781	-146,267
1 <i>teste</i> (cmp)	-11,601	-33,256	27,896	-20,249	-112,682	-148,998	-16,141	-96,541	-13,330	-99,352	-145,711
2 <i>teste</i> (cnd)	-11,639	-33,469	20,979	-26,567	-110,739	-147,274	-16,122	-94,617	-13,136	-97,603	-143,630
3 <i>teste</i> (vlv)	-9,720	-27,328	20,168	-21,074	-100,719	-132,793	-14,309	-86,409	-11,956	-88,763	-130,187
4 <i>teste</i> (evp)	-11,633	-33,302	19,679	-26,446	-112,857	-149,047	-16,113	-96,744	-13,340	-99,518	-145,836

A exergia para as potências e fluxo de calor removido são apresentados na Tabela 4.31 e Tabela 4.32. Na obtenção dessas tabelas são utilizados os fluxos da Tabela 4.25 e Tabela 4.26, respectivamente. Os valores da Tabela 4.31 e Tabela 4.32 são comuns aos dois modelos de desagregação da exergia física.

Tabela 4.31: Valores de exergia obtidos para as potências e o fluxo de calor removido (\dot{W}) obtidos dos modelos individuais dos componentes para as condições operacionais de referência e *teste* do sistema de refrigeração para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007) e pelo Modelo *UFS*.

Condição	$\dot{W}''_{cmp}{}^{elet}$ [kW]	$\dot{W}''_{bmb}{}^{elet}$ [kW]	$\dot{W}''_{vtl\ evp}{}^{elet}$ [kW]	$\dot{W}''_{vtl\ twr}{}^{elet}$ [kW]	$B''_{ Q}$ [kW]
0 referência	40,130	1,670	21,830	2,403	6,568
1 <i>teste</i> (cmp)	40,273	1,670	21,830	2,403	6,527
2 <i>teste</i> (cnd)	41,590	2,310	21,830	2,403	6,403
3 <i>teste</i> (vlv)	37,970	1,671	21,835	2,403	6,023
4 <i>teste</i> (evp)	39,847	1,670	28,432	2,403	6,553

Tabela 4.32: Valores de exergia obtidos para as potências e o fluxo de calor removido (\dot{W}) nas condições operacionais de referência e *teste* do sistema de refrigeração para desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007) e pelo Modelo *UFS*.

Condição	$\dot{W}'_{cmp}{}^{elet}$ [kW]	$\dot{W}'_{bmb}{}^{elet}$ [kW]	$\dot{W}'_{vtl\ evp}{}^{elet}$ [kW]	$\dot{W}'_{vtl\ twr}{}^{elet}$ [kW]	\dot{W}'_{elet} [kW]	$B'_{ Q}$ [kW]
0 referência	40,130	1,670	21,830	2,403	66,033	6,568
1 <i>teste</i> (cmp)	50,342	1,670	21,830	2,403	76,244	6,527
2 <i>teste</i> (cnd)	41,590	2,310	21,830	2,403	68,133	6,403
3 <i>teste</i> (vlv)	37,970	1,671	21,835	2,403	63,879	6,023
4 <i>teste</i> (evp)	39,847	1,670	28,432	2,403	72,352	6,552

Os resultados para o diagnóstico termoeconômico com operador exergetico são apresentados na Tabela 4.33 e Tabela 4.34. Os resultados da Tabela 4.33 foram obtidos utilizando a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007). Por sua vez, os resultados da Tabela 4.34 foram obtidos utilizando a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*. Para o impacto no insumo também é feito a distinção entre o impacto devido a anomalia e disfunção (ΔF), variação do produto (ΔF_p) e total (ΔF_T). Com isso, o diagnóstico termoeconômico com operador exergetico também foi realizado para as condições operacionais com degradação individual nos componentes do sistema de refrigeração descritas na Tabela 3.15.

Os resultados obtidos para o impacto do insumo (ΔF_T) através dos dois modelos de desagregação da exergia física são os mesmos (Tabela 4.33 e Tabela 4.34). A degradação no compressor possui o maior impacto no insumo total (ΔF_T) do sistema de refrigeração. Em seguida vem evaporador, condensador e válvula de expansão termostática, respectivamente. Essa ordem foi observada para o cenário de intensidade das degradações analisadas nesta tese.

No diagnóstico termoeconômico com operador exergetico, a anomalia induzida aparece no componente produtivo. Por sua vez, a anomalia intrínseca aparece nos operadores exergeticos da estrutura de transição. Assim, a anomalia intrínseca dos componentes do sistema são apontadas através dos operadores exergeticos: compressor, no operador exergetico $1D\dot{W}_{cmp}^{elet}$; condensador: nos operadores exergeticos $2D3$, $2D\dot{W}_{bmb}^{elet}$ ou $2D\dot{W}_{vtl\ twr}^{elet}$; válvula de expansão termostática no operador exergetico $4D1$; no evaporador, nos operadores exergeticos $4DB_{evp|Q}$ ou $4D\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet}$.

A seguir os parâmetros anomalia e disfunção foram analisados em cada componente do sistema de refrigeração para os dois modelos de desagregação da exergia física. Para isso, essa análise foi realizada nas condições operacionais para as quais ocorre degradação individual nos componentes do sistema de refrigeração.

Tabela 4.33: Impacto no insumo (ΔF , ΔF_p e ΔF_T) no sistema de refrigeração para desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

Condição	ΔF [kW]	ΔF_p [kW]	ΔF_T [kW]
0 referência	-	-	-
1 <i>teste</i> (cmp)	10,683	-0,472	10,211
2 <i>teste</i> (cnd)	3,857	-1,757	2,100
3 <i>teste</i> (vlv)	3,625	-5,778	-2,154
4 <i>teste</i> (evp)	6,498	-0,178	6,320

Tabela 4.34: Impacto no insumo (ΔF , ΔF_p e ΔF_T) no sistema de refrigeração para desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*.

Condição	ΔF [kW]	ΔF_p [kW]	ΔF_T [kW]
0 referência	-	-	-
1 <i>teste</i> (cmp)	10,683	-0,472	10,211
2 <i>teste</i> (cnd)	3,857	-1,757	2,100
3 <i>teste</i> (vlv)	3,625	-5,778	-2,154
4 <i>teste</i> (evp)	6,498	-0,178	6,320

Na Tabela 4.35 são apresentados os resultados para anomalia e disfunção nos componentes e impacto no insumo. Nessa tabela os resultados são para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007). Nos resultados da Tabela 4.35 podem ser observadas a presença de anomalia intrínseca apenas nos componentes degradados. Por sua vez, a anomalia induzida e a disfunção aparecem em todos os componentes, ou seja, inclusive nos componentes em que não houve degradação.

Tabela 4.35: Anomalia (MF_{int} e MF_{ind}) e disfunção (DF) para os componentes e impacto no insumo (ΔF_T) para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

Degradação	Componente	MF_{int} [kW]	MF_{ind} [kW]	DF [kW]	ΔF_T [kW]
1 teste (cmp) degradação compressor	Compressor	10,033	2,970	-0,007	10,211
	Condensador	0,000	0,990	0,747	
	Válvula	0,000	0,159	0,109	
	Evaporador	0,000	0,340	-0,163	
2 teste (cnd) degradação condensador	Compressor	0,000	-0,114	0,013	2,100
	Condensador	-3,463E-04	1,820	0,864	
	Válvula	0,000	1,168	0,443	
	Evaporador	0,000	0,499	-0,261	
3 teste (vlv) degradação válvula	Compressor	0,000	-0,336	0,040	-2,154
	Condensador	0,000	0,375	0,142	
	Válvula	-2,212	1,972	-0,550	
	Evaporador	0,000	2,568	-1,366	
4 teste (evp) degradação evaporador	Compressor	0,000	0,061	-0,007	6,320
	Condensador	0,000	-0,149	-0,071	
	Válvula	0,000	-0,048	-0,019	
	Evaporador	1,138E-03	6,673	-3,497	

Com relação aos demais componentes, a degradação no compressor provocou maiores valores de anomalia induzida e disfunção no condensador (Tabela 4.35). A degradação no condensador provocou maiores valores de anomalia induzida e disfunção na válvula de expansão termostática. Para a válvula de expansão termostática, sua degradação provocou maiores valores de anomalia induzida e disfunção no evaporador. Por sua vez, a degradação no evaporador provocou maiores valores de anomalia induzida e disfunção no condensador.

Na Tabela 4.36 são apresentados os resultados para anomalia e disfunção nos componentes e impacto no insumo. Nessa tabela os resultados são para a desagregação da

exergia física proposta pelo Modelo *UFS*. Nos resultados da Tabela 4.36 também podem ser observadas a presença de anomalia intrínseca apenas nos componentes degradados. Por sua vez, a anomalia induzida e a disfunção também aparecem em todos os componentes, ou seja, inclusive nos componentes em que não houve degradação.

Tabela 4.36: Anomalia (MF_{int} e MF_{ind}) e disfunção (DF) para os componentes e impacto no insumo (ΔF_T) para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*.

Degradação	Componente	MF_{int} [kW]	MF_{ind} [kW]	DF [kW]	ΔF_T [kW]
1 teste (cmp) degradação compressor	Compressor	10,033	-4,366	-11,466	10,211
	Condensador	0,000	0,987	8,680	
	Válvula	0,000	0,022	0,222	
	Evaporador	0,000	0,113	0,939	
2 teste (cnd) degradação condensador	Compressor	0,000	-0,019	-0,024	2,100
	Condensador	9,654E-04	1,819	14,268	
	Válvula	0,000	0,164	1,417	
	Evaporador	0,000	0,444	3,331	
3 teste (vlv) degradação válvula	Compressor	0,000	-0,191	-0,239	-2,154
	Condensador	0,000	0,374	2,908	
	Válvula	-2,292	2,259	0,385	
	Evaporador	0,000	4,087	29,650	
4 teste (evp) degradação evaporador	Compressor	0,000	-0,010	-0,013	6,320
	Condensador	0,000	-0,149	-1,228	
	Válvula	0,000	-0,009	-0,080	
	Evaporador	1,009E-03	6,737	50,096	

Com relação aos demais componentes, a degradação no compressor provocou maiores valores de anomalia induzida e disfunção no condensador (Tabela 4.36). A degradação no condensador provocou maiores valores de anomalia induzida e disfunção no evaporador. Para a válvula de expansão termostática, sua degradação provocou maiores valores de anomalia induzida no evaporador. Por sua vez, a degradação no evaporador provocou maiores valores de anomalia induzida no condensador.

Na Figura 4.18, Figura 4.19, Figura 4.20 e Figura 4.21 são apresentados os valores para anomalia (MF_{int} e MF_{ind}) e disfunção (DF) nos componentes do sistema de refrigeração. Esses valores são para a degradação individual no compressor, condensador, válvula de expansão termostática e evaporador, respectivamente, para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

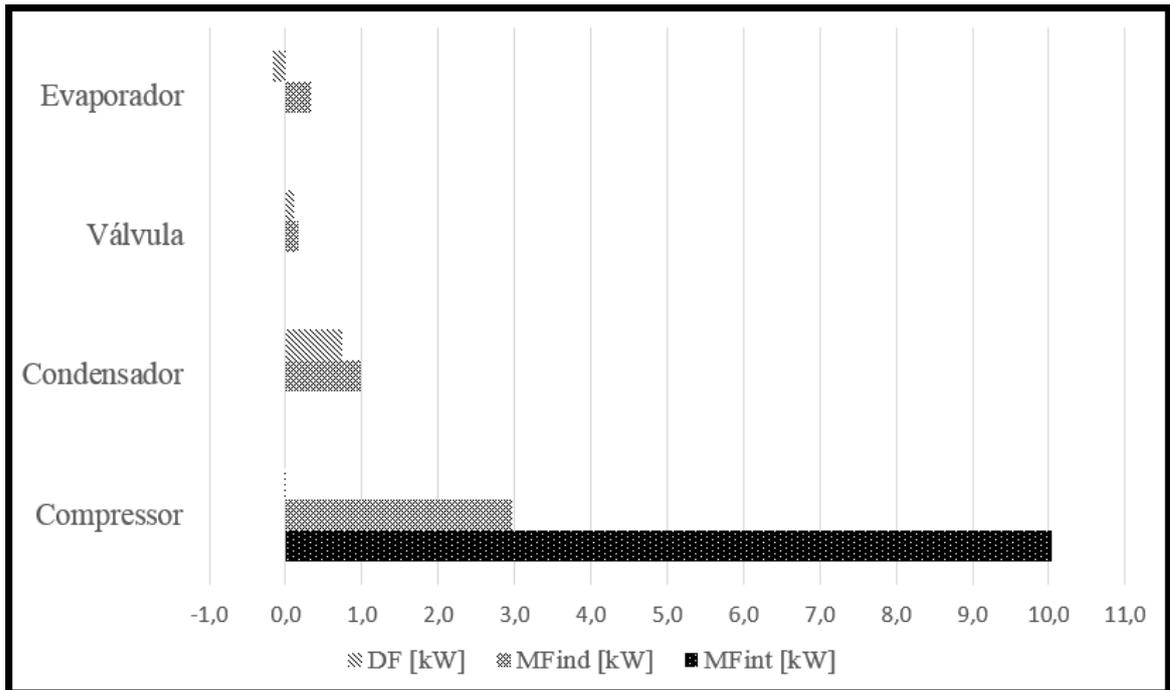


Figura 4.18: Anomalia (MF_{int} e MF_{ind}) e disfunção (DF) nos componentes do sistema de refrigeração devido a degradação no compressor para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

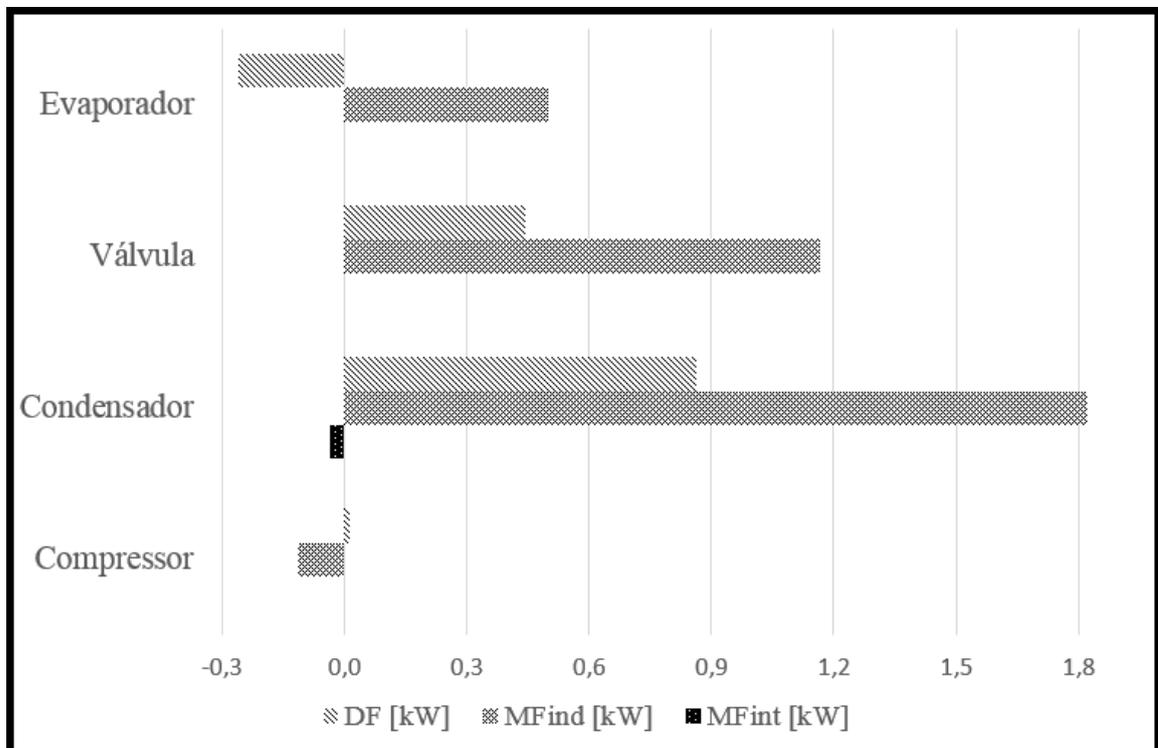


Figura 4.19: Anomalia (MF_{int} e MF_{ind}) e disfunção (DF) nos componentes do sistema de refrigeração devido a degradação no condensador para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

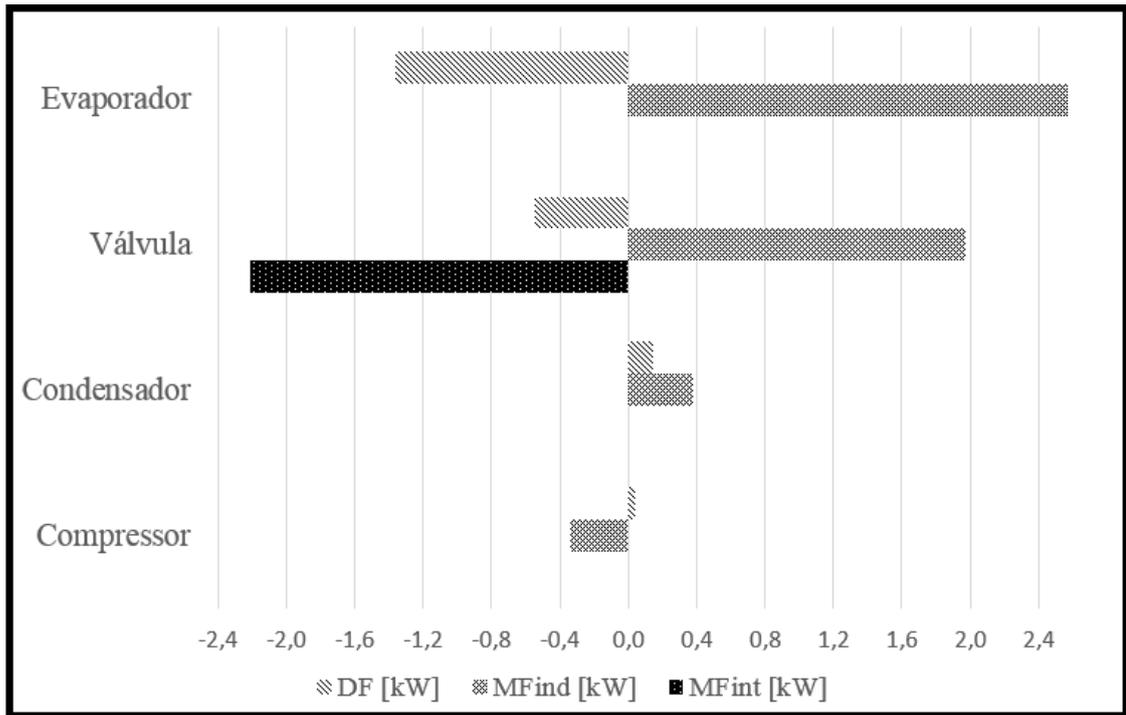


Figura 4.20: Anomalia (MF_{int} e MF_{ind}) e disfunção (DF) nos componentes do sistema de refrigeração devido a degradação no válvula de expansão termostática para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

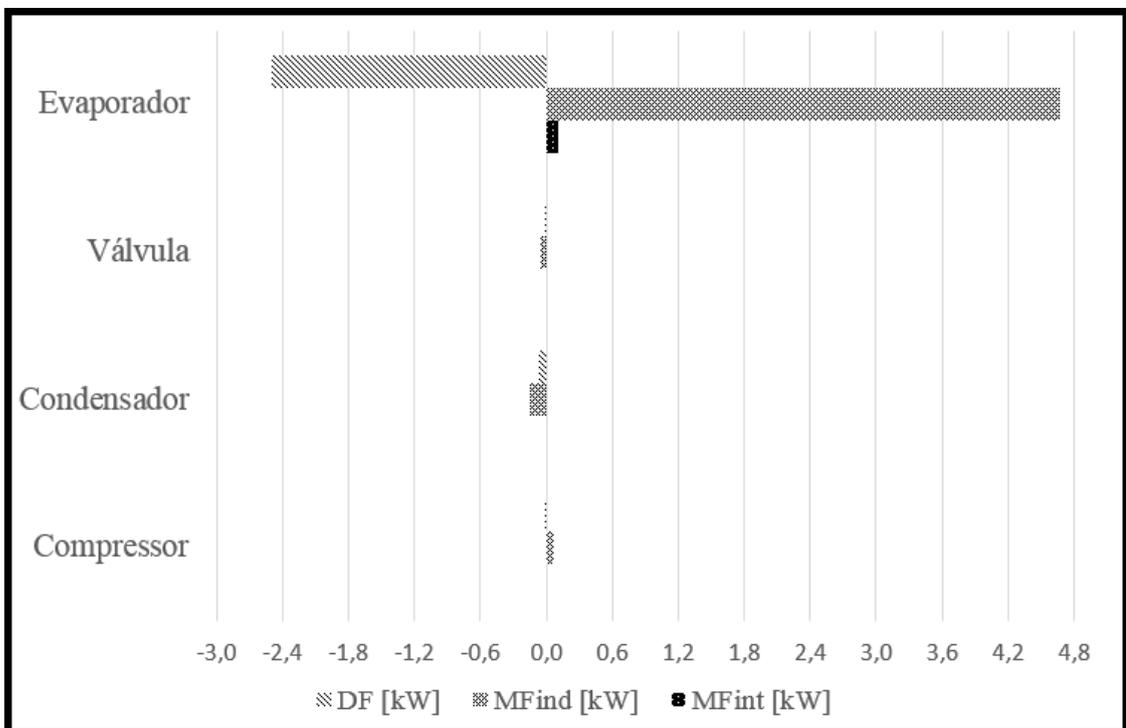


Figura 4.21: Anomalia (MF_{int} e MF_{ind}) e disfunção (DF) nos componentes do sistema de refrigeração devido a degradação no evaporador para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

No diagnóstico termoeconômico com operador exergético, a anomalia intrínseca aparece nos operadores exergéticos da estrutura de transição (Figura 4.18, Figura 4.19, Figura 4.20 e Figura 4.21). Assim, a anomalia intrínseca dos componentes do sistema são apontadas através dos operadores exergéticos: compressor, no operador exergético $1D\dot{W}_{cmp}^{elet}$; condensador: nos operadores exergéticos $2D3$, $2D\dot{W}_{bmb}^{elet}$ ou $2D\dot{W}_{vtl\ twr}^{elet}$; válvula de expansão termostática no operador exergético $4D1$; no evaporador, nos operadores exergéticos $4DB_{evp|Q}$ ou $4D\dot{W}_{vtl\ evp}^{elet}$.

Nos parágrafos anteriores foram apresentados e discutidos os resultados para degradação individual nos componentes do sistema de refrigeração. Os resultados para as demais condições de *teste* descritas na Tabela 3.15 são apresentados no Anexo B.

Uma diferença significativa entre os resultados dos modelos de desagregação da exergia física também foi observado para as degradações na válvula de expansão termostática e evaporador. Os componentes mencionados anteriormente são os que mais apresentam distinção na definição de seus produtos e insumos. Essa distinção pode ser observada para os dois modelos de desagregação da exergia física através da comparação entre a Tabela 4.19 e Tabela 4.21.

O diagnóstico termoeconômico com operador exergético realiza a distinção entre anomalia intrínseca e induzida (Figura 4.18, Figura 4.19, Figura 4.20 e Figura 4.21). Essa distinção entre as anomalias pode ser utilizada para detectar o componente ou componentes degradados. Uma vez que a anomalia intrínseca é observada apenas no componente ou componentes com degradação. Entretanto, o diagnóstico termoeconômico com operador exergético necessita de muitas leituras de grandezas operacionais no sistema de refrigeração, conforme Tabela 4.16, Tabela 4.17 e Tabela 4.22.

No próximo item as Redes Neurais Artificiais (RNAs) serão utilizadas para detecção de degradações nos componentes do sistema de refrigeração. Essa detecção será realizada através das grandezas operacionais do sistema de refrigeração. Com isso os componentes degradados serão identificadas, assim como na metodologia de diagnóstico deste item, utilizando um número menor de grandezas operacionais.

4.1.3 Detecção de Degradações com Redes Neurais Artificiais (RNAs)

A detecção de degradações nos componentes do sistema de refrigeração corresponde a um problema de classificação. As classes desse problema são as 16 (dezesseis) condições operacionais *off-design* apresentadas na Tabela 3.15. As condições de *teste*, ou seja, com degradação são representadas por 15 (quinze) dessas classes. Por sua vez, a condição de referência (sem degradação) é representada por uma única classe. Com o modelo do sistema de refrigeração foram simulados padrões para as classes mencionadas anteriormente. No total foram obtidos 1196 (mil cento e noventa e seis) padrões. Cada um desses padrões possui um mesmo número de grandezas operacionais do sistema de refrigeração. Em outras palavras, cada padrão possui o mesmo número de características, ou seja, uma mesma dimensão. No Apêndice B desta tese são apresentados os detalhes de como esses padrões foram obtidos através do modelo do sistema de refrigeração. Na Tabela 4.37 e Tabela 4.38 são apresentados exemplos de padrões, sendo uma para cada classe do problema de classificação. Os padrões apresentados nessas tabelas são para a temperatura externa e interna de 32,0 °C e 2,0 °C, respectivamente. A primeira linha da Tabela 4.37 complementada pela primeira linha da Tabela 4.38 se refere a uma padrão de referência. A partir da segunda linha da Tabela 4.37, complementada pela Tabela 4.38, são apresentados um exemplo para cada padrão de *teste*, contemplando as condições *off-design* da Tabela 3.15. Com isso, as linhas 2, 3, 4 e 5 da Tabela 4.37 e Tabela 4.38 são para degradação individual no compressor, condensador, válvula de expansão termostática e evaporador, respectivamente. As demais linhas são para as demais condições de *teste*, onde ocorre degradação em mais de um componente do sistema de refrigeração (Tabela 3.15).

Tabela 4.37: Exemplos de padrões para as condições operacionais *off-design* apresentadas na Tabela 3.15.

Condição	\dot{m}_f [kg/s]	P_{f1} [kPa]	T_{f1} [°C]	P_{f2} [kPa]	T_{f2} [°C]	P_{f3} [kPa]	T_{f3} [°C]	P_{f4} [kPa]	T_{f4} [°C]
0 referência	0,612	358,746	-1,499	1538,261	87,692	1537,426	33,424	362,687	-9,375
1 <i>teste</i> (cmp)	0,611	358,741	-1,470	1547,656	103,533	1546,769	33,898	362,687	-9,375
2 <i>teste</i> (cnd)	0,612	361,937	-1,408	1626,805	90,957	1625,940	36,618	365,885	-9,125
3 <i>teste</i> (vlv)	0,541	323,600	-1,071	1501,103	92,946	1500,415	32,466	376,535	-12,250
4 <i>teste</i> (evp)	0,609	357,189	-1,664	1524,248	87,263	1523,402	33,305	361,096	-9,500
5 <i>teste</i>	0,610	361,950	-1,378	1666,227	108,526	1665,354	37,116	365,885	-9,125
6 <i>teste</i>	0,539	323,613	-1,056	1528,909	110,873	1528,214	32,908	376,535	-12,250
7 <i>teste</i>	0,608	357,194	-1,616	1552,369	103,949	1551,501	33,791	361,096	-9,500
8 <i>teste</i>	0,536	323,618	-0,996	1577,277	96,087	1576,597	34,965	376,535	-12,250
9 <i>teste</i>	0,609	360,378	-1,552	1628,016	91,148	1627,174	36,435	364,283	-9,250
10 <i>teste</i>	0,536	320,691	-1,168	1488,475	92,704	1487,785	32,435	373,156	-12,500
11 <i>teste</i>	0,535	323,617	-0,967	1591,648	113,817	1590,929	35,794	376,535	-12,250
12 <i>teste</i>	0,611	361,978	-1,546	1651,362	107,877	1650,466	37,369	365,885	-9,125
13 <i>teste</i>	0,535	320,692	-1,167	1496,506	109,712	1495,772	32,814	373,156	-12,500
14 <i>teste</i>	0,537	323,624	-1,113	1555,013	95,198	1554,291	35,452	376,535	-12,250
15 <i>teste</i>	0,536	323,625	-1,083	1573,995	113,014	1573,242	36,314	376,535	-12,250

Tabela 4.38: Exemplos de padrões para as condições operacionais *off-design* apresentadas na Tabela 3.15 (continuação).

Condição	I_{cmp}^{elet} [A]	I_{bmb}^{elet} [A]	$I_{vtl\ evp}^{elet}$ [A]	$I_{vtl\ twr}^{elet}$ [A]	T_{evp} [°C]	T_{cnd} [°C]	$DTSA$ [°C]	$DTSR$ [°C]	T_{aguae}^{cnd} [°C]
0 referência	70,897	2,950	38,566	4,245	-9,375	40,125	7,993	6,701	28,066
1 teste (cmp)	88,937	2,950	38,566	4,245	-9,375	40,375	7,971	6,477	28,114
2 teste (cnd)	73,477	4,081	38,566	4,245	-9,125	42,438	7,770	5,819	28,821
3 teste (vlv)	67,082	2,951	38,576	4,245	-12,250	39,125	11,506	6,659	27,761
4 teste (evp)	70,397	2,951	50,231	4,245	-9,500	39,750	8,038	6,445	27,903
5 teste	93,080	4,077	38,566	4,245	-9,125	43,438	7,673	6,321	29,058
6 teste	84,694	2,950	38,576	4,245	-12,250	39,875	11,433	6,967	27,940
7 teste	88,943	2,950	50,230	4,245	-9,500	40,500	7,962	6,709	28,114
8 teste	68,879	4,080	38,575	4,245	-12,250	41,156	11,322	6,192	28,437
9 teste	73,375	4,078	50,231	4,245	-9,250	42,469	7,770	6,034	28,794
10 teste	66,515	2,952	50,265	4,245	-12,500	38,781	11,545	6,346	27,738
11 teste	86,501	4,079	38,575	4,245	-12,250	41,531	11,293	5,737	28,664
12 teste	92,620	4,077	50,231	4,245	-9,125	43,063	7,714	5,693	29,044
13 teste	83,390	2,951	50,265	4,245	-12,500	39,000	11,526	6,186	27,785
14 teste	68,369	4,082	50,265	4,245	-12,250	40,570	11,386	5,118	28,438
15 teste	86,006	4,079	50,264	4,245	-12,250	41,070	11,344	4,756	28,644

O problema de classificação foi resolvido através do algoritmo de aprendizagem *Extreme Learning Machine* (ELM). O objetivo, portanto, foi classificar a condição do sistema entre referência e *teste* através de suas grandezas operacionais (características). Na Figura 4.22 é apresentada a topologia particularizada da ELM para o problema de classificação proposto nesta tese. Nessa figura, na camada de entrada, se encontram as grandezas operacionais do sistema de refrigeração. Essas grandezas configuram as características do padrão a ser analisado, ou seja, do padrão a ser classificado. Na camada escondida se encontra o seu número de neurônios utilizados, caracterizando o modelo da ELM. Esse modelo devidamente treinado realiza parte do processamento do padrão, caracterizando o mesmo através das grandezas operacionais do sistema de refrigeração. Por sua vez, na camada de saída o processamento do padrão é finalizado através de sua identificação entre uma das condições operacionais *off-design* da Tabela 3.15. Para que o classificador identifique a condição operacional do sistema de refrigeração, o mesmo precisa passar por um treinamento. Após essa fase, o classificador pode ser utilizado para detecção de degradações no sistema de refrigeração através de sua simulação. Para o treinamento do classificador foram utilizados uma fração do 1196 padrões obtidos através do modelo do sistema de refrigeração, conforme discutido no início deste item.

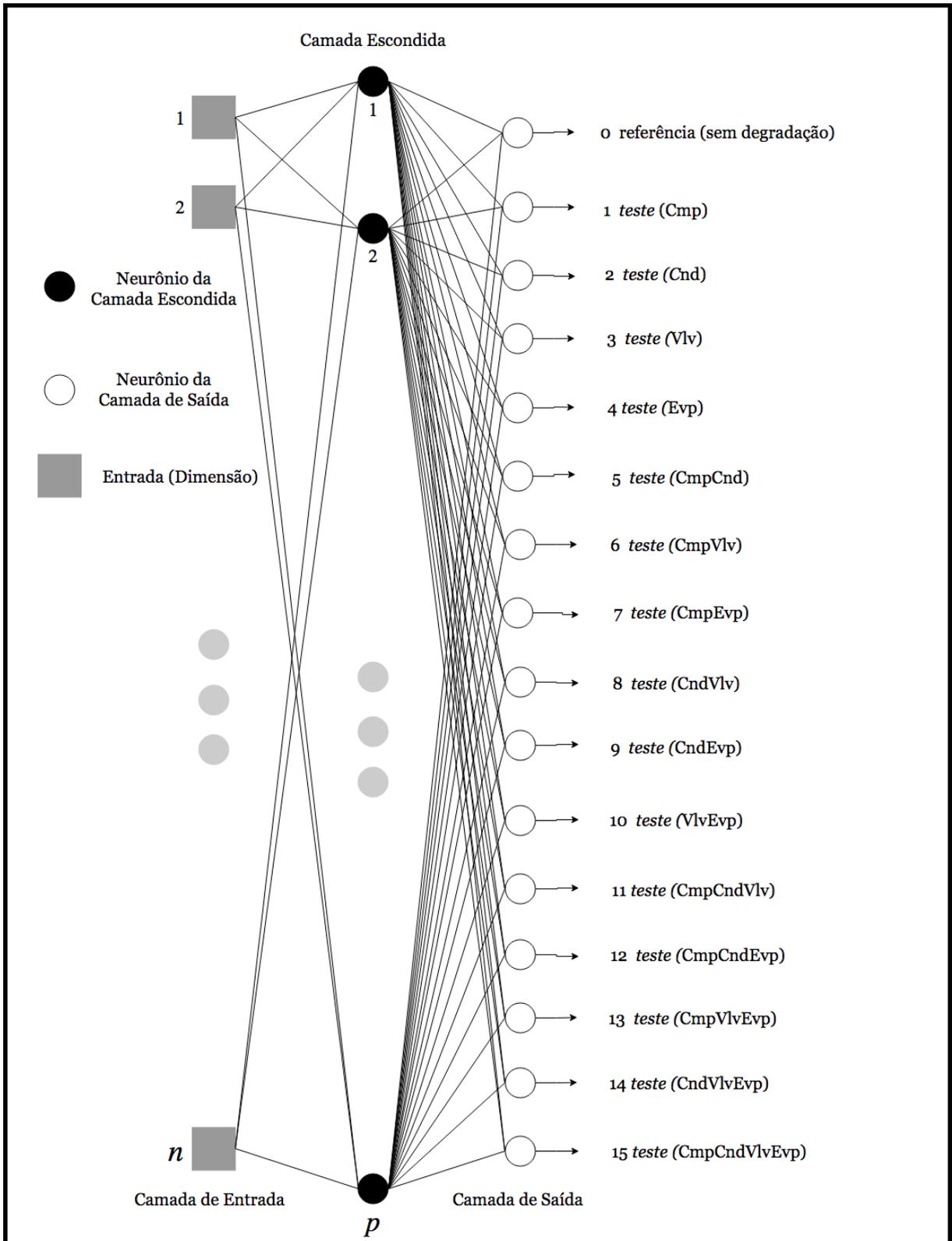


Figura 4.22: Topologia particularizada da ELM (RNA) para a detecção de degradações nos componentes do sistema de refrigeração.

Na Figura 4.23 é apresentado um fluxograma para a metodologia de detecção de degradações utilizando RNA (inteligência artificial). Na etapa I são obtidos os padrões de funcionamento do sistema de refrigeração em análise. Esses padrões possuem um número de grandezas operacionais que caracterizam a condição de funcionamento do sistema analisado (bloco 1). O número total de padrões é dividido, na etapa II, entre as fases de treinamento (bloco 2) e simulação (bloco 3), respectivamente. Com isso, modelos da ELM (classificador) são treinados e validados no bloco 4. Esses modelos são caracterizados pelo número de neurônios na camada escondida. Portanto, os modelos da ELM (classificador) são avaliados através de seu desempenho no bloco 5. Esse desempenho é medido através da acurácia de validação do classificador. A acurácia é a porcentagem de classificações corretas dos padrões obtidas pelo classificador.

Na etapa III a detecção de degradações é realizada através da classificação dos padrões de simulação. A detecção na etapa III também pode ser realizada através de novos padrões obtidos no sistema analisado. Esses novos padrões também são caracterizados pelas grandezas operacionais *on-line* (bloco 7) do sistema de refrigeração. A detecção é realizada através da simulação (bloco 8) do melhor modelo da ELM treinado no bloco 6. Assim, na fase III são obtidos os resultados para a classificação dos padrões (de simulação ou novos) entre referência e *teste* no bloco 9. Esses resultados identificam a presença ou não de degradações e, no caso da ocorrência da degradação, o componente ou componentes degradados. Em outras palavras, a detecção de degradações no sistema de refrigeração é então realizada. Essa detecção identifica em qual condição *off-design* da Tabela 3.15 o sistema de refrigeração está operando.

No Apêndice B desta tese é apresentado como os padrões foram processados antes de serem utilizados nas fases de treinamento e simulação do classificador. Nesse apêndice também são apresentados maiores detalhes sobre os procedimentos realizados nessas duas fases.

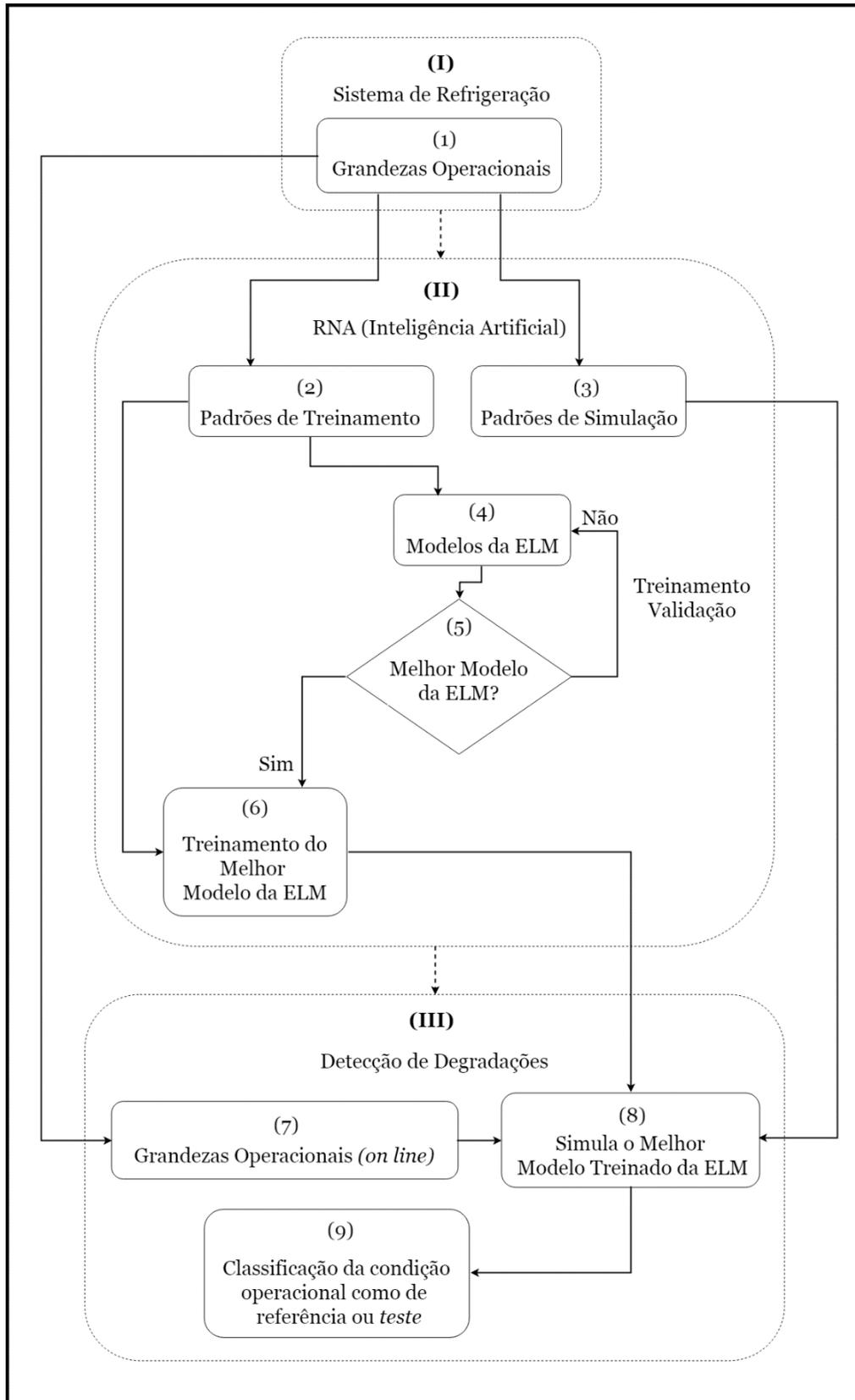


Figura 4.23: Detecção de degradações utilizando RNA (inteligência artificial).

As grandezas operacionais (características) utilizadas nos padrões são obtidas através de transdutores, sensores, medidores e etc. inseridos no sistema de refrigeração. O maior número de grandezas medidas certamente impactaria no custo de implementação e operação desse sistema. Por outro lado, o maior número de informações poderia caracterizar de forma mais precisa o funcionamento do sistema de refrigeração. Em alguns casos, a leitura de uma determinada grandeza operacional pode ser mais onerosa e/ou menos precisa que a de outra. Assim como, a informação de uma grandeza pode ser mais importante que outra para determinadas aplicações.

Para as metodologias de diagnóstico termoeconômico utilizadas nesta tese, o número de grandezas operacionais a serem medidas no sistema de refrigeração são fixas. Em outras palavras, é necessário um número mínimo de grandezas operacionais a serem medidas no sistema para a aplicação dessas metodologias de diagnóstico. Em virtude disso, na sequência foram realizados experimentos para diferentes grandezas operacionais utilizadas nos padrões. Esses experimentos foram realizados utilizando a metodologia de detecção de degradações através da RNA apresentada na Figura 4.23.

No total foram realizados três experimentos, onde foram variadas as grandezas operacionais (características) dos padrões utilizados nos mesmos. Na Tabela 4.39, Tabela 4.40 e Tabela 4.41 são apresentadas as grandezas operacionais utilizadas nesses três experimentos. Parte das grandezas operacionais utilizadas no primeiro experimento são as mesmas utilizadas para o diagnóstico termoeconômico convencional e com operador exergético. As potências elétricas foram substituídas pelas respectivas correntes elétricas. No segundo experimento são utilizadas as mesmas grandezas operacionais do primeiro, com exceção a vazão mássica de fluido refrigerante. Por sua vez, o terceiro experimento teve como objetivo avaliar o potencial de detecção de degradações de um conjunto de grandezas operacionais diferente dos experimentos anteriores. No terceiro experimento foram utilizadas grandezas operacionais obtidas de forma indireta. As dimensões dos experimentos foram 15, 14 e 17 para o primeiro, segundo e terceiro experimentos, respectivamente. No terceiro experimento são medidas efetivamente 13 grandezas operacionais no sistema de refrigeração. Uma vez que, quatro das grandezas operacionais utilizadas nesse experimento são obtidas de forma indireta.

Tabela 4.39: Grandezas operacionais do sistema de refrigeração para o primeiro experimento.

N°	Grandeza	Descrição da grandeza operacional
1	T_{ext} [°C]	Temperatura externa
2	T_{int} [°C]	Temperatura interna
3	\dot{m}_f [kg/s]	Vazão mássica de fluido refrigerante
4	P_{f1} [kPa]	Pressão do fluido refrigerante no ponto 1
5	T_{f1} [°C]	Temperatura do fluido refrigerante no ponto 1
6	P_{f2} [kPa]	Pressão do fluido refrigerante no ponto 2
7	T_{f2} [°C]	Temperatura do fluido refrigerante no ponto 2
8	P_{f3} [kPa]	Pressão do fluido refrigerante no ponto 3
9	T_{f3} [°C]	Temperatura do fluido refrigerante no ponto 3
10	P_{f4} [kPa]	Pressão do fluido refrigerante no ponto 4
11	T_{f4} [°C]	Temperatura do fluido refrigerante no ponto 4
12	I_{cmp}^{elet} [A]	Corrente elétrica motor do compressor
13	I_{bmb}^{elet} [A]	Corrente elétrica motor da bomba
14	$I_{vtl\ evp}^{elet}$ [A]	Corrente elétrica motor ventilador do evaporador
15	$I_{vtl\ twr}^{elet}$ [A]	Corrente elétrica motor ventilador da torre de resfriamento

Tabela 4.40: Grandezas operacionais do sistema de refrigeração para o segundo experimento.

N°	Grandeza	Descrição da grandeza operacional
1	T_{ext} [°C]	Temperatura externa
2	T_{int} [°C]	Temperatura interna
3	P_{f1} [kPa]	Pressão do fluido refrigerante no ponto 1
4	T_{f1} [°C]	Temperatura do fluido refrigerante no ponto 1
5	P_{f2} [kPa]	Pressão do fluido refrigerante no ponto 2
6	T_{f2} [°C]	Temperatura do fluido refrigerante no ponto 2
7	P_{f3} [kPa]	Pressão do fluido refrigerante no ponto 3
8	T_{f3} [°C]	Temperatura do fluido refrigerante no ponto 3
9	P_{f4} [kPa]	Pressão do fluido refrigerante no ponto 4
10	T_{f4} [°C]	Temperatura do fluido refrigerante no ponto 4
11	I_{cmp}^{elet} [A]	Corrente elétrica motor do compressor
12	I_{bmb}^{elet} [A]	Corrente elétrica motor da bomba
13	$I_{vtl\ evp}^{elet}$ [A]	Corrente elétrica motor ventilador do evaporador
14	$I_{vtl\ twr}^{elet}$ [A]	Corrente elétrica motor ventilador da torre de resfriamento

Tabela 4.41: Grandezas operacionais do sistema de refrigeração para o terceiro experimento.

N°	Grandeza	Descrição da grandeza operacional
1	T_{ext} [°C]	Temperatura externa
2	T_{int} [°C]	Temperatura interna
3	P_{f1} [kPa]	Pressão do fluido refrigerante no ponto 1
4	T_{f1} [°C]	Temperatura do fluido refrigerante no ponto 1
5	P_{f2} [kPa]	Pressão do fluido refrigerante no ponto 2
6	T_{f2} [°C]	Temperatura do fluido refrigerante no ponto 2
7	P_{f3} [kPa]	Pressão do fluido refrigerante no ponto 3
8	T_{f3} [°C]	Temperatura do fluido refrigerante no ponto 3
9	I_{cmp}^{elet} [A]	Corrente elétrica motor do compressor
10	I_{bmb}^{elet} [A]	Corrente elétrica motor da bomba
11	$I_{vtl\ evp}^{elet}$ [A]	Corrente elétrica motor ventilador do evaporador
12	$I_{vtl\ twr}^{elet}$ [A]	Corrente elétrica motor ventilador da torre de resfriamento
13	T_{aguae}^{cnd} [°C]	Temperatura da água na entrada do condensador
14	T_{cnd} [°C]	Temperatura de condensação
15	T_{evp} [°C]	Temperatura de evaporação
16	$DTSA$ [°C]	Grau de superaquecimento
17	$DTSR$ [°C]	Grau de subresfriamento

Na Tabela 4.42 são mostrados os resultados da acurácia de treinamento e simulação para o modelo da ELM escolhido para os três experimentos.

Tabela 4.42: Acurácia do classificador para os três experimentos.

Primeiro Experimento	Acurácia de Treinamento	1,000 +/-0,000
	Acurácia de Simulação	0,992 +/-0,004
Segundo Experimento	Acurácia de Treinamento	1,000 +/-0,000
	Acurácia de Simulação	0,991 +/-0,003
Terceiro Experimento	Acurácia de Treinamento	1,000 +/-0,000
	Acurácia de Simulação	0,993 +/-0,005

Os três experimentos realizados anteriormente foram capazes de identificar em qual condição *off-design* da Tabela 3.15 estava operando o sistema de refrigeração. Em outras palavras, foi identificado a presença ou não de degradações e, no caso da ocorrência da degradação, o componente ou componentes degradados. Essa afirmação é constatada devido existirem exemplos de todas as 16 classes nos padrões utilizados para a fase de simulação do classificador. Nos três experimentos a porcentagem de classificações corretas foi elevado, ou seja, a acurácia de simulação foi de aproximadamente 100 %.

O classificador treinado, por exemplo, identificou as condições operacionais *off-design* da Tabela 4.37 e Tabela 4.38 de maneira correta. Essa identificação foi realizada através do conjuntos de características da Tabela 4.39, Tabela 4.40 e Tabela 4.41 com aproximadamente 100 % de desempenho em todos esses cenários de caracterização dos padrões dessas tabelas.

No Apêndice B desta tese é apresentado como o melhor modelo da ELM, ou seja, do classificador foi escolhido para realização dos três experimentos realizados anteriormente. Nesse apêndice também são apresentados mais exemplos de padrões que foram utilizados no classificador baseado em uma Rede Neural Artificial (inteligência artificial).

Na Tabela 4.43 são apresentados padrões classificados pelo algoritmo de aprendizagem proposto nesta tese. Os padrões (a), (b), (c), (d) e (e) dessa tabela foram identificados como de referência, degradação: no compressor, no condensador, na válvula de expansão termostática e no evaporador, respectivamente. Essas mesmas condições operacionais também foram identificadas dessa maneira ao aplicar a metodologia do diagnóstico termoeconômico com operador exergético. Na Tabela 4.44 são apresentados os resultados do diagnóstico termoeconômico com operador exergético para os exemplos de padrões (condições operacionais *off-design*) identificados pelo classificador. Nessa tabela é observado a presença da anomalia intrínseca nos componentes onde ocorre a degradação, ou seja, compressor, condensador, válvula de expansão termostática e evaporador, respectivamente.

Tabela 4.43: Exemplos de padrões (condições operacionais *off-design*) identificados pelo classificador.

Padrão (a)		Padrão (b)		Padrão (c)		Padrão (d)		Padrão (e)	
Grandezas	Valores	Grandezas	Valores	Grandezas	Valores	Grandezas	Valores	Grandezas	Valores
T_{ext} [°C]	32,000	T_{ext} [°C]	32,000	T_{ext} [°C]	32,000	T_{ext} [°C]	32,000	T_{ext} [°C]	32,000
T_{int} [°C]	2,000	T_{int} [°C]	2,000	T_{int} [°C]	2,000	T_{int} [°C]	2,000	T_{int} [°C]	2,000
P_{f1} [kPa]	358,746	P_{f1} [kPa]	358,741	P_{f1} [kPa]	361,937	P_{f1} [kPa]	323,600	P_{f1} [kPa]	357,189
T_{f1} [°C]	-1,499	T_{f1} [°C]	-1,470	T_{f1} [°C]	-1,408	T_{f1} [°C]	-1,071	T_{f1} [°C]	-1,664
P_{f2} [kPa]	1538,261	P_{f2} [kPa]	1547,656	P_{f2} [kPa]	1626,805	P_{f2} [kPa]	1501,103	P_{f2} [kPa]	1524,248
T_{f2} [°C]	87,692	T_{f2} [°C]	103,533	T_{f2} [°C]	90,957	T_{f2} [°C]	92,946	T_{f2} [°C]	87,263
P_{f3} [kPa]	1537,426	P_{f3} [kPa]	1546,769	P_{f3} [kPa]	1625,940	P_{f3} [kPa]	1500,415	P_{f3} [kPa]	1523,402
T_{f3} [°C]	33,424	T_{f3} [°C]	33,898	T_{f3} [°C]	36,618	T_{f3} [°C]	32,466	T_{f3} [°C]	33,305
P_{f4} [kPa]	362,687	P_{f4} [kPa]	362,687	P_{f4} [kPa]	365,885	P_{f4} [kPa]	376,535	P_{f4} [kPa]	361,096
T_{f4} [°C]	-9,375	T_{f4} [°C]	-9,375	T_{f4} [°C]	-9,125	T_{f4} [°C]	-12,250	T_{f4} [°C]	-9,500
I_{cmp}^{elet} [A]	70,897	I_{cmp}^{elet} [A]	88,937	I_{cmp}^{elet} [A]	73,477	I_{cmp}^{elet} [A]	67,082	I_{cmp}^{elet} [A]	70,397
I_{bmb}^{elet} [A]	2,950	I_{bmb}^{elet} [A]	2,950	I_{bmb}^{elet} [A]	4,081	I_{bmb}^{elet} [A]	2,951	I_{bmb}^{elet} [A]	2,951
$I_{vtl\ evp}^{elet}$ [A]	38,566	$I_{vtl\ evp}^{elet}$ [A]	38,566	$I_{vtl\ evp}^{elet}$ [A]	38,566	$I_{vtl\ evp}^{elet}$ [A]	38,576	$I_{vtl\ evp}^{elet}$ [A]	50,231
$I_{vtl\ twr}^{elet}$ [A]	4,245	$I_{vtl\ twr}^{elet}$ [A]	4,245	$I_{vtl\ twr}^{elet}$ [A]	4,245	$I_{vtl\ twr}^{elet}$ [A]	4,245	$I_{vtl\ twr}^{elet}$ [A]	4,245

Tabela 4.44: Resultados do diagnóstico termoeconômico com operador exergetico para os exemplos de padrões (condições operacionais *off-design*) identificados pelo classificador.

Degradação	Componente	MF_{int} [kW]	MF_{ind} [kW]	DF [kW]	ΔF_T [kW]
1 teste (cmp) degradação compressor	Compressor	10,033	-4,366	-11,466	10,211
	Condensador	0,000	0,987	8,680	
	Válvula	0,000	0,022	0,222	
	Evaporador	0,000	0,113	0,939	
2 teste (cnd) degradação condensador	Compressor	0,000	-0,019	-0,024	2,100
	Condensador	9,654E-04	1,819	14,268	
	Válvula	0,000	0,164	1,417	
	Evaporador	0,000	0,444	3,331	
3 teste (vlv) degradação válvula	Compressor	0,000	-0,191	-0,239	-2,154
	Condensador	0,000	0,374	2,908	
	Válvula	-2,292	2,259	0,385	
	Evaporador	0,000	4,087	29,650	
4 teste (evp) degradação evaporador	Compressor	0,000	-0,010	-0,013	6,320
	Condensador	0,000	-0,149	-1,228	
	Válvula	0,000	-0,009	-0,080	
	Evaporador	1,009E-03	6,737	50,096	

A degradação no compressor foi devido ao vazamento do óleo lubrificante, que aumenta as perdas de energia por atrito e como consequência reduz o rendimento isoentrópico. Com isso ocorre aumento da temperatura em sua descarga (T_{f2}) (Tabela 4.43) e da corrente elétrica consumida pelo mesmo (j_{cmp}^{elet}) (Tabela 4.43), respectivamente. A degradação no condensador foi devido a incrustação no interior de seus tubos, que aumenta a perda de carga do escoamento de água. Para essa degradação ocorre aumento da corrente elétrica consumida pela bomba (I_{bmb}^{elet}), devido a essa maior perda de carga. Essa maior perda de carga também reduz a vazão de água, que como consequência diminui o coeficiente de convecção do lado dos tubos. Com essa redução no coeficiente de convecção ocorre aumento da pressão no ponto 2 (P_{f2}).

A degradação da válvula de expansão termostática foi devido a obstrução de sua abertura a passagem de fluido refrigerante. Essa obstrução reduz o coeficiente característico da válvula, que como consequência reduz a vazão mássica de fluido refrigerante (\dot{m}_f) (Tabela 4.43). Essa redução de vazão reduz o coeficiente de convecção do lado interno do evaporador, e como consequência reduz da pressão no ponto 1 (P_{f1}) (Tabela 4.43). Essa redução de vazão também

é responsável pela redução da corrente elétrica consumida pelo compressor (I_{cmp}^{elet}) (Tabela 4.43).

Por sua vez, a degradação no evaporador foi devido a formação de gelo em sua superfície externa, que aumenta a perda de carga do escoamento de ar. Para essa degradação ocorre aumento da corrente elétrica consumida pelo ventilador do evaporador ($I_{vtl\ evp}^{elet}$) (Tabela 4.43), devido a essa maior perda de carga. Essa maior perda de carga também reduz a vazão de ar, que como consequência diminui o coeficiente de convecção do lado externo do evaporador. Devido à redução desse coeficiente de convecção, ocorre redução da pressão no ponto 1 (P_{f1}) (Tabela 4.43).

Nos últimos três parágrafos foram discutidos alguns dos comportamentos para as degradações individuais nos componentes do sistema de refrigeração. Portanto, o comportamento de determinadas grandezas pode ser utilizado para a detecção das degradações, e inclusive identificar o componente ou componentes degradados. Por esse motivo foi proposto a detecção de degradações através da identificação de padrões nesta tese. Na Figura 4.24 é apresentado um fluxograma para o diagnóstico termoeconômico utilizando as Redes Neurais Artificiais (RNAs).

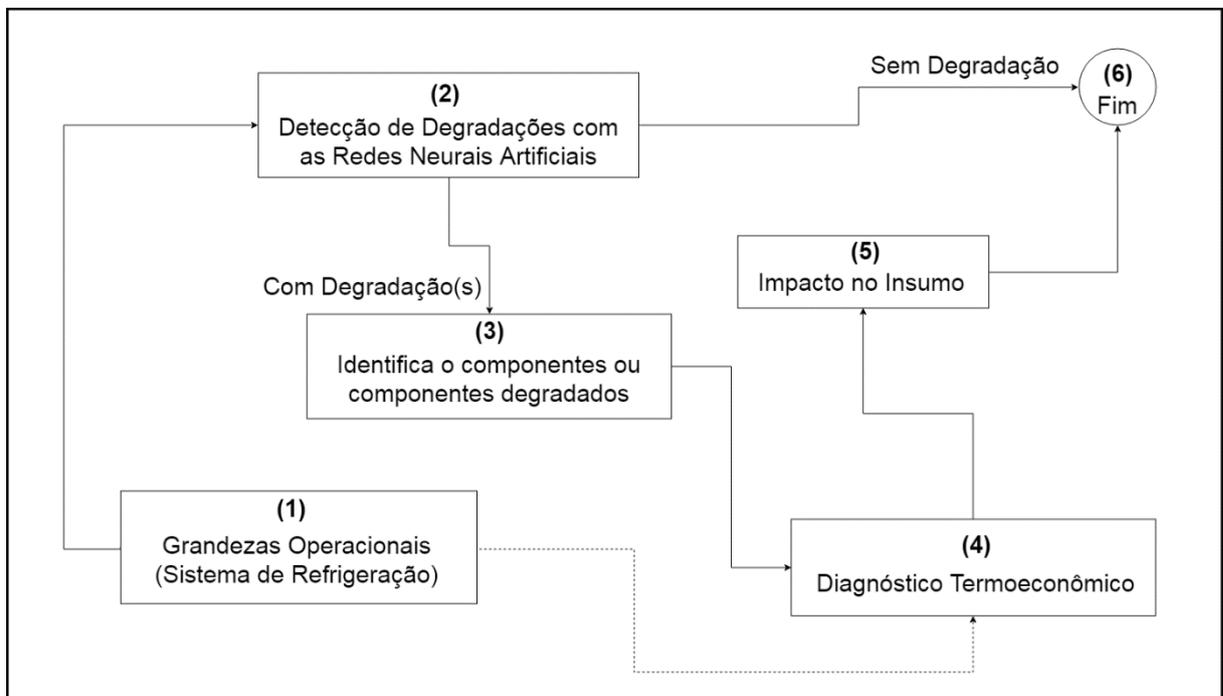


Figura 4.24: Metodologia de diagnóstico termoeconômico utilizando RNAs (inteligência artificial).

No bloco 1 são obtidas as grandezas operacionais no sistema de refrigeração para caracterizar o padrão a ser classificado. Esse padrão é classificado no bloco 2, onde no caso de ausência de degradações o procedimento se encerra no bloco 6. No caso de ser detectado degradação ou degradações, o componente ou componentes degradados são identificados no bloco 3. O diagnóstico termoeconômico é realizado no bloco 4 utilizando as grandezas operacionais no sistema de refrigeração obtidas também no bloco 1. Com isso o diagnóstico termoeconômico somente é realizado quando ocorre a presença de degradação ou degradações nos componentes do sistema de refrigeração. O impacto no insumo do sistema devido a presença da degradação ou degradações é obtido no bloco 5. Assim o procedimento se encerra em definitivo no bloco 6.

CAPÍTULO V

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1 Conclusões

O classificador baseado em RNA obteve excelentes resultados na detecção de degradações nos componentes do sistema de refrigeração. O diagnóstico termoeconômico convencional, por exemplo, não foi capaz identificar os componentes degradados. Por sua vez, o diagnóstico termoeconômico com operador exergético realizou essa identificação, entretanto, utilizando um maior número de grandezas do sistema de refrigeração. A quantidade de grandezas operacionais necessárias para o diagnóstico termoeconômico com operador exergético poderia ser um fator limitante, devido por exemplo ao seu custo de implementação.

A RNA possibilitou a detecção de degradações nos componentes do sistema de refrigeração, bem como, a identificação desses componentes. Essa detecção e identificação ocorreu sem a necessidade da informação sobre o valor da vazão mássica de fluido refrigerante. A vazão mássica de fluido refrigerante é necessária para empregar as metodologias de diagnóstico termoeconômico aplicadas nesta tese. Essa leitura de vazão é de difícil obtenção em sistemas de refrigeração devido a variação dessa grandeza durante a operação dos mesmos. A utilização de leituras indiretas também se mostrou viável para detecção de degradações através do classificador baseado em RNA. Esse fato configura um menor custo em termos de leituras de grandezas operacionais necessárias para o diagnóstico do sistema de refrigeração.

Para o diagnóstico termoeconômico a distribuição dos recursos entre os componentes do sistema mostra-se importante para obtenção de bons resultados. Com isso, propostas de modificações nas estruturas físicas, produtivas e de transição dos sistemas diagnosticados vem sendo propostas e analisadas. Para isso, subcomponentes são inseridos e fluxos de exergia são desagregados com o objetivo de promover essas modificações. Portanto, a aplicação do

diagnóstico termoeconômico necessita de várias etapas após a obtenção dos dados operacionais do sistema analisado. Por exemplo, a obtenção dos valores de exergia em função dessas grandezas, e a distribuição dos mesmos através dos componentes do sistema.

Os diferentes modelos para desagregação da exergia física promoveram a definição do produto e insumo de forma diferente para a válvula de expansão termostática e evaporador. Essa diferença foi observada para as estruturas produtiva e de transição utilizadas nas metodologias de diagnóstico termoeconômico aplicadas nesta tese. Os modelos de desagregação da exergia física também produziram diferentes valores de exergia para os fluxos físicos do sistema de refrigeração. As diferenças discutidas nesse parágrafo são responsáveis pelos diferentes valores para os resultados de anomalia e disfunção do diagnóstico termoeconômico convencional. Assim como, para os diferentes valores obtidos para anomalia induzida e disfunção do diagnóstico termoeconômico com operador exergético. Através dos valores das grandezas termoeconômicas mencionadas anteriormente, pouco pode-se concluir em termos de diagnóstico. Em outras palavras, a utilização desses valores para o diagnóstico do sistema de refrigeração poderia levar a identificação errada de um componente ou componentes degradados.

Conforme já mencionado neste item, os componentes degradados foram identificados através da aplicação da metodologia de diagnóstico termoeconômico com operador exergético. Entretanto, por exemplo, para as degradações no condensador e evaporador os valores para a anomalia intrínseca foram muito pequenos. Essa grandeza termoeconômica se mostrou pouco sensível mesmo para maiores níveis de intensidade de degradação desses componentes. Esse fato poderia ser um problema na identificação das degradações no condensador e evaporador através da utilização da metodologia de diagnóstico termoeconômico com operador exergético. O desempenho obtido na detecção de degradações através da RNA foi alto, mesmo para intensidades baixas de degradações nos componentes do sistema de refrigeração.

Os modelos termoeconômicos utilizados não apresentaram diferença nos resultados obtidos para os valores de anomalia intrínseca e impacto no insumo total. Por conta disso, as metodologias de diagnóstico termoeconômico aplicadas nesta tese poderiam ser utilizadas como uma complementação a detecção de degradações através da RNA. Para essa complementação poderia ser utilizada a metodologia de diagnóstico termoeconômico convencional, devido a sua menor utilização de grandezas operacionais medidas do sistema de

refrigeração. Com isso, os efeitos em termos do consumo de energia do sistema de refrigeração com degradação em seus componentes também seriam avaliados.

Por sua vez, a detecção de degradações através da RNA é mais prática e objetiva de ser implementada. Por exemplo, o algoritmo de aprendizagem ELM necessitou apenas da escolha de seu melhor modelo. Os modelos desse classificador são caracterizados por apenas um único parâmetro, o número de neurônios na camada escondida. Esse número de neurônios na ELM não necessita de um ajuste fino com em outras RNAs. Os demais parâmetros da ELM são obtidos aleatoriamente em sua etapa de treinamento. O treinamento e simulação da ELM analisa diretamente as grandezas operacionais, identificando as condições *off-design* do sistema de refrigeração através das mesmas. Essa identificação ocorre inclusive para intensidades de degradações mais baixas, onde o diagnóstico termoeconômico, em algumas situações, apresentaria dificuldades. A identificação de degradações desde pequenas intensidades se mostra interessante devido ao impacto gerado no coeficiente de performance do sistema pelas mesmas. Além do consumo adicional de energia elétrica por parte dos motores elétricos de acionamento de bombas e ventiladores. A identificação dessas degradações, mesmo em intensidades baixas, seria útil para as atividades de manutenção.

As vantagens na utilização da RNA/ELM são a sua rapidez, simplicidade e capacidade de implementação em problemas de múltiplas variáveis. Esse classificador foi capaz de realizar a previsão e generalização das condições operacionais do sistema de refrigeração com alto desempenho sem um grande custo computacional. O algoritmo de aprendizagem ELM utilizado (classificador) não possui regras complexas e muito menos rotinas matemáticas trabalhosas. Com tudo, o mesmo foi capaz de aprender os principais padrões de informação (condições *off-design*) dentro de um domínio amplo de dados.

5.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

Nos 3 (três) experimentos realizados no final do capítulo 4 são propostas as grandezas operacionais a serem medidas no sistema de refrigeração. Essas grandezas foram utilizadas pelo classificador para identificar as degradações nos componentes desse sistema. A sugestão no contexto de uma dissertação seria levantar os custos para a aquisição das grandezas operacionais de cada um dos experimentos. Como objetivos específicos esse tema de dissertação proposto teria:

- Especificar e selecionar os instrumentos de medição de cada experimento;
- Discutir a respeito do custo de implementação dos instrumentos de medição de cada experimento;
- Estabelecer o custo benefício da implementação dos instrumentos de medição de cada experimento.

Para a detecção de degradações através da RNA foram obtidas várias condições operacionais de referência e *teste*. Essas condições foram utilizadas para o treinamento do classificador. Portanto, esse classificador se encontra particularmente treinado para identificar as condições de natureza semelhante às mencionadas anteriormente. A sugestão no contexto de uma tese seria avaliar a modificação dessas condições operacionais com o tempo de operação do sistema. Para isso poderiam ser modeladas deteriorações permanentes nos componentes do sistema de refrigeração. Os desgastes naturais dos componentes poderiam ser facilmente identificados como degradações de baixa intensidade. Com isso, o tempo de operação em que as condições operacionais de referência e *teste* precisariam ser atualizadas seria estabelecido. Como objetivos específicos essa sugestão de tese proposta teria:

- Identificar os tipos de deteriorações permanentes nos componentes do sistema de refrigeração;

- Modelar os tipos de deteriorações permanentes identificadas nos componentes do sistema de refrigeração;
- Estabelecer uma estratégia através da utilização da inteligência artificial para a avaliação ou identificação dessas deteriorações devido ao tempo de operação;
- Estabelecer o tempo de operação em que as condições operacionais de referência e *teste* precisariam ser atualizadas.

APÊNDICES

Apêndice A: Modelos (Continuação)

Linha de Sucção

Na Tabela A.1 são apresentadas as condutividades térmicas para o tubo (cobre) e isolante (poliuretano) utilizados na linha de sucção.

Tabela A.1: Condutividades térmicas para o modelo da linha de sucção.

Grandeza	Valores
Condutividade térmica do tubo (cobre) (k_{cobre}) [$kW/m^{\circ}C$]	0,060
Condutividade térmica do isolante (Poliuretano) (k_{iso}) [$kW/m^{\circ}C$]	0,003E-01

O coeficiente de atrito (Fa) é calculado através da Equação (A.1) (Kakaç e Liu, 2002). O Número de Reynolds (Re) e os parâmetros A e B são calculados nas Equações (A.2), (A.3) e (A.4), respectivamente. Onde μ_f é a viscosidade dinâmica do fluido refrigerante; ε é a rugosidade absoluta do tubo (cobre), onde foi utilizado o valor de 0,00001.

$$Fa = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{\left(\frac{3}{2}\right)}} \right]^{\left(\frac{1}{12}\right)} \quad Re \geq 2300 \quad (A.1)$$

$$Re = \left(\frac{4 \cdot \dot{m}_f}{\pi \cdot d_i \cdot \mu_f} \right) \quad (A.2)$$

$$A = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \left(\frac{\varepsilon}{d_i} \right)} \right] \right\}^{16} \quad (A.3)$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (A.4)$$

Na Equação (A.5) é calculada a resistência térmica equivalente. Essa grandeza é composta pelas seguintes resistências térmicas:

- Resistência térmica devido a radiação (R_{rad}), Equação (A.6). Onde α_{rad} é o coeficiente externo de radiação;
- Resistência térmica devido a convecção com ar externo (R_{ar}), Equação (A.7). Onde α_{ar} é o coeficiente de convecção para o ar externo;
- Resistência térmica devido ao isolante (R_{iso}), Equação (A.8);
- Resistência térmica devido ao tubo (R_{tubo}), Equação (A.9).

$$R_{ext} = \sum R = \left(\frac{R_{rad} \cdot R_{ar}}{R_{rad} + R_{ar}} \right) + R_{iso} + R_{tubo} \quad (A.5)$$

$$R_{rad} = \left(\frac{1}{\alpha_{rad} \cdot \pi \cdot d_e \cdot L} \right) \quad (A.6)$$

$$R_{ar} = \left(\frac{1}{\alpha_{ar} \cdot \pi \cdot d_e \cdot L} \right) \quad (A.7)$$

$$R_{iso} = \left[\frac{\ln \left(\frac{d_e + 2 \cdot e_{iso}}{d_e} \right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{iso}} \right] \quad (A.8)$$

$$R_{tubo} = \left[\frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{cobre}} \right] \quad (A.9)$$

O coeficiente externo de radiação é calculado pela Equação (A.10). Onde σ é a constante de Stefan-Boltzmann; ε_e é a emissividade do tubo, onde foi utilizado o valor de 0,8. Por sua vez, o coeficiente de convecção do ar é calculado pela Equação (A.11), sendo o Número de Rayleigh (Ra) e o Número de Prantl (Pr) para o ar calculados pelas Equações (A.12) e (A.13), respectivamente. Para o ar as propriedades termodinâmicas são obtidas para a pressão do ar (P_{ar}) e temperatura de filme definida na Equação (A.14) (Kakaç e Liu, 2002).

$$\alpha_{rad} = \varepsilon_e \cdot \sigma(T_{mse}^2 + T_{ar}^2) \cdot (T_{mse} + T_{ar}) \quad (A.10)$$

$$\alpha_{ar} = \frac{k_{ar}}{d_e} \cdot \left[0,6 + \frac{0,387 \cdot \left(Ra^{\frac{1}{6}}\right)}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad para \quad Ra \leq 10^{12} \quad (A.11)$$

$$Ra = \left[\frac{g \cdot \left(\frac{1}{T_{filme}}\right) \cdot (T_{ar} - T_{mse}) \cdot d_e \cdot \rho_{ar} \cdot c_{par}}{\mu_{ar} \cdot k_{ar}} \right] \quad (A.12)$$

$$Pr = \left(\frac{\mu_f \cdot c_{pf}}{k_f} \right) \quad (A.13)$$

$$T_{filme} = \left(\frac{T_{mse} + T_{ar}}{2} \right) \quad (A.14)$$

Onde:

k_{ar} , ρ_{ar} , c_{par} e μ_{ar} : Condutividade térmica, massa específica, calor específico à pressão constante e viscosidade dinâmica do ar externo, respectivamente;

k_f e c_{pf} : Condutividade térmica e calor específico à pressão constante do fluido refrigerante, respectivamente.

O coeficiente de convecção interno é calculado através da Equação (A.15) segundo Dittus Boelter (1930) *apud* Kakaç e Liu (2002). A Equação (A.15) é válida para $Re \geq 10000$, $0,6 \leq Pr \leq 160$ e relação comprimento diâmetro do tubo $(L/d_i) \geq 10$, sendo Re o Número de Reynolds, dado pela Equação (A.2), Pr o Número de Prantl, dado pela Equação (A.13), ambos para o fluido refrigerante. Ainda para o fluido refrigerante as propriedades termodinâmicas são obtidas para sua pressão e temperatura médias, Equações (A.16) e (A.17), respectivamente.

$$\alpha_{int} = \left(0.023 \cdot \frac{k_f}{d_i} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \right) \quad (A.15)$$

$$P_{mf} = \left(\frac{P_{fe} + P_{fs}}{2} \right) \quad (A.16)$$

$$T_{mf} = \left(\frac{T_{fe} + T_{fs}}{2} \right) \quad (A.17)$$

Compressor

A pressão (P_{fe}) e temperatura (T_{fe}) do fluido refrigerante na entrada do compressor são calculadas através das Equações (A.18) e (A.19), respectivamente. Essa pressão e temperatura são utilizadas para obtenção da: entalpia (h_{fe}), entropia (s_{fe}) e volume (v_{fe}) específicos do fluido refrigerante na entrada do compressor. Em outras palavras, P_{fe} e T_{fe} estabelecem as condições na sucção do compressor. Onde P_{evp} e T_{evp} são a pressão e temperatura de evaporação, respectivamente; ΔP_f^{lns} e ΔT_f^{lns} são a perda de carga e variação da temperatura para o fluido refrigerante na linha de sucção, respectivamente.

$$P_{fe} = P_{evp} - \Delta P_f^{lns} \quad (A.18)$$

$$T_{fe} = T_{evp} + DTSA + \Delta T_f^{lns} \quad (A.19)$$

Para o processo de compressão isoentrópico obtém-se a entropia específica do fluido refrigerante na saída do compressor ($s_{f_{siso}}$) através da Equação (A.20). Com essa entropia pode-se chegar a entalpia específica do fluido refrigerante na saída do compressor para compressão isoentrópica ($h_{f_{siso}}$), Equação (A.21). Onde P_{cnd} pressão de condensação ou de descarga do compressor.

$$s_{f_{siso}} = s_{fe} \quad (A.20)$$

$$h_{f_{siso}} = \text{"CoolProp" função}(P_{cnd}, s_{fs}) \quad (A.21)$$

A potência de compressão isoentrópica (\dot{W}_{cmp}^{iso}) é calculada na Equação (A.22) aplicando o primeiro princípio da termodinâmica. Nessa equação é desconsiderado a variação da energia cinética e potencial no volume de controle que envolve o compressor.

$$\dot{W}_{cmp}^{iso} = \dot{m}_f \cdot (h_{f_{siso}} - h_{fe}) \quad (A.22)$$

Condensador

A perda de carga estática (ΔP_{fest}) obtida na Equação (A.23) corresponde à diferença da pressão com relação à altura de elevação. Na Equação (A.24) é calculada a massa específica (ρ_{fH}) que leva em consideração a presença da fase líquida e vapor no escoamento. A fração de vazio (ε_H) é calculada pela Equação (A.25) (Bell e Mueller, 2006). Nas regiões de dessuperaquecimento e subresfriamento a massa específica será substituída pela massa específica do fluido refrigerante no estado de vapor e líquido, respectivamente.

$$\Delta P_{fest} = \rho_{fH} \cdot g \cdot H_{cnd} \quad (A.23)$$

$$\rho_{fH} = \rho_{fl} \cdot (1 - \varepsilon_H) + \rho_{fg} \cdot \varepsilon_H \quad (A.24)$$

$$\varepsilon_H = \left\{ \frac{1}{1 + \left[\left(\frac{Vel_g}{Vel_l} \right) \cdot \left(\frac{1 - x_f}{x_f} \right) \cdot \left(\frac{\rho_{fg}}{\rho_{fl}} \right) \right]} \right\} \quad (A.25)$$

Onde:

H_{cnd} e x_f : Altura do condensador e título do fluido refrigerante, respectivamente;

ρ_{fl} e ρ_{fg} : Massa específica do fluido refrigerante no estado líquido e vapor, respectivamente;

Vel_l e Vel_g : Velocidade do escoamento do fluido refrigerante no estado líquido e vapor, respectivamente;

Na mudança de fase o vapor desenvolve uma velocidade maior em seu escoamento, o que acelera o fluxo de fluido refrigerante. Essa aceleração ocasiona uma perda de carga devido a mudança da quantidade de movimento (ΔP_{facel}), Equação (A.26), onde “e” e “s” referem-se a

entrada e saída, respectivamente. Para o escoamento homogêneo a razão entre a velocidade do vapor e líquido (Vel_g/Vel_l) é igual a 1,0 (Bell e Mueller, 2006). Por último a perda de carga devido o atrito do fluido (ΔP_{fatr}) é obtida pela Equação (A.27).

$$\Delta P_{facel} = \dot{m}_f^2 \cdot \left\{ \left[\frac{(1-x_f)^2}{\rho_{fl} \cdot (1-\varepsilon_H)} + \frac{x_f^2}{\rho_{fg} \cdot \varepsilon_H} \right]_s - \left[\frac{(1-x_f)^2}{\rho_{fl} \cdot (1-\varepsilon_H)} + \frac{x_f^2}{\rho_{fg} \cdot \varepsilon_H} \right]_e \right\} \quad (A.26)$$

$$\Delta P_{fatr} = \left(\frac{4 \cdot Fa_{ft} \cdot \dot{m}_f^2 \cdot N_{chicanas}}{2 \cdot \rho_f \cdot S_m^2} \right) \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_{fw}} \right)^{(-0,14)} \quad (A.27)$$

O fator de atrito para o feixe de tubos (Fa_{ft}) e de Fanning (Fa_{fn}) são calculados pelas Equações (A.28) e (A.30), respectivamente (Kakaç e Liu, 2002). Onde o parâmetro b é calculado na Equação (A.29). O fator de atrito de Fanning é recomendado para fluido sofrendo processo de aquecimento ou resfriamento, segundo Bell e Mueller (2006).

$$Fa_{ft} = b_1 \cdot \left[\frac{1,33}{\left(\frac{p}{d_e}\right)} \right]^b \cdot (Re_s)^{b_2} \quad (A.28)$$

$$b = \left(\frac{b_3}{1 + 0,14 \cdot (Re_s)^{b_4}} \right) \quad (A.29)$$

$$Fa_{fn} = [1,58 \cdot \ln(Re_t) - 3,28]^{(-2)} \quad (A.30)$$

Os Números de Reynolds Re_s , Re_t e a área de secção S_m são obtidos pelas Equações (A.31), (A.32) e (A.33), respectivamente. Essa área corresponde a área da secção de escoamento cruzado próximo ou na linha de centro do casco (Kakaç e Liu, 2002).

$$Re_s = \left(\frac{\dot{m}_f \cdot d_e}{\mu_f \cdot S_m} \right) \quad (\text{A.31})$$

$$Re_t = \left(\frac{G_{\text{agua}} \cdot d_i}{\mu_{\text{agua}}} \right) \quad (\text{A.32})$$

$$S_m = l_s \cdot \left[D_i - D_{ft} + \left(\frac{D_{ft} - d_e}{p_n} \right) \cdot (p - d_e) \right] \quad (\text{A.33})$$

Nas partes (a), (b) e (c) da Figura A.1 são representadas de maneira esquemática as grandezas do condensador utilizadas no cálculo de S_m . As constantes “ b_1 ”, “ b_2 ”, “ b_3 ” e “ b_4 ” são obtidas na Tabela A.2 em função do arranjo dos tubos e do Número de Reynolds (Re_s) (Kakaç e Liu, 2002).

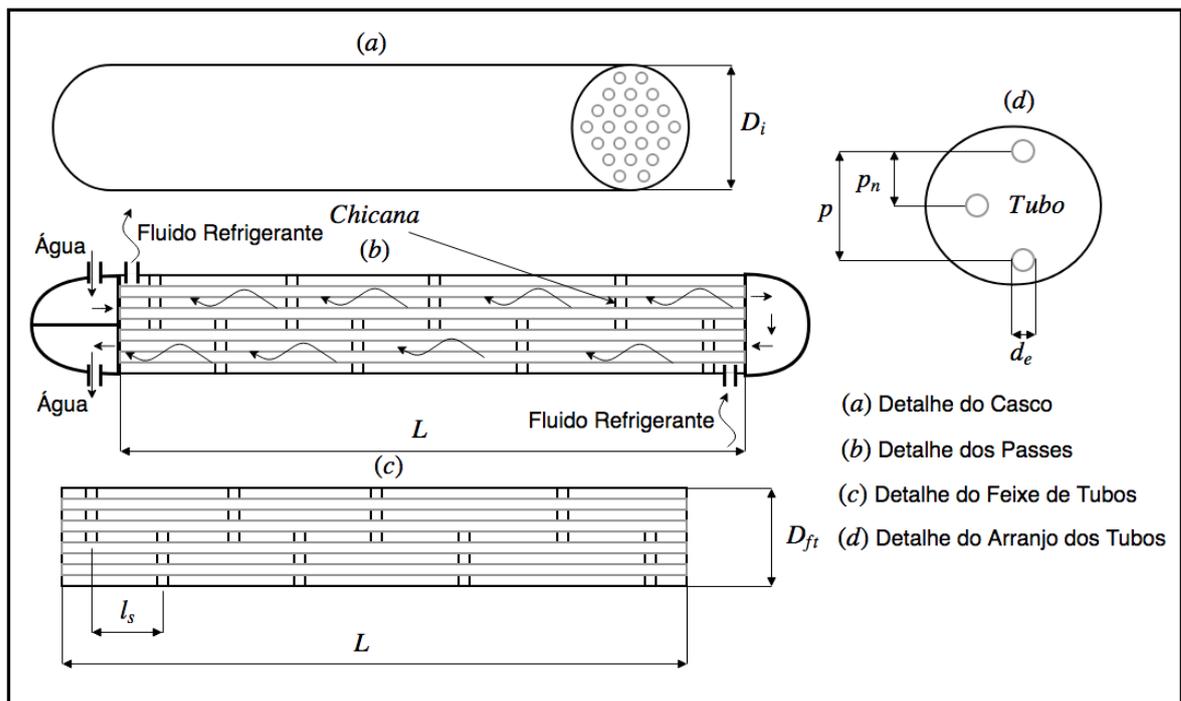


Figura A.1: Representação de detalhes em um condensador casco e tubo.

Tabela A.2: Constantes b_1 , b_2 , b_3 e b_4 (Kakaç e Liu, 2002).

Arranjo de Tubos-	Re_s	b_1	b_2	b_3	b_4
30°	$10^5 - 10^4$	0,372	-0,123	7,000	0,500
	$10^4 - 10^3$	0,486	-0,152	7,000	0,500
	$10^3 - 10^2$	4,570	-0,476	7,000	0,500
	$10^2 - 10$	45,100	-0,973	7,000	0,500
	< 10	48,00	-1,000	7,000	0,500

Para as regiões monofásicas (dessuperaquecimento e subresfriamento), o coeficiente de convecção externo é calculado pela Equação (A.15), segundo Dittus Boelter (1930) *apud* Kakaç e Liu (2002). Por sua vez na região bifásica (condensação) o coeficiente convecção externo para o fluido refrigerante é obtido pela Equação (A.34), segundo Vera-García et al. (2010). Os valores para fator f_{geo} e da constante C_{cnd} são considerados 0,725 e 1,0, respectivamente para feixes de tubos simples, segundo Vera-García et al. (2010). Onde k_{fl} e μ_{fl} são a condutividade e viscosidade dinâmica do fluido refrigerante no estado líquido, respectivamente; h_{lv} e o calor latente de condensação; g é a aceleração da gravidade.

$$\alpha_{ext} = C_{cnd} \cdot f_{geo} \cdot \left[\frac{k_{fl}^3 \cdot h_{lv} \cdot \rho_{fl} \cdot (\rho_{fl} - \rho_{fg}) \cdot g}{D_i \cdot \mu_{fl} \cdot (T_{mf} - T_{ms})} \right] \quad (A.34)$$

A perda de carga devido ao atrito do escoamento nos tubos (ΔP_{aguae}) é calculada pela Equação (A.35). A parcela devido ao retorno nas passagens entre os passes (ΔP_{aguar}) é obtida pela Equação (A.36) (Kakaç e Liu, 2002). Nas Equações (A.37) e (A.38) seguem os cálculos da área de escoamento (A_{esci}) e velocidade do escoamento (Vel_{agua}) internos (água).

$$\Delta P_{aguae} = \left[\frac{2 \cdot Fa_{fn} \cdot G_{agua}^2 \cdot L \cdot N_{passes}}{d_i \cdot \rho_{agua} \cdot (\mu_{agua}/\mu_{aguaw})^{(-0,14)}} \right] \quad (A.35)$$

$$\Delta P_{aguar} = 2 \cdot N_{passes} \cdot \rho_{agua} \cdot Vel_{agua} \quad (A.36)$$

$$A_{esci} = \left[\frac{N_{tubos} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \right)}{N_{passes}} \right] \quad (A.37)$$

$$Vel_{agua} = \left(\frac{\dot{V}_{agua}}{A_{esci}} \right) \quad (A.38)$$

Onde:

μ_{fw} e μ_{aguaw} : Viscosidade dinâmica do fluido refrigerante e da água na parede do tubo, respectivamente;

G_{agua} : Vazão mássica de água por unidade de área;

ρ_{agua} e μ_{agua} : Massa específica e viscosidade dinâmica da água, respectivamente.

O coeficiente de convecção interno para água é calculado pela Equação (A.39) (Kakaç e Liu, 2002). O Número de Prantl é calculado pela Equação (A.40) para água, assim como os parâmetros A , B , C , D e E são obtidos nas Equações (A.41), (A.42), (A.43), (A.44) e (A.45), respectivamente. Onde k_{agua} é a condutividade térmica da água.

$$\alpha_{int} = [3,66 \cdot A] \quad Re_t \leq 2300 \quad (A.39)$$

$$\alpha_{int} = \{0,1 \cdot A \cdot B \cdot (Pr)^{0,495} \cdot [\exp C] \cdot D \cdot E\} \quad 2300 < Re_t \leq 10000$$

$$\alpha_{int} = \left[0,027 \cdot A \cdot (Re_t)^{0,8} \cdot (Pr)^{\frac{1}{3}} \cdot E \right] \quad Re_t > 10000$$

$$Pr = \left(\frac{\mu_{agua} \cdot c_{p_{agua}}}{k_{agua}} \right) \quad (A.40)$$

$$A = \left(\frac{k_{agua}}{d_i} \right) \quad (A.41)$$

$$B = \left[(Re_t)^{\frac{2}{3}} - 125 \right] \quad (A.42)$$

$$C = \{-0,0225 \cdot [\ln(Pr)]^2\} \quad (A.43)$$

$$D = \left(1 + \frac{d_i}{L} \right) \quad (A.44)$$

$$E = \left(\frac{\mu_f}{\mu_{fw}} \right)^{0,14} \quad (A.45)$$

Válvula de Expansão Termostática

Para modelagem da válvula de expansão termostática utiliza-se o coeficiente característico obtido através da Equação (A.46). O coeficiente característico equivale ao produto do coeficiente de descarga pela área do orifício da válvula, portanto caracterizando sua secção de estrangulamento. Essas grandezas não são fornecidas em catálogos de fabricantes de válvula, assim o produto das mesmas (Ka) se torna fundamental para a simulação da VET.

$$Ka = \left[\frac{\dot{m}_{fmax}}{\sqrt{2 \cdot \rho_f \cdot (P_{cnd} - P_{evp})}} \right] \quad (A.46)$$

A capacidade no catálogo da válvula de expansão termostática (\dot{Q}_{vlv}) é informada para uma determinada temperatura de condensação, evaporação, grau de superaquecimento e subresfriamento. Essa capacidade se refere ao fluxo de calor removido no evaporador de um sistema de refrigeração operando com a válvula. Na Equação (A.47) pode ser obtido a vazão mássica máxima de fluido refrigerante fornecida pela VET. Assim, considera-se que as capacidades encontradas nos catálogos se referem à condição de vazão mássica máxima de fluido refrigerante (Koury et al., 2001).

$$\dot{m}_{fmax} = \left[\frac{\dot{Q}_{vlv}}{(h_{fs} - h_{fe})} \right] \quad (A.47)$$

A entalpia específica do fluido refrigerante na saída (h_{fs}) e entrada (h_{fe}) do evaporador da Equação (A.47) são obtidas através das Equações (A.48) e (A.49), respectivamente. A entalpia específica na entrada do evaporador corresponde ao valor de entalpia específica na saída da válvula de expansão termostática, que por sua vez é igual a de sua entrada. Devido a VET possuir uma área sujeita a transferência de calor muito pequena, o processo de expansão na mesma é considerado adiabático e conseqüentemente isoentálpico (Koury et al., 2001).

$$h_{fs} = \text{"CoolProp" função}[P_{evp}, (T_{evp} + DTSA)] \quad (\text{A.48})$$

$$h_{fe} = \text{"CoolProp" função}[P_{cnd}, (T_{cnd} - DTSR)] \quad (\text{A.49})$$

Na Tabela A.3 os valores médios para o coeficiente característico (Ka_{medio}) da válvula de expansão termostática são obtidos para uma mesma da temperatura de evaporação. Esses valores médios são utilizados para gerar a curva do coeficiente característico da válvula em função da temperatura de evaporação. O comportamento do Ka pode ser considerado apenas em função da temperatura de evaporação, sem prejuízo na obtenção de seu valor (Eames et al., 2014).

Tabela A.3: Constante característica da válvula de expansão termostática Danfoss TE 20/08.

	$Ka [m^2]$	$Ka [m^2]$	$Ka [m^2]$	$Ka [m^2]$	$Ka_{medio} [m^2]$
$T_{evp}/T_{cnd} [^{\circ}C]$	25	35	45	55	-
-40,0	6,928E-06	6,560E-06	6,230E-06	5,994E-06	6,428E-06
-35,0	7,948E-06	7,460E-06	7,024E-06	6,685E-06	7,279E-06
-30,0	9,066E-06	8,436E-06	7,915E-06	7,466E-06	8,221E-06
-25,0	1,030E-05	9,537E-06	8,842E-06	8,295E-06	9,244E-06
-20,0	1,162E-05	1,080E-05	1,000E-05	9,282E-06	1,043E-05
-15,0	1,293E-05	1,214E-05	1,120E-05	1,040E-05	1,167E-05
-10,0	1,441E-05	1,358E-05	1,257E-05	1,155E-05	1,303E-05
-5,0	1,571E-05	1,491E-05	1,391E-05	1,287E-05	1,435E-05
0,0	1,704E-05	1,643E-05	1,536E-05	1,425E-05	1,577E-05
5,0	1,821E-05	1,768E-05	1,685E-05	1,573E-05	1,712E-05
10,0	1,922E-05	1,886E-05	1,819E-05	1,711E-05	1,834E-05
Grau de Superaquecimento de 4,0 [$^{\circ}C$] e Grau de Subresfriamento de 4,0 [$^{\circ}C$]					

Evaporador

O conjunto tubo aletado de um evaporador é frequentemente denominado de serpentina, cujo o detalhamento construtivo é mostrado na Figura A.2. Onde nessa figura L é o comprimento do tubo da serpentina; S_T é o espaçamento transversal entre os centros dos tubos ou distância entre tubos de uma mesma fileira; S_L é o espaçamento longitudinal entre os centros dos tubos ou distância entre as fileiras de tubos; S_a e t_a são o espaçamento entre as aletas e a espessura das aletas, respectivamente; d_e é o diâmetro externo do tubo da serpentina.

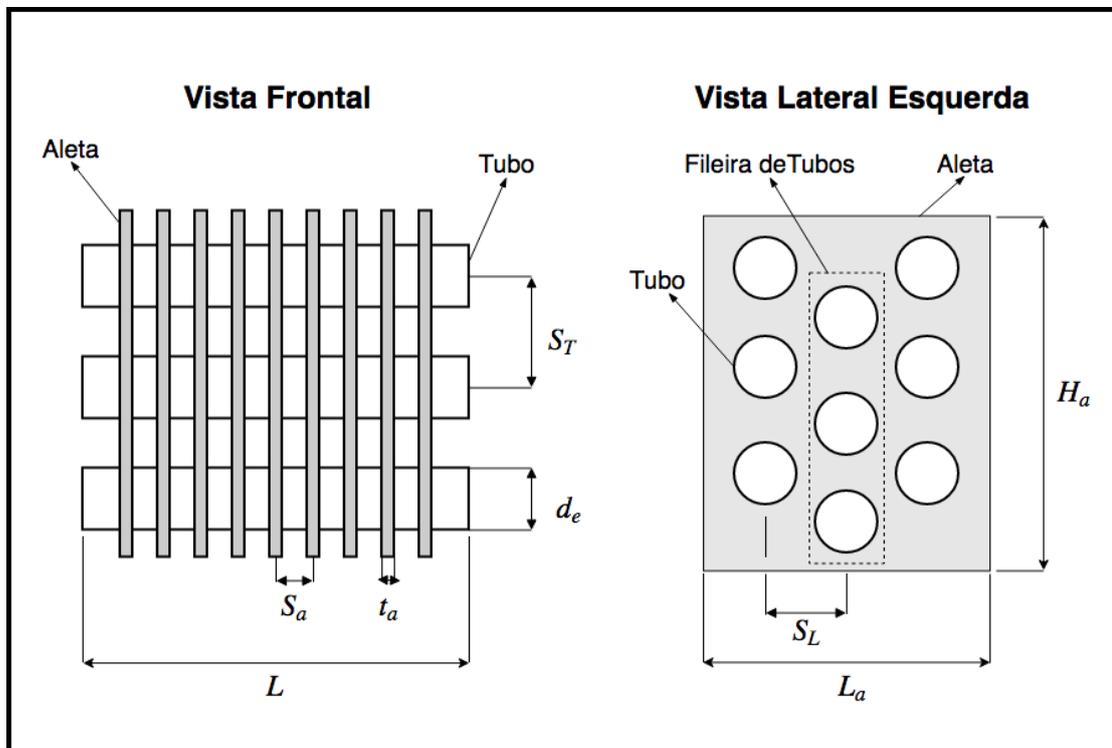


Figura A.2: Grandezas da serpentina de um evaporador tubo aletado.

Na Figura A.3 mostra-se um exemplo de uma serpentina aletada para visualização do número de fileiras de tubos ou *rows* ($N_{fileiras}^{tubos}$), de tubos na fileira ($N_{tubos}^{fileira}$), de circuitos ($N_{circuitos}$), de tubos no circuito ($N_{tubos}^{circuito}$) e total de tubos no evaporador (N_{tubos}). Na vista lateral (esquerda) pode-se observar duas fileiras de tubos contendo três tubos cada, portanto $N_{fileiras}^{tubos} = 3$ e $N_{tubos}^{fileira} = 3$.

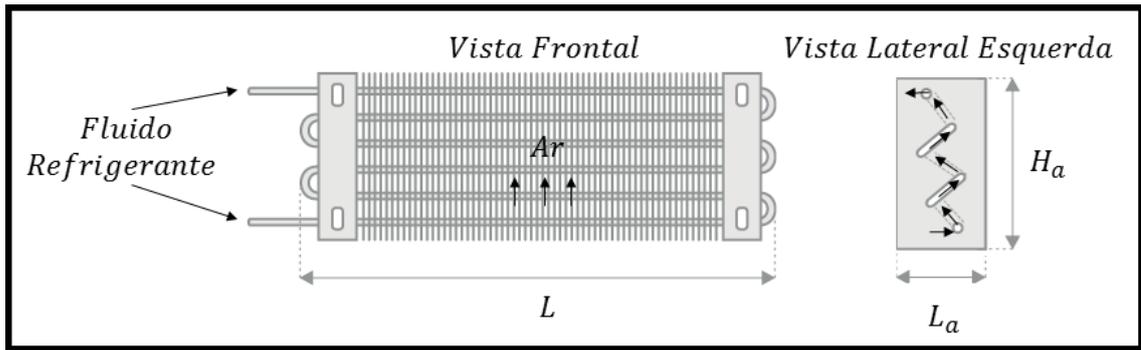


Figura A.3: Exemplo de uma serpentina de um evaporador tubo aletado.

A serpentina do evaporador da Figura A.3 possui um único circuito com seis tubos, assim $N_{\text{circuitos}} = 1$ e $N_{\text{tubos}}^{\text{circuito}} = 6$. Com isso, o número de tubos total no evaporador (N_{tubos}) é igual a 6, obtido através da Equação (A.50).

$$N_{\text{tubos}} = N_{\text{circuitos}} \cdot N_{\text{tubos}}^{\text{circuito}} \quad (\text{A.50})$$

Na Figura A.4 mostra-se de maneira esquemática o arranjo entre os tubos da serpentina em forma de quincôncio.

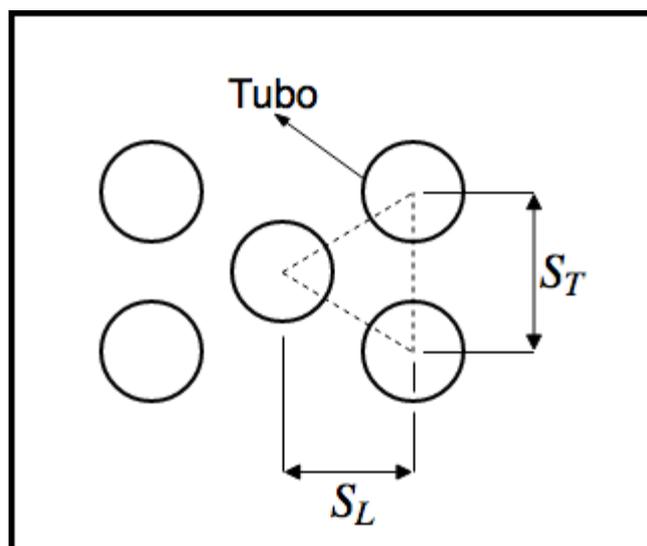


Figura A.4: Arranjo de tubos da serpentina em forma de quincôncio.

Nas Equações (A.51) e (A.52) são obtidas a altura (H_a) e largura (L_a) da serpentina, respectivamente. Essas grandezas correspondem também a altura e largura das aletas e do evaporador (Ojer, 1999).

$$H_a = N_{tubos}^{fileira} \cdot S_T \quad (A.51)$$

$$L_a = N_{fileiras}^{tubo} \cdot S_L \quad (A.52)$$

A área frontal do evaporador (A_{front}) e o número de aletas da serpentina (N_{aletas}) são calculadas através das Equações (A.53) e (A.54), respectivamente (Ojer, 1999).

$$A_{front} = L \cdot H_a \quad (A.53)$$

$$N_{aletas} = \left(\frac{L}{S_a} \right) \quad (A.54)$$

Na Equação (A.55) é calculado a velocidade de face (Vel_{face}) do ar na serpentina. A vazão de ar na serpentina pode ser definida em função da velocidade do ar e vice e versa (Ojer, 1999).

$$Vel_{face} = \left(\frac{\dot{V}_{ar}}{A_{front}} \right) \quad (A.55)$$

Para o cálculo da área externa a aleta quadrada é substituída por uma aleta circular equivalente, conforme ilustrado na Figura A.5.

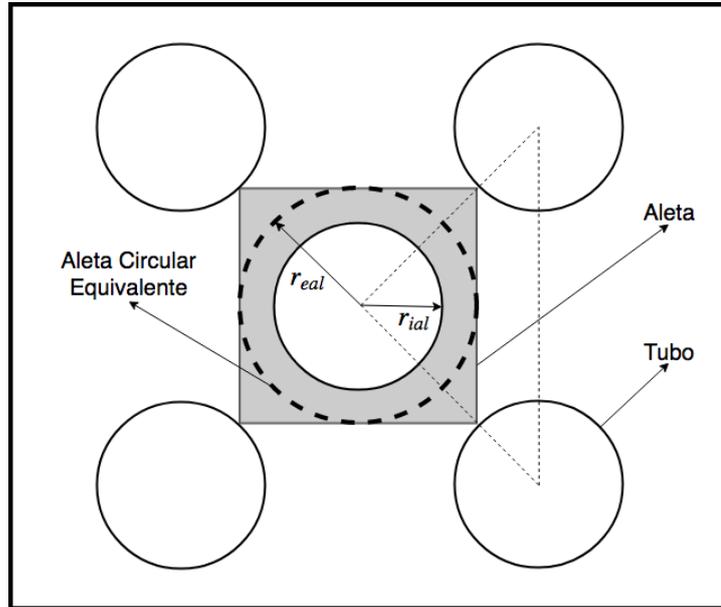


Figura A.5: Aleta circular equivalente.

Assim, os raios externo (r_{eal}) e interno (r_{ial}) da aleta circular equivalente são calculados nas Equações (A.56) e (A.57), respectivamente (Ojer, 1999).

$$r_{eal} = \sqrt{\left(\frac{S_T \cdot S_L}{\pi}\right)} \quad (\text{A.56})$$

$$r_{ial} = \left(\frac{d_e}{2}\right) \quad (\text{A.57})$$

O cálculo da área externa do evaporador se baseia na área elementar ilustrada na Figura A.6. Onde nessa figura d_i é o diâmetro interno do tubo da serpentina. A parte em colchetes da Equação (3.40), no Capítulo III, determina o número de unidades elementares da qual a superfície externa do evaporador é composta. Por sua vez, a segunda parte em parênteses (Equação (3.40)) é composta pela área da aleta circular equivalente e pela área descoberta (sem aleta) do tubo, cujo o comprimento é S_a .

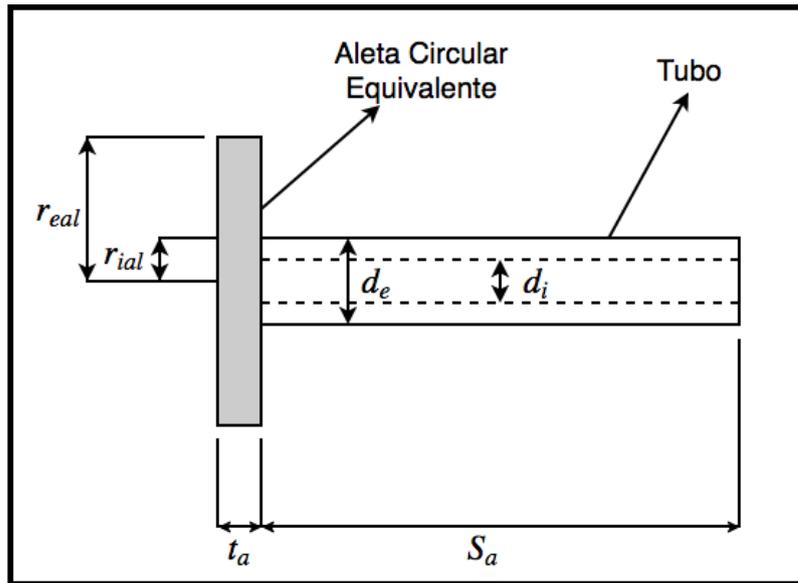


Figura A.6: Área ou unidade elementar externa da serpentina do evaporador.

Para a determinação da eficiência da aleta (η_{aleta}) é considerado uma aleta circular equivalente conforme ilustrado na Figura A.5. O raio equivalente (R_{eq}) dessa aleta é calculado através da Equação (A.58) (Schmidt, 1945 *apud* McQuiston e Parker, 1994). A solução analítica para uma aleta retangular não é praticável, portanto sendo necessário uma solução aproximada, segundo McQuiston e Parker (1994). Nessa solução é considerado que o coeficiente de transferência de calor é constante sobre a superfície da aleta e o gradiente de temperatura nulo em seu contorno.

$$R_{eq} = 1,28 \cdot \left(\frac{d_e}{2}\right) \cdot \psi \cdot (\beta - 0,2)^{0,5} \quad (A.58)$$

Os parâmetros ψ e β são obtidos nas Equações (A.59) e (A.60), respectivamente. Com isso a eficiência da aleta é calculada na Equação (A.61), onde os parâmetros ϕ e m são obtidos nas Equações (A.62) e (A.63), respectivamente (McQuiston e Parker, 1994). Onde α_{ar} é o coeficiente de transferência de calor do ar; k_{aleta} é a condutividade térmica da aleta.

$$\psi = \left(\frac{S_L}{d_e}\right) \quad (\text{A.59})$$

$$\beta = \left(\frac{S_T}{S_L}\right) \quad (\text{A.60})$$

$$\eta_{aleta} = \left\{ \frac{\text{tanh}\left[m \cdot \left(\frac{d_e}{2}\right) \cdot \phi\right]}{m \cdot \left(\frac{d_e}{2}\right) \cdot \phi} \right\} \quad (\text{A.61})$$

$$\phi = \left\{ \left[\left(\frac{2 \cdot Re_q}{d_e} - 1 \right) \cdot \left[1 + 0,35 \cdot \ln\left(\frac{2 \cdot Re_q}{d_e}\right) \right] \right] \right\} \quad (\text{A.62})$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{ar}}{k_{aleta} \cdot t_a}} \quad (\text{A.63})$$

A perda de carga total para o lado do ar (ΔP_{ar}) é obtida pela Equação (A.64). A mesma é composta por dois efeitos simultâneos, o atrito na superfície externa do tubo (ΔP_{art}) e o atrito na superfície das aletas (ΔP_{ara}) (Kakaç e Liu, 2002).

$$\Delta P_{ar} = \Delta P_{ara} + \Delta P_{art} = \left(\frac{Fa}{2}\right) \cdot \left(\frac{G_{ar}^{max2}}{\rho_{ar}}\right) \cdot \left(\frac{L}{D_{hid}}\right) \quad (\text{A.64})$$

O fator de atrito (Fa) para a superfície externa é obtido na Equação (A.65) (Nakayama e Xu, 1983 *apud* Lorenzini et al., 2010). Essa correlação abrange um número considerável de parâmetros geométricos, sendo aplicada em serpentinas de evaporadores com aletas lisas e corrugadas, em forma de placas. O efeito do perfil das aletas é representado pelo diâmetro hidráulico (D_{hid}) do canal formado por duas aletas adjacentes.

$$Fa = 7,29 \cdot (Re_{ar})^{(-0,6)} \cdot \left(\frac{t_a}{S_a}\right)^{(-0,6)} \cdot \left(\frac{S_T}{d_e}\right)^{(-0,927)} \cdot \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{(0,515)} \quad (A.65)$$

O Número de Reynolds para o escoamento do ar (Re_{ar}) é obtido através da Equação (A.66). Na Equação (A.67) é obtido a vazão mássica máxima por unidade de área do ar (G_{ar}^{max}) (Ojer, 1999).

$$Re_{ar} = \left(\frac{G_{ar}^{max} \cdot D_{hid}}{\mu_{ar}}\right) \quad (A.66)$$

$$G_{ar}^{max} = \left(\frac{\dot{V}_{ar} \cdot \rho_{ar}}{A_{esc}^{livre}}\right) \quad (A.67)$$

Por sua vez, nas Equações (A.68) e (A.69) são obtidos a área de escoamento livre para o ar na serpentina do evaporador (A_{esc}^{livre}) e o diâmetro hidráulico (D_{hid}), respectivamente (Ojer, 1999).

$$A_{esc}^{livre} = N_{tubos}^{fileira} \cdot N_{aletas} \cdot (S_T - d_e) \cdot (S_a - t_a) \quad (A.68)$$

$$D_{hid} = \left[\frac{2 \cdot H_a \cdot S_a}{(H_a + S_a)}\right] \quad (A.69)$$

O cálculo da área de escoamento livre da serpentina se baseia no elemento de área ilustrado na Figura A.7. O número de unidades do elemento de área da Figura A.7 corresponde ao produto entre o número de tubos na fileira e o número de aletas conforme Equação (A.68).

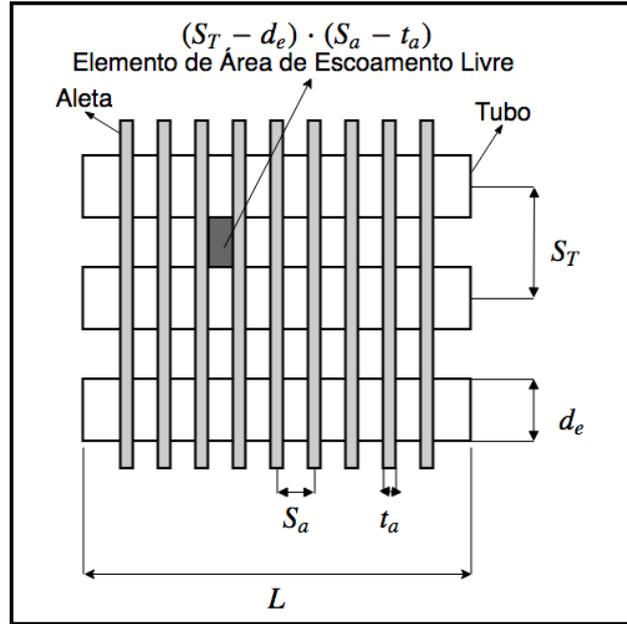


Figura A.7: Elemento de área de escoamento livre da serpentina do evaporador.

Na Equação (A.70) é calculado o coeficiente de convecção externo, onde os Fatores de Colburn J_{ar} e J_{ar}^4 são obtidos nas Equações (A.71) e (A.72), respectivamente. O Fator de Colburn J_{ar}^4 é válido para uma serpentina com 4 fileiras de tubos (Gray e Webb, (1986) *apud* Xie et al., 2009). O Número de Prantl (Pr_{ar}) e o Número de Reynolds (Re_D) são obtidos para o ar pelas Equações (A.13) e (A.73), respectivamente.

$$\alpha_{ext} = \left(\frac{J_{ar} \cdot G_{ar}^{max} \cdot c_{par}}{Pr_{ar}^{\frac{2}{3}}} \right) \quad (A.70)$$

$$\frac{J_{ar}}{J_{ar}^4} = 0,991 \cdot \left[2,24 \cdot Re_D^{(-0,092)} \left(\frac{N_{fileiras}^{tubos}}{4} \right)^{(-0,031)} \right]^{0,607 \cdot (4 - N_{fileiras}^{tubos})} \quad N_{fileiras}^{tubos} < 4 \quad (A.71)$$

$$J_{ar} = J_{ar}^4 = \left[0,14 \cdot Re_D^{(-0,32)} \cdot \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{(-0,502)} \cdot \left(\frac{S_a}{d_e} \right)^{0,0312} \right]^{N_{fileiras}^{tubos}} \quad (A.72)$$

$$\geq 4$$

$$Re_D = \left(\frac{G_{ar}^{max} \cdot d_e}{\mu_{ar}} \right) \quad (A.73)$$

Para o fluido refrigerante, a perda de carga estática é obtida pela Equação (A.74). Onde a altura do evaporador (H_{evp}) corresponde à altura da serpentina ou da aleta.

$$\Delta P_{fest} = \rho_{fH} \cdot g \cdot H_{evp} \quad (A.74)$$

A massa específica ρ_{fH} é obtida pela Equação (A.24). Por sua vez, a fração de vazio (ε_H) para o fluido refrigerante no interior do tubo é calculada através da Equação (A.75).

$$\varepsilon_H = \left[1 + \left(\frac{1}{Fr} \right) + X_{tt} \right]^{(-0,321)} \quad (A.75)$$

O Número de Froude (Fr), Equação (A.76), é a proporção de energia cinética do vapor de fluido refrigerante para efeitos de arrasto gravitacional do mesmo.

$$Fr = \left[\frac{G_f^2 \cdot x_{fe}^3}{(1 - x_{fe}) \cdot \rho_{fg}^2 \cdot g \cdot d_i} \right]^{0,5} \quad (A.76)$$

A vazão mássica por unidade de área para o fluido refrigerante é calculada na Equação (A.77). Onde a área para o escoamento do fluido refrigerante na serpentina do evaporador é obtida pela Equação (A.78).

$$G_f = \left(\frac{\dot{m}_f}{A_{esc}} \right) \quad (A.77)$$

$$A_{esc} = \left(\frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \right) \quad (A.78)$$

Na Equação (A.79) o Parâmetro de Lockhart-Martinelli (X_{tt}) expressa a razão entre o arrasto viscoso e a energia cinética do vapor de fluido refrigerante. Onde μ_{fl} e μ_{fg} são a viscosidade dinâmica do fluido refrigerante do estado líquido e vapor, respectivamente; x_{fe} é o título do fluido refrigerante.

$$X_{tt} = \left[\left(\frac{1 - x_{fe}}{x_{fe}} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_{fg}}{\rho_{fl}} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_{fl}}{\mu_{fg}} \right)^{0,1} \right] \quad (A.79)$$

A perda de carga devido a mudança da quantidade de movimento do escoamento é calculada na Equação (A.26). Por sua vez, a perda de carga devido ao atrito do escoamento é obtida pela Equação (A.80) (Kakaç e Liu, 2002).

$$\Delta p_{f atr} = \left(\frac{G_f^2 \cdot Fa \cdot L}{\rho_f \cdot d_i} \right) \quad (A.80)$$

Na Equação (A.81) é obtido o coeficiente de convecção interno para a região de evaporação (Kandlikar, 1990 *apud* Kakaç e Liu, 2002), sendo que o coeficiente de transferência de calor por convecção para o fluido refrigerante líquido (α_{int}^{liq}) é calculado através da Equação (A.82) (Dittus e Boelter, 1930 *apud* Kakaç e Liu, 2002).

$$\alpha_{int} = \alpha_{int}^{liq} \cdot [c_1 \cdot Co^{c_2} \cdot (25 \cdot Fr)^{c_5} + c_3 \cdot Bo^{c_4} \cdot F_{fl}] \quad (A.81)$$

$$\alpha_{int}^{liq} = 0,023 \cdot \left(\frac{k_{fl}}{d_i} \right) \cdot \left(\frac{G_f \cdot (1 - x_{fe})}{\mu_f} \right)^{0,8} \cdot Pr_{fl}^{0,4} \quad (A.82)$$

O Número de Froude, Número de Convecção (Co), e o Número de Biot (Bo) são obtidos nas Equações (A.76), (A.83) e (A.84), respectivamente. O parâmetro de superfície do tubo (F_{fl}) depende da combinação do fluido refrigerante e do material do tubo utilizado. Para o fluido refrigerante sendo o HCFC-22 e os tubos da serpentina do evaporador de cobre, o parâmetro F_{fl} é igual a 2,20 (Kakaç e Liu, 2002).

$$Co = \left(\frac{1}{x_{fe}} - 1 \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\rho_{fg}}{\rho_{fl}} \right)^{0,5} \quad (A.83)$$

$$Bo = \left[\frac{(\dot{Q}_f / A_i)}{G_f \cdot h_{lv}} \right] \quad (A.84)$$

As constantes c_1 , c_2 , c_3 , c_4 e c_5 são obtidas na Tabela A.4 em função do Número de Convecção (Kakaç e Liu, 2002).

Tabela A.4: Constantes c_1 , c_2 , c_3 , c_4 e c_5 (Kakaç e Liu, 2002).

—	$Co \leq 0,65$	$Co > 0,65$
c_1	1,1360	0,6683
c_2	-0,900	-0,200
c_3	667,200	1058,000
c_4	0,700	0,700
c_5	0,300	0,300

Para a região de superaquecimento o coeficiente de convecção interno é calculado através da Equação (A.15). O Número de Prantl e o Número de Reynolds para o fluido refrigerante são obtidos pelas Equações (A.13) e (A.73), respectivamente. No cálculo do Número de Reynolds através da Equação (A.73) o diâmetro externo é substituído pelo diâmetro interno do tubo da serpentina. Além disso, a vazão mássica por unidade de área e a viscosidade dinâmica utilizadas

são para o fluido refrigerante. Portanto, a vazão mássica por unidade de área é calculada conforme a Equação (A.77).

Torre de Resfriamento

Na torre de resfriamento a água rejeita calor para o ar em um processo combinado de transferência de calor e massa. Esse calor é modelado através do fluxo de calor (\dot{Q}_{twr}) que pode ser calculado pelas Equações (A.85) e (A.86). Onde \dot{m}_{agua} e \dot{m}_{ar} são as vazões mássicas de água e ar na torre de resfriamento, respectivamente; T_{aguae} e T_{aguas} temperaturas da água na entrada e saída da torre de resfriamento, respectivamente; c_{pagua} e ρ_{agua} são o calor específico a pressão constante e massa específica da água, respectivamente; h_{are} e h_{ars} são as entalpias específicas do ar na entrada e saída da torre de resfriamento, respectivamente. A pequena quantidade de água evaporada é desprezada assim as vazões de água e ar se mantêm constantes através da torre de resfriamento (Oliveira, 2012).

$$\dot{Q}_{twr} = \dot{m}_{agua} \cdot c_{pagua} \cdot (T_{aguae} - T_{aguas}) \quad (A.85)$$

$$\dot{Q}_{twr} = \dot{m}_{ar} \cdot (h_{are} - h_{ars}) \quad (A.86)$$

Para a análise do processo que ocorre na torre de resfriamento será considerado um volume diferencial (dV) representado esquematicamente na Figura A.8(a).

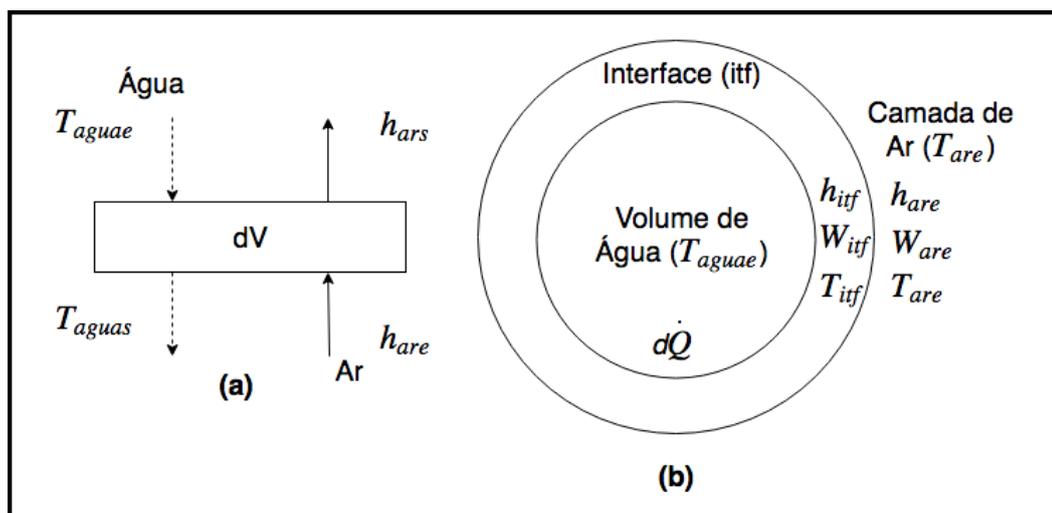


Figura A.8: Representação do volume diferencial e da interface entre a água e o ar.

No volume diferencial da Figura A.8(a) os fluxos de água e ar são contracorrente. O volume de água à temperatura da água na entrada está envolto por uma camada de ar à temperatura do ar na entrada. Para a análise do processo de transferência de calor será considerado a representação esquemática do volume de água e a camada de ar na Figura A.8(b). Onde nessa figura T_{are} e W_{are} são a temperatura e umidade absoluta do ar no volume de água, respectivamente. O contato entre o volume de água e a camada de ar é denominado de interface (*itf*). Portanto, T_{itf} , h_{itf} e W_{itf} são a temperatura, entalpia específica e umidade absoluta do ar na interface do volume de água, respectivamente.

A interface (*itf*) é composta por um filme de ar saturado, o que possui uma área de superfície molhada (dA). O fluxo de calor ($d\dot{Q}$) removido da água nessa área pode ser obtido através das Equações (A.87) e (A.88) e (A.89). Onde dT_{agua} e dh_{ar} são diferenciais de temperatura da água e entalpia específica do ar, respectivamente.

$$d\dot{Q} = \dot{m}_{agua} \cdot c_{pagua} \cdot dT_{agua} \quad (A.87)$$

$$d\dot{Q} = \dot{m}_{ar} \cdot dh_{ar} \quad (A.88)$$

$$d\dot{Q} = d\dot{Q}_s + d\dot{Q}_l \quad (A.89)$$

As parcelas de calor sensível ($d\dot{Q}_s$) e latente ($d\dot{Q}_l$) são calculadas nas Equações (A.90) e (A.91), respectivamente. Onde α_c e α_m são os coeficientes de transferência de calor por convecção e massa, respectivamente; h_{lv} é o calor latente de vaporização da água.

$$d\dot{Q}_s = \alpha_c \cdot dA \cdot (T_{itf} - T_{are}) \quad (A.90)$$

$$d\dot{Q}_l = h_{lv} \cdot \alpha_m \cdot dA \cdot (W_{itf} - W_{are}) \quad (A.91)$$

Os coeficientes de transferência de calor por convecção e massa podem ser relacionados através do Número de Lewis (Le), Equação (A.91) (Kloppers e Kroger, 2005). Onde c_{paru} é o calor específico a pressão constante do ar úmido. Esse número adimensional caracteriza fluxos de fluidos na ocorrência de transferência simultânea de calor e massa (Oliveira, 2012). Assim, substituindo na Equação (A.89) as Equações (A.90) e (A.91) obtém-se a Equação (A.93). Por sua vez, substituindo na Equação (A.93) a Equação (A.92) chega-se na Equação (A.94) para o fluxo de calor $d\dot{Q}$.

$$Le = \left(\frac{\alpha_c}{\alpha_m \cdot c_{paru}} \right) \cong 1 \quad \alpha_m = \left(\frac{\alpha_c}{c_{paru}} \right) \quad (\text{A.92})$$

$$d\dot{Q} = [\alpha_c \cdot (T_{itf} - T_{are}) + h_{lv} \cdot \alpha_m \cdot (W_{itf} - W_{are})] dA \quad (\text{A.93})$$

$$d\dot{Q} = \left(\frac{\alpha_c \cdot dA}{c_{paru}} \right) \cdot [c_{paru} \cdot T_{itf} - c_{paru} \cdot T_{are} + h_{lv} \cdot (W_{itf} - W_{are})] \quad (\text{A.94})$$

O calor específico a pressão constante do ar úmido pode ser obtido pela Equação (A.95) segundo Ashrae (2008), onde o calor específico do ar seco (c_{pars}) e a umidade absoluta do ar (W_{ar}) são obtidas para as condições de pressão e temperatura do ar.

$$c_{paru} = c_{pars} + W_{ar} \cdot c_{pv} \quad (\text{A.95})$$

Substituindo a Equação (A.95) na expressão contida nos colchetes da Equação (A.94) obtém-se a Equação (A.96).

$$d\dot{Q} = \left(\frac{\alpha_c \cdot dA}{c_{paru}} \right) \cdot [(c_{pars} + W_{itf} \cdot c_{pv}) \cdot T_{itf} - (c_{pars} + W_{are} \cdot c_{pv}) \cdot T_{are} + h_{lv} \cdot (W_{itf} - W_{are})] \quad (\text{A.96})$$

A entalpia específica do ar na interface (h_{itf}) e na entrada (h_{are}) são definidas pelas Equações (A.97) e (A.98), respectivamente. Onde c_{pv} é o calor específico a pressão constante do vapor de água. A entalpia do ar úmido igual a soma das entalpias do ar seco e do vapor de água (Kloppers e Kroger, 2005).

$$h_{itf} = c_{pars} \cdot T_{itf} + W_{itf} \cdot (h_{lv} + c_{pv} \cdot T_{itf}) \quad (\text{A.97})$$

$$h_{are} = c_{pars} \cdot T_{are} + W_{are} \cdot (h_{lv} + c_{pv} \cdot T_{are}) \quad (\text{A.98})$$

Substituindo as Equações (A.97) e (A.98) na Equação (A.96) chega-se a Equação (A.99) para o fluxo de calor em uma área de superfície molhada.

$$d\dot{Q} = \left(\frac{\alpha_c \cdot dA}{c_{paru}} \right) \cdot (h_{itf} - h_{are}) \quad (\text{A.99})$$

A Equação (A.100) é obtida através da igualdade entre as Equações (A.99) e (A.87) após o rearranjo de seus componentes. Segundo Oliveira (2012) o número de unidades de transferência de calor (NUT) é obtido após o processo de integração da Equação (A.100), conforme apresentado na Equação (A.101). O valor do NUT é função das características de projeto, vazão de água e ar da torre de resfriamento. Essas grandezas controlam os valores dos coeficientes de transferência de calor por convecção e massa, assim como a área de superfície de troca de calor (Kloppers e Kroger, 2005).

$$\left(\frac{\alpha_c \cdot dA}{c_{paru} \cdot \dot{m}_{agua}} \right) = \left\{ c_{pagua} \cdot \left[\frac{dT_{agua}}{(h_{itf} - h_{are})} \right] \right\} \quad (\text{A.100})$$

$$NUT = \left(\frac{\alpha_c \cdot dA}{c_{paru} \cdot \dot{m}_{agua}} \right) = \left\{ c_{pagua} \cdot \left[\frac{\int_{T_{aguas}}^{T_{aguae}} dT_{agua}}{(h_{itf} - h_{are})} \right] \right\} \quad (A.101)$$

Para a solução da Equação (A.101) será utilizado um processo numérico, devido a mesma não possuir uma solução matemática de forma direta. Para implementação desse processo a torre de resfriamento é dividida em “n” volumes diferenciais (dV) conforme ilustrado na Figura A.9.

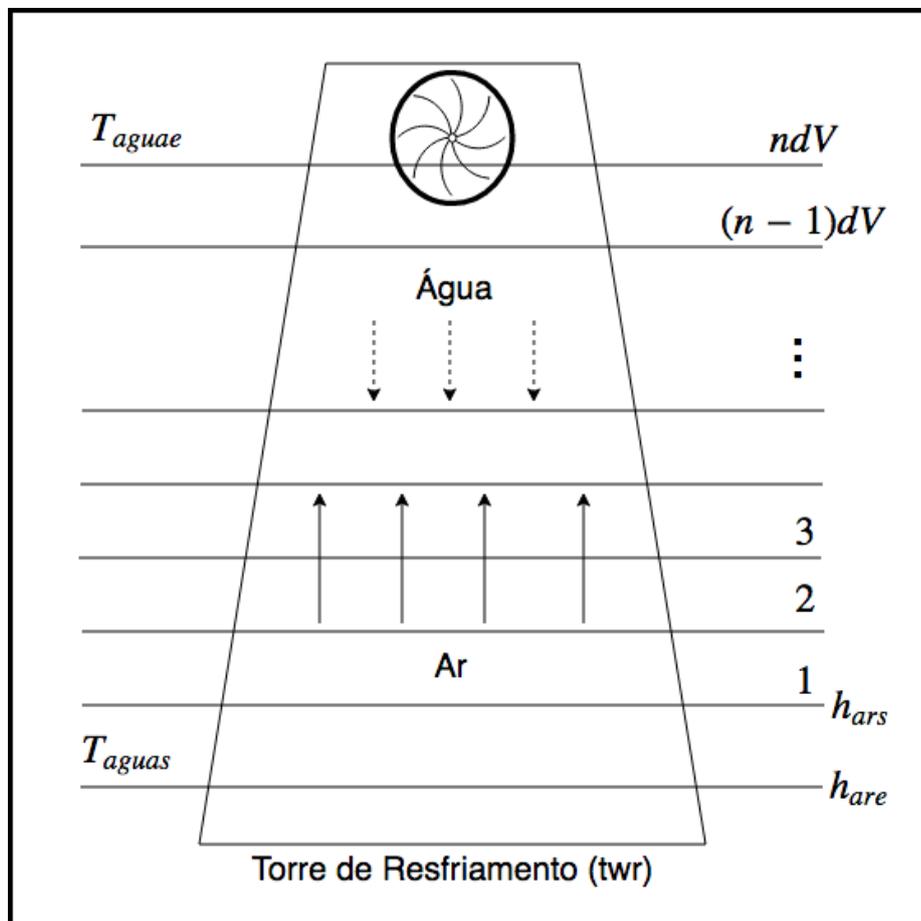


Figura A.9: Divisão da torre de resfriamento em volumes diferenciais.

Assim a Equação (A.101) pode ser calculada da forma apresentada pela Equação (A.102) substituindo a integral por um somatório. O denominador desse somatório consiste na diferença de entalpia específica média para cada volume diferencial em que a torre de resfriamento foi dividida, onde a entalpia específica média do ar no volume diferencial (h_{mar}) é obtida pela

Equação (A.103). Nessa equação a entalpia do ar se refere a entrada (h_{are}) e saída (h_{ars}) do volume diferencial (Figura A.9).

$$NUT = \left(\frac{\alpha_c \cdot dA}{c_{paru} \cdot \dot{m}_{agua}} \right) = \left\{ c_{pagua} \cdot \Delta T_{agua} \left[\sum \frac{1}{(h_{itf} - h_{mar})_m} \right] \right\} \quad (A.102)$$

$$h_{mar} = \left(\frac{h_{are} + h_{ars}}{2} \right) \quad (A.103)$$

A variação de temperatura da água (ΔT_{agua}) em cada volume diferencial da Equação (A.102) é calculada pela Equação (A.104). No caso particular dessa equação, T_{aguae} se refere a temperatura da água na entrada da torre de resfriamento. Com isso, a temperatura da água na saída de cada volume diferencial é obtida pela Equação (A.105), onde T_{aguae} é a temperatura na entrada do volume diferencial, sendo igual a temperatura da água na entrada da torre para o primeiro volume diferencial.

$$\Delta T_{agua} = \left(\frac{T_{aguae} - T_{aguas}}{ndV} \right) \quad (A.104)$$

$$T_{aguas} = T_{aguae} - \Delta T_{agua} \quad (A.105)$$

Para determinação do denominador do somatório da Equação (A.102) o procedimento se inicia no volume diferencial da parte inferior da torre de resfriamento (Figura A.9). Aplicando-se o primeiro princípio da termodinâmica no volume diferencial obtém-se a Equação (A.106) para a variação da entalpia específica do ar. Nessa equação é desconsiderado a variação da energia cinética e potencial no volume diferencial da torre de resfriamento.

$$dh_{ar} = \left(\frac{\dot{m}_{agua}}{\dot{m}_{ar}} \right) \cdot c_{pagua} \cdot \Delta T_{agua} \quad (\text{A.106})$$

Com a Equação (A.106) pode ser obtida a entalpia específica do ar na saída do volume diferencial através da Equação (A.107).

$$h_{ars} = h_{are} + dh_{ar} \quad (\text{A.107})$$

A entalpia específica na interface é obtida para o ar saturado a temperatura média da água no volume diferencial através da Equação (A.108). Onde T_{magua} é a temperatura média da água no volume diferencial da torre de resfriamento.

$$h_{itf} = \text{"CoolProp" função}(P_{are}, T_{magua}, UR_{ar} = 100\%) \quad (\text{A.108})$$

Apêndice B: Resultados Diagnóstico Termoeconômico e Aplicação da RNAs (Continuação)

Diagnóstico Termoeconômico Convencional

Na Tabela A.5 e Tabela A.6 são apresentados os resultados para anomalia e disfunção nos componentes e impacto no insumo. Nessa tabela os resultados são para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007). Nos resultados da Tabela A.5 e Tabela A.6 podem ser observadas a presença de anomalia em todos os componentes, ou seja, inclusive nos componentes em que não houve degradação.

Tabela A.5: Anomalia (MF) e disfunção (DF) para os componentes e impacto no insumo (ΔF_T) para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

Degradação	Componente	MF [kW]	DF [kW]	ΔF_T [kW]
Compressor e condensador	Compressor	12,619	0,020	13,194
	Condensador	3,191	2,399	
	Válvula	1,393	0,918	
	Evaporador	0,463	-0,205	
Compressor e válvula de expansão termostática	Compressor	12,334	-0,002	7,815
	Condensador	1,730	1,092	
	Válvula	-0,065	-0,611	
	Evaporador	2,531	-1,154	
Compressor e evaporador	Compressor	12,990	-0,006	16,817
	Condensador	1,074	0,812	
	Válvula	0,133	0,091	
Condensador e válvula de expansão termostática	Evaporador	7,273	-3,289	-0,498
	Compressor	-0,529	0,061	
	Condensador	2,173	0,812	
	Válvula	0,713	-0,279	
	Evaporador	2,940	-1,496	

Tabela A.6: Anomalia (MF) e disfunção (DF) para os componentes e impacto no insumo (ΔF_T) para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007) (continuação).

Degradação	Componente	MF [kW]	DF [kW]	ΔF_T [kW]
Condensador e evaporador	Compressor	-0,099	0,011	8,644
	Condensador	1,853	0,880	
	Válvula	1,105	0,422	
	Evaporador	7,648	-3,808	
Válvula de expansão termostática e evaporador	Compressor	-0,380	0,045	4,142
	Condensador	0,276	0,103	
	Válvula	-0,292	-0,571	
	Evaporador	10,530	-5,330	
Compressor, condensador e válvula de expansão termostática	Compressor	12,047	0,013	9,476
	Condensador	3,393	2,104	
	Válvula	1,041	-0,014	
	Evaporador	3,464	-1,491	
Compressor, condensador e evaporador	Compressor	12,760	0,015	19,537
	Condensador	3,026	2,271	
	Válvula	1,474	0,969	
	Evaporador	7,697	-3,248	
Compressor, válvula de expansão termostática e evaporador	Compressor	12,389	-0,005	13,694
	Condensador	1,371	0,855	
	Válvula	-0,157	-0,669	
	Evaporador	10,088	-4,411	
Condensador, válvula de expansão termostática e evaporador	Compressor	-0,423	0,049	5,831
	Condensador	1,930	0,715	
	Válvula	0,872	-0,238	
	Evaporador	10,564	-5,128	
Compressor, condensador, válvula de expansão termostática e evaporador	Compressor	12,171	0,010	15,813
	Condensador	3,200	1,975	
	Válvula	1,225	0,079	
	Evaporador	11,031	-4,523	

Na Tabela A.7 e Tabela A.8 são apresentados os resultados para anomalia e disfunção nos componentes e impacto no insumo. Nessa tabela os resultados são para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*. Nos resultados da Tabela A.7 e Tabela A.8 podem ser observadas a presença de anomalia em todos os componentes, ou seja, inclusive nos componentes em que não houve degradação.

Tabela A.7: Anomalia (*MF*) e disfunção (*DF*) para os componentes e impacto no insumo (ΔF_T) para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*.

Degradação	Componente	<i>MF</i> [kW]	<i>DF</i> [kW]	ΔF_T [kW]
Compressor e condensador	Compressor	5,585	-12,377	13,194
	Condensador	3,191	29,595	
	Válvula	0,221	2,256	
	Evaporador	0,607	5,427	
Compressor e válvula de expansão termostática	Compressor	5,433	-12,440	7,815
	Condensador	1,730	15,757	
	Válvula	-0,017	0,711	
	Evaporador	4,237	36,361	
Compressor e evaporador	Compressor	5,658	-12,520	16,817
	Condensador	1,074	10,341	
	Válvula	0,035	0,371	
Condensador e válvula de expansão termostática	Evaporador	6,945	60,647	-0,498
	Compressor	-0,177	-0,230	
	Condensador	2,173	17,592	
	Válvula	-0,065	0,237	
	Evaporador	4,784	36,551	

Tabela A.8: Anomalia (MF) e disfunção (DF) para os componentes e impacto no insumo (ΔF_T) para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo UFS (continuação).

Degradação	Componente	MF [kW]	DF [kW]	ΔF_T [kW]
Condensador e evaporador	Compressor	-0,022	-0,031	8,644
	Condensador	1,853	16,112	
	Válvula	0,171	1,630	
	Evaporador	7,390	58,477	
Válvula de expansão termostática e evaporador	Compressor	-0,169	-0,235	4,142
	Condensador	0,276	2,392	
	Válvula	-0,045	0,304	
	Evaporador	11,858	91,040	
Compressor, condensador e válvula de expansão termostática	Compressor	5,396	-13,107	9,476
	Condensador	3,393	32,304	
	Válvula	-0,088	0,150	
	Evaporador	5,017	45,349	
Compressor, condensador e evaporador	Compressor	5,579	-13,484	19,537
	Condensador	3,026	30,599	
	Válvula	0,212	2,357	
	Evaporador	7,488	69,328	
Compressor, válvula de expansão termostática e evaporador	Compressor	5,459	-13,383	13,694
	Condensador	1,371	13,633	
	Válvula	-0,056	0,325	
	Evaporador	11,953	105,833	
Condensador, válvula de expansão termostática e evaporador	Compressor	-0,196	-0,286	5,831
	Condensador	1,930	17,333	
	Válvula	-0,124	-0,342	
	Evaporador	12,445	99,658	
Compressor, condensador, válvula de expansão termostática e evaporador	Compressor	5,399	-14,270	15,813
	Condensador	3,200	33,304	
	Válvula	-0,140	-0,446	
	Evaporador	12,759	119,132	

Diagnóstico Termoeconômico com Operador Exergético

Na Tabela A.9 e Tabela A.10 são apresentados os resultados para anomalia e disfunção nos componentes e impacto no insumo. Nessa tabela os resultados são para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007). Nos resultados da Tabela A.9 e Tabela A.10 podem ser observadas a presença de anomalia intrínseca apenas nos componentes degradados. Por sua vez, a anomalia induzida e a disfunção aparecem em todos os componentes, ou seja, inclusive nos componentes em que não houve degradação.

Tabela A.9: Anomalia (MF_{int} e MF_{ind}) e disfunção (DF) para os componentes e impacto no insumo (ΔF_T) para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007).

Degradação	Componente	MF_{int} [kW]	MF_{ind} [kW]	DF [kW]	ΔF_T [kW]
Compressor e condensador	Compressor	10,032	2,587	0,020	13,194
	Condensador	-5,647E-05	3,191	2,399	
	Válvula	0,000	1,393	0,918	
	Evaporador	0,000	0,463	-0,205	
Compressor e válvula de expansão termostática	Compressor	10,032	2,301	-0,002	7,815
	Condensador	0,000	1,730	1,092	
	Válvula	-2,212	2,147	-0,611	
	Evaporador	0,000	2,531	-1,154	
Compressor e evaporador	Compressor	10,032	2,958	-0,006	16,817
	Condensador	0,000	1,074	0,812	
	Válvula	0,000	0,133	0,091	
	Evaporador	7,439E-04	7,272	-3,289	
Condensador e válvula de expansão termostática	Compressor	0,000	-0,529	0,061	-0,498
	Condensador	-2,142E-04	2,173	0,812	
	Válvula	-2,212	2,925	-0,279	
	Evaporador	0,000	2,940	-1,496	

Tabela A.10: Anomalia (MF_{int} e MF_{ind}) e disfunção (DF) para os componentes e impacto no insumo (ΔF_T) para a desagregação da exergia física proposta por Tsatsaronis (2007) (continuação).

Degradação	Componente	MF_{int} [kW]	MF_{ind} [kW]	DF [kW]	ΔF_T [kW]
Condensador e evaporador	Compressor	0,000	-0,099	0,011	8,644
	Condensador	1,055E-04	1,853	0,880	
	Válvula	0,000	1,105	0,422	
	Evaporador	1,305E-03	7,647	-3,808	
Válvula de expansão termostática e evaporador	Compressor	0,000	-0,380	0,045	4,142
	Condensador	0,000	0,276	0,103	
	Válvula	-2,228	1,937	-0,571	
	Evaporador	3,309E-04	10,530	-5,330	
Compressor, condensador e válvula de expansão termostática	Compressor	10,032	2,015	0,013	9,476
	Condensador	-5,448E-05	3,393	2,104	
	Válvula	-2,212	3,253	-0,014	
	Evaporador	0,000	3,464	-1,491	
Compressor, condensador e evaporador	Compressor	10,032	2,727	0,015	19,537
	Condensador	1,055E-04	3,026	2,271	
	Válvula	0,000	1,474	0,969	
	Evaporador	1,240E-03	7,696	-3,248	
Compressor, válvula de expansão termostática e evaporador	Compressor	10,032	2,357	-0,005	13,694
	Condensador	0,000	1,370	0,855	
	Válvula	-2,228	2,070	-0,669	
	Evaporador	1,489E-03	10,087	-4,411	
Condensador, válvula de expansão termostática e evaporador	Compressor	0,000	-0,423	0,049	5,831
	Condensador	-4,543E-05	1,930	0,715	
	Válvula	-2,212	3,084	-0,238	
	Evaporador	5,876E-04	10,563	-5,128	
Compressor, condensador, válvula de expansão termostática e evaporador	Compressor	10,032	2,138	0,010	15,813
	Condensador	-4,003E-04	3,201	1,975	
	Válvula	-2,212	3,437	0,079	
	Evaporador	3,338E-04	11,030	-4,523	

Na Tabela A.11 e Tabela A.12 são apresentados os resultados para anomalia e disfunção nos componentes e impacto no insumo. Nessa tabela os resultados são para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*. Nos resultados da Tabela A.11 e Tabela A.12 podem ser observadas a presença de anomalia intrínseca apenas nos componentes degradados. Por sua vez, a anomalia induzida e a disfunção aparecem em todos os componentes, ou seja, inclusive nos componentes em que não houve degradação.

Tabela A.11: Anomalia (MF_{int} e MF_{ind}) e disfunção (DF) para os componentes e impacto no insumo (ΔF_T) para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS*.

Degradação	Componente	MF_{int} [kW]	MF_{ind} [kW]	DF [kW]	ΔF_T [kW]
Compressor e condensador	Compressor	10,032	-4,448	-12,377	13,194
	Condensador	1,588E-04	3,191	29,595	
	Válvula	0,000	0,221	2,256	
	Evaporador	0,000	0,607	5,427	
Compressor e válvula de expansão termostática	Compressor	10,032	-4,600	-12,440	7,815
	Condensador	0,000	1,730	15,757	
	Válvula	-2,295	2,277	0,711	
	Evaporador	0,000	4,237	36,361	
Compressor e evaporador	Compressor	10,032	-4,374	-12,520	16,817
	Condensador	0,000	1,073	10,341	
	Válvula	0,000	0,035	0,371	
	Evaporador	2,160E-03	6,944	60,647	
Condensador e válvula de expansão termostática	Compressor	0,000	-0,177	-0,230	-0,498
	Condensador	4,572E-04	2,172	17,592	
	Válvula	-2,305	2,240	0,237	
	Evaporador	0,000	4,784	36,551	

Tabela A.12: Anomalia (MF_{int} e MF_{ind}) e disfunção (DF) para os componentes e impacto no insumo (ΔF_T) para a desagregação da exergia física proposta pelo Modelo *UFS* (continuação).

Degradação	Componente	MF_{int} [kW]	MF_{ind} [kW]	DF [kW]	ΔF_T [kW]
Condensador e evaporador	Compressor	0,000	-0,022	-0,031	8,644
	Condensador	-3,390E-04	1,853	16,112	
	Válvula	0,000	0,171	1,630	
	Evaporador	8,453E-04	7,389	58,477	
Válvula de expansão termostática e evaporador	Compressor	0,000	-0,169	-0,235	4,142
	Condensador	0,000	0,274	2,392	
	Válvula	-2,284	2,239	0,304	
	Evaporador	1,851E-03	11,857	91,040	
Compressor, condensador e válvula de expansão termostática	Compressor	10,032	-4,636	-13,107	9,476
	Condensador	1,164E-04	3,393	32,304	
	Válvula	-2,309	2,222	0,150	
	Evaporador	0,000	5,017	45,349	
Compressor, condensador e evaporador	Compressor	10,032	-4,454	-13,484	19,537
	Condensador	-6,184E-04	3,026	30,599	
	Válvula	0,000	0,212	2,357	
	Evaporador	1,081E-03	7,487	69,328	
Compressor, válvula de expansão termostática e evaporador	Compressor	10,032	-4,572	-13,383	13,694
	Condensador	0,000	1,373	13,633	
	Válvula	-2,288	2,232	0,325	
	Evaporador	-1,443E-03	11,952	105,833	
Condensador, válvula de expansão termostática e evaporador	Compressor	0,000	-0,196	-0,286	5,831
	Condensador	1,300E-04	1,930	17,333	
	Válvula	-2,307	2,183	-0,342	
	Evaporador	6,259E-04	12,445	99,658	
Compressor, condensador, válvula de expansão termostática e evaporador	Compressor	10,032	-4,634	-14,270	15,813
	Condensador	1,247E-03	3,199	33,304	
	Válvula	-2,311	2,171	-0,446	
	Evaporador	7,007E-04	12,758	119,132	

Obtenção dos Padrões através do Modelo do Sistema de Refrigeração

Os padrões de cada classe são obtidos conforme apresentado na Tabela A.13. O objetivo dessa tabela é reproduzir um campo operacional representativo do sistema de refrigeração.

Tabela A.13: Padrões para cada classe do problema de classificação.

Temperatura [°C]		N° de Padrões
$T_{ext} = 32$	$T_{int} = -10$ a 20 (2 em 2 °C)	16
$T_{int} = 2$	$T_{ext} = 20$ a 38 (2 em 2 °C)	10
N° Padrões (Total)		26 Padrões

Para cada classe de *teste* são simulados 3 (três) níveis de intensidade para as degradações analisadas. Portanto, cada classe dessa (*teste*) possui no total 78 (setenta e oito) padrões. Com isso, todas as classes de *teste* totalizam 1170 (mil cento e setenta) padrões. Por sua vez, a classe de referência possui no total 26 (vinte e seis) padrões. Esses padrões somados aos das classes de *teste* totalizam 1196 (mil cento e noventa e seis) padrões. Esses 1196 padrões correspondem ao número total de padrões do problema de classificação. Na Tabela A.14 é apresentado a quantidade de padrões para cada classe, e o número total de padrões para o problema de classificação.

Tabela A.14: Quantidades de padrões por classe e total para o problema de classificação.

Classe	N° de Padrões
Referência (única classe)	26
<i>Teste</i> (todas as 15 classes)	1170
N° Padrões Total	1196

Processamento dos Padrões Utilizados

Os padrões do problema de classificação foram ordenados de forma aleatória. Esse procedimento é necessário para evitar tendências associadas a ordem de apresentação desses padrões ao classificador. As grandezas operacionais (características) de cada padrão passam por um procedimento de normalização com o objetivo de ajustar seus valores para um determinado intervalo. Esse ajuste auxilia no reconhecimento da classe e evita a maior influência na classificação de grandezas operacionais com maiores intervalos. Com isso todas as grandezas operacionais foram normalizadas para terem média 0 (zero) e desvio padrão 1 (um). Na Equação (A.109) é apresentado o procedimento para a normalização das características, ou seja, das grandezas operacionais de cada padrão. Por sua vez, na Equação (A.110) é calculada a média da grandeza operacional. Onde GO é o valor da grandeza operacional; $GO^{médio}$ é o valor médio da grandeza operacional; N é o número de padrões, respectivamente. A ordenação aleatória dos padrões e a normalização de suas características contribuem para a melhoria do desempenho da classificação. Assim, os 1196 padrões aleatorizados com suas características normalizadas foram utilizados no classificador.

$$Normalização = \frac{E_n - E_n^{médio}}{\sigma E_n^{médio}} = \frac{GO - GO^{médio}}{\sigma GO^{médio}} \quad (A.109)$$

$$E_n^{médio} = \frac{(\sum_1^N E_n)}{N} \therefore GO^{médio} = \frac{(\sum_1^N GO)}{N} \quad (A.110)$$

Procedimentos para as Fases de Treinamento e Simulação

Em primeiro lugar, foi escolhido o melhor modelo da ELM que é baseado no número de neurônios da camada escondida. Para isso foram separados $2/3$ (dois terços) do número total de padrões para a fase de treinamento. O restante do número total de padrões foi utilizado na fase de simulação. Dessa forma, o número total de padrões ficou distribuído conforme apresentado na Tabela A.15. A fase de simulação consiste em utilizar o melhor modelo da ELM para classificar os restantes $1/3$ (um terço) do número total de padrões. Entretanto, após obter o classificador treinado, o mesmo pode ser utilizado para classificar outros padrões do sistema com as mesmas características.

Tabela A.15: Número de padrões para as fases de treinamento e simulação.

Fase	Fração do Total de Padrões	Nº de Padrões
Treinamento	$2/3$	797
Simulação	$1/3$	399

Para cada novo número de neurônios da camada escondida uma fase de treinamento foi realizada. Nessa fase foi realizado o treinamento e validação do classificador utilizado. Com isso, o número de padrões para a fase de treinamento foi dividido em 10 (dez) partes, ou seja, cada parte com 79 (setenta e nove) padrões. O treinamento foi realizado com 9 (nove) partes e a validação por sua vez com 1 (uma) parte. Na Tabela A.16 é apresentado a quantidade de padrões utilizados no treinamento e na validação do classificador.

Tabela A.16: Número de padrões para o treinamento e validação do classificador.

Etapa da Fase de Treinamento	Fração do Total de Padrões da Fase de Treinamento	Nº de Padrões
Treinamento	$9/10$	718
Validação	$1/10$	79

O treinamento e validação descritos no parágrafo anterior foram repetidos até que todas as 10 (dez) partes participem da validação. Esse procedimento de validação recebe o nome de validação cruzada, e seu objetivo foi avaliar a capacidade de generalização do modelo da ELM. A generalização é a capacidade do algoritmo de aprendizagem de classificar padrões que não pertencem aos padrões de treinamento. Na Figura A.10 é apresentado um fluxograma para a validação cruzada que foi utilizada na fase de treinamento do algoritmo de aprendizagem.

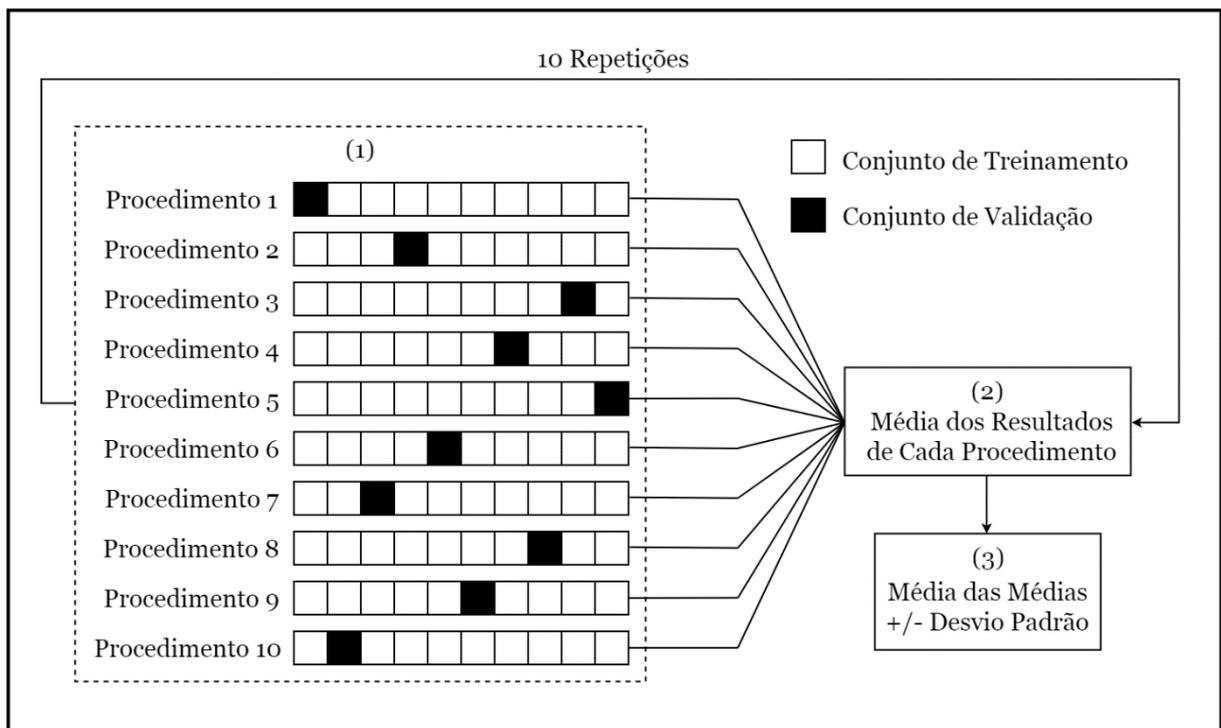


Figura A.10: Fluxograma para a validação cruzada.

O resultado de cada procedimento (Figura A.10) foi avaliado através da métrica acurácia. A acurácia é a porcentagem de classificações corretas dos padrões obtidas pelo classificador. Um valor médio para acurácia (passo 2) foi obtido para cada procedimento posteriormente as 10 (dez) repetições do mesmo (passo 1). No final, a média e o desvio padrão para acurácia dos 10 (dez) procedimentos (passo 3) foi obtida para a validação cruzada do classificador. O modelo da ELM que apresentou a maior acurácia foi então escolhido para realização da fase de simulação. Nessa fase de simulação forma realizados o treinamento e simulação do modelo do classificador escolhido na fase de treinamento. Para o treinamento da fase de simulação foram utilizados os 2/3 (dois terços) do número total de padrões. Esses padrões foram os mesmos

utilizados na fase de treinamento anterior, com a diferença que agora a validação cruzada não foi realizada. A capacidade de generalização do modelo da ELM escolhido já foi devidamente verificada na fase de treinamento realizada anteriormente. Por sua vez, na simulação do classificador foram utilizados os restantes 1/3 (um terço) do número total de padrões. Na Tabela A.17 é apresentado a quantidade de padrões utilizados no treinamento e simulação do classificador na fase de simulação.

Tabela A.17: Número de padrões para o treinamento e simulação do classificador.

Etapa da Fase de Simulação	Fração do Total de Padrões	Nº de Padrões
Treinamento	2/3	797
Simulação	1/3	399

Os resultados para o treinamento e simulação também foram avaliados através da métrica acurácia. A fase de simulação foi realizada 10 (dez) vezes, sendo obtidos a média e o desvio padrão da acurácia para o treinamento e simulação. Portanto, o classificador agora treinado foi utilizado para a detecção de degradações nos componentes do sistema de refrigeração. Nesta tese a detecção foi realizada com os restantes 1/3 (um terço) do número total de padrões. Entretanto, o classificador treinado pode ser utilizado para detecção de degradações através de dados operacionais *on-line* do sistema de refrigeração. Uma vez que sejam fornecidos padrões com a mesma caracterização. Em outras palavras, os padrões utilizados devem possuir as mesmas grandezas operacionais (características) do sistema de refrigeração utilizadas na fase de treinamento.

Definição do melhor Modelo da ELM (Classificador)

Na Tabela A.18 é apresentado a acurácia para a validação cruzada da fase de treinamento dos três experimentos. Os resultados dessa tabela são apresentados para diferentes números de neurônios na camada escondida. Em outras palavras, os resultados são apresentados para diferentes modelos da ELM (classificador). A partir de 1000 (mil) neurônios na camada escondida os modelos da ELM não apresentaram ganho significativo de desempenho. Esse fato apresentado na frase anterior foi observado para o desempenho da validação cruzada para os três experimentos realizados. Portanto, o modelo da ELM escolhido foi o de 1000 (mil) neurônios na camada escondida para os três experimentos.

Tabela A.18: Acurácia obtida na validação cruzada pelos modelos da ELM para os três experimentos.

Experimento	Número de Neurônios	Acurácia para Validação Cruzada
Primeiro	800	0,885
	900	0,967
	1000	0,988
	1100	0,989
Segundo	800	0,889
	900	0,968
	1000	0,981
	1100	0,983
Terceiro	800	0,889
	900	0,967
	1000	0,983
	1100	0,984

Padrões Utilizados na RNA (inteligência)

Tabela A.19: Padrões para a classe de referência com temperatura externa de 32 °C.

T_{int} [°C]	\dot{m}_f [kg/s]	P_{f1} [kPa]	T_{f1} [°C]	P_{f2} [kPa]	T_{f2} [°C]	P_{f3} [kPa]	T_{f3} [°C]	P_{f4} [kPa]	T_{f4} [°C]
20,000	1,008	571,440	11,837	1766,539	83,378	1764,748	39,903	577,288	4,625
18,000	0,964	548,291	10,252	1747,142	83,643	1745,484	39,210	553,884	3,312
16,000	0,918	523,723	8,888	1725,372	83,972	1723,832	38,332	529,077	1,875
14,000	0,873	497,909	7,555	1706,351	84,442	1704,907	37,466	505,116	0,437
12,000	0,829	476,087	6,068	1676,152	84,638	1674,850	36,774	480,993	-1,062
10,000	0,784	452,103	4,667	1651,362	85,127	1650,145	35,945	456,800	-2,625
8,000	0,739	428,130	3,191	1629,229	85,836	1628,142	35,203	432,627	-4,250
6,000	0,696	405,135	1,671	1609,756	86,722	1608,773	34,556	409,433	-5,875
4,000	0,655	383,093	0,080	1590,456	87,693	1589,570	33,918	387,195	-7,500
2,000	0,612	360,377	-1,523	1580,870	89,260	1580,105	33,282	364,283	-9,250
0,000	0,568	337,177	-3,165	1566,572	90,860	1565,913	32,679	340,895	-11,125
-2,000	0,530	316,591	-4,899	1552,369	92,365	1551,790	32,199	320,114	-12,875
-4,000	0,491	295,605	-6,650	1528,909	93,655	1528,409	31,506	298,938	-14,750
-6,000	0,451	274,422	-8,404	1533,580	96,165	1533,171	31,132	277,547	-16,750
-8,000	0,418	256,885	-10,205	1533,580	98,081	1533,236	30,751	259,811	-18,500
-10,000	0,383	237,896	-12,009	1524,248	99,766	1523,966	30,101	240,621	-20,500

Tabela A.20: Padrões para a classe de referência com temperatura externa de 32 °C (continuação).

T_{int} [°C]	I_{cmp}^{elet} [A]	I_{bmb}^{elet} [A]	$I_{vtl\ evp}^{elet}$ [A]	$I_{vtl\ twr}^{elet}$ [A]	T_{evp} [°C]	T_{cnd} [°C]	$DTSA$ [°C]	$DTSR$ [°C]	T_{aguae}^{cnd} [°C]
20,000	91,207	2,953	38,574	4,245	4,625	45,906	7,005	6,003	29,389
18,000	89,255	2,953	38,574	4,245	3,312	45,437	7,073	6,227	29,373
16,000	87,135	2,953	38,573	4,245	1,875	44,906	7,151	6,574	29,220
14,000	85,133	2,952	38,572	4,245	0,312	44,438	7,226	6,971	29,101
12,000	82,756	2,952	38,571	4,245	-1,062	43,687	7,339	6,913	28,931
10,000	80,518	2,952	38,570	4,245	-2,625	43,063	7,444	7,117	28,771
8,000	78,327	2,951	38,570	4,245	-4,250	42,500	7,550	7,297	28,605
6,000	76,227	2,951	38,568	4,245	-5,875	42,000	7,657	7,444	28,436
4,000	74,132	2,951	38,567	4,245	-7,500	41,500	7,768	7,582	28,274
2,000	72,157	2,950	38,566	4,245	-9,250	41,250	7,865	7,968	28,092
0,000	69,863	2,950	38,566	4,245	-11,125	40,875	7,988	8,196	27,876
-2,000	67,617	2,950	38,565	4,245	-12,875	40,500	8,114	8,301	27,709
-4,000	64,938	2,949	38,564	4,245	-14,750	39,875	8,279	8,369	27,347
-6,000	62,486	2,949	38,563	4,245	-16,750	40,000	8,384	8,868	27,276
-8,000	60,057	2,949	38,562	4,245	-18,500	40,000	8,497	9,249	27,121
-10,000	56,974	2,948	38,561	4,245	-20,500	39,750	8,660	9,649	26,765

Tabela A.21: Padrões para a classe de referência com temperatura interna de 2 °C.

T_{ext} [°C]	\dot{m}_f [kg/s]	P_{f1} [kPa]	T_{f1} [°C]	P_{f2} [kPa]	T_{f2} [°C]	P_{f3} [kPa]	T_{f3} [°C]	P_{f4} [kPa]	T_{f4} [°C]
38,000	0,608	360,332	-1,357	1639,030	91,592	1638,226	36,915	364,283	-9,250
36,000	0,614	361,938	-1,455	1597,693	89,816	1596,833	35,847	365,885	-9,125
34,000	0,612	360,346	-1,477	1576,093	89,087	1575,275	34,558	364,283	-9,250
32,000	0,611	358,754	-1,499	1547,656	88,067	1546,838	33,350	362,687	-9,375
30,000	0,613	358,761	-1,548	1519,598	86,916	1518,779	32,214	362,687	-9,375
28,000	0,611	357,179	-1,570	1496,506	86,091	1495,696	30,900	361,096	-9,500
26,000	0,609	355,601	-1,576	1482,775	85,651	1481,989	29,900	359,511	-9,625
24,000	0,610	355,612	-1,624	1464,612	84,880	1463,834	28,864	359,511	-9,625
22,000	0,607	354,046	-1,628	1460,097	84,817	1459,355	27,782	357,931	-9,750
20,000	0,607	354,072	-1,660	1469,137	85,181	1468,436	26,763	357,931	-9,750

Tabela A.22: Padrões para a classe de referência com temperatura interna de 2 °C (continuação).

T_{ext} [°C]	I_{cmp}^{elet} [A]	I_{bmb}^{elet} [A]	$I_{vtl\ evp}^{elet}$ [A]	$I_{vtl\ twr}^{elet}$ [A]	T_{evp} [°C]	T_{cnd} [°C]	$DTSA$ [°C]	$DTSR$ [°C]	T_{aguae}^{cnd} [°C]
38,000	73,653	2,954	38,566	4,150	-9,250	42,750	7,746	5,835	31,542
36,000	72,726	2,953	38,566	4,181	-9,125	41,688	7,839	5,841	30,324
34,000	72,032	2,952	38,566	4,213	-9,250	41,125	7,891	6,567	29,227
32,000	71,149	2,950	38,566	4,245	-9,375	40,375	7,965	7,025	28,069
30,000	70,388	2,949	38,566	4,277	-9,375	39,625	8,035	7,411	26,925
28,000	69,634	2,948	38,566	4,309	-9,500	39,000	8,097	8,100	25,666
26,000	69,136	2,947	38,566	4,341	-9,625	38,625	8,135	8,725	24,709
24,000	68,626	2,946	38,566	4,372	-9,625	38,125	8,181	9,261	23,657
22,000	68,386	2,944	38,566	4,405	-9,750	38,000	8,190	10,218	22,605
20,000	68,641	2,943	38,566	4,437	-9,750	38,250	8,152	11,487	21,573

Tabela A.23: Padrões para a classe de *teste* (degradação no compressor) com temperatura externa de 32 °C.

T_{int} [°C]	\dot{m}_f [kg/s]	P_{f1} [kPa]	T_{f1} [°C]	P_{f2} [kPa]	T_{f2} [°C]	P_{f3} [kPa]	T_{f3} [°C]	P_{f4} [kPa]	T_{f4} [°C]
20,000	1,002	573,857	11,514	1914,992	99,937	1913,388	38,746	579,555	4,750
18,000	0,957	550,646	10,009	1914,992	101,334	1913,553	38,125	556,082	3,437
16,000	0,911	525,984	8,739	1893,046	102,190	1891,725	37,523	531,201	2,000
14,000	0,867	503,215	7,276	1887,589	103,649	1886,394	36,924	508,194	0,625
12,000	0,823	480,185	5,852	1876,710	105,072	1875,642	36,334	484,952	-0,812
10,000	0,778	456,057	4,590	1865,876	106,759	1864,920	35,802	460,608	-2,375
8,000	0,735	433,777	3,101	1855,090	108,450	1854,243	35,271	438,117	-3,875
6,000	0,695	412,333	1,522	1844,349	110,215	1843,598	34,800	416,467	-5,375
4,000	0,650	388,288	0,050	1823,006	111,987	1822,340	34,268	392,243	-7,125
2,000	0,611	366,955	-1,577	1801,845	113,612	1801,249	33,802	370,721	-8,750
0,000	0,570	344,976	-3,223	1780,867	115,444	1780,345	33,322	348,560	-10,500
-2,000	0,529	322,547	-4,900	1760,070	117,442	1759,621	32,771	325,950	-12,375
-4,000	0,490	301,257	-6,637	1739,453	119,379	1739,063	32,272	304,477	-14,250
-6,000	0,453	281,067	-8,406	1719,014	121,213	1718,680	31,799	284,102	-16,125
-8,000	0,416	260,690	-10,188	1698,754	123,076	1698,472	31,248	263,536	-18,125
-10,000	0,384	242,650	-12,005	1678,670	124,622	1678,427	30,813	245,313	-20,000

Tabela A.24: Padrões para a classe de *teste* (degradação no compressor) com temperatura externa de 32 °C (continuação).

T_{int} [°C]	I_{cmp}^{elet} [A]	I_{bmb}^{elet} [A]	$I_{vtl\ evp}^{elet}$ [A]	$I_{vtl\ twr}^{elet}$ [A]	T_{evp} [°C]	T_{cnd} [°C]	$DTSA$ [°C]	$DTSR$ [°C]	T_{aguae}^{cnd} [°C]
20,000	119,973	2,952	38,577	4,245	4,750	49,375	6,643	10,629	29,615
18,000	118,231	2,952	38,576	4,245	3,438	49,375	6,667	11,250	29,598
16,000	115,512	2,951	38,575	4,245	2,000	48,875	6,745	11,352	29,446
14,000	113,513	2,951	38,577	4,245	0,625	48,750	6,790	11,826	29,305
12,000	111,233	2,951	38,576	4,245	-0,813	48,500	6,853	12,166	29,156
10,000	108,775	2,950	38,575	4,245	-2,375	48,250	6,924	12,448	29,002
8,000	106,370	2,950	38,576	4,245	-3,875	48,000	6,997	12,729	28,853
6,000	103,912	2,950	38,417	4,245	-5,375	47,750	7,075	12,950	28,693
4,000	100,686	2,950	38,570	4,245	-7,125	47,250	7,191	12,982	28,515
2,000	97,578	2,949	38,570	4,245	-8,750	46,750	7,307	12,948	28,340
0,000	94,179	2,949	38,571	4,245	-10,500	46,250	7,435	12,928	28,162
-2,000	90,442	2,949	38,569	4,245	-12,375	45,750	7,577	12,979	27,945
-4,000	86,559	2,948	38,568	4,245	-14,250	45,250	7,726	12,978	27,761
-6,000	82,543	2,948	38,472	4,245	-16,125	44,750	7,885	12,951	27,568
-8,000	78,156	2,948	38,562	4,245	-18,125	44,250	8,060	13,002	27,332
-10,000	73,951	2,948	38,562	4,245	-20,000	43,750	8,239	12,937	27,155

Tabela A.25: Padrões para a classe de *teste* (degradação no compressor) com temperatura interna de 2 °C.

T_{ext} [°C]	\dot{m}_f [kg/s]	P_{f1} [kPa]	T_{f1} [°C]	P_{f2} [kPa]	T_{f2} [°C]	P_{f3} [kPa]	T_{f3} [°C]	P_{f4} [kPa]	T_{f4} [°C]
38,000	0,607	360,333	-1,328	1658,763	108,413	1657,925	37,420	364,283	-9,250
36,000	0,615	363,561	-1,463	1634,124	106,913	1633,266	36,368	367,492	-9,000
34,000	0,614	361,949	-1,486	1592,878	105,238	1591,989	35,212	365,885	-9,125
32,000	0,613	360,350	-1,508	1561,827	103,995	1560,952	34,006	364,283	-9,250
30,000	0,611	358,766	-1,514	1547,656	103,519	1546,811	32,739	362,687	-9,375
28,000	0,610	357,175	-1,537	1514,959	102,163	1514,113	31,603	361,096	-9,500
26,000	0,611	357,184	-1,586	1491,918	101,065	1491,067	30,523	361,096	-9,500
24,000	0,610	355,600	-1,608	1464,612	99,935	1463,765	29,422	359,511	-9,625
22,000	0,608	354,030	-1,613	1455,592	99,676	1454,766	28,373	357,931	-9,750
20,000	0,608	354,049	-1,645	1451,098	99,444	1450,298	27,361	357,931	-9,750

Tabela A.26: Padrões para a classe de *teste* (degradação no compressor) com temperatura interna de 2 °C (continuação).

T_{ext} [°C]	I_{cmp}^{elet} [A]	I_{bmb}^{elet} [A]	$I_{vtl\ evp}^{elet}$ [A]	$I_{vtl\ twr}^{elet}$ [A]	T_{evp} [°C]	T_{cnd} [°C]	$DTSA$ [°C]	$DTSR$ [°C]	T_{aguae}^{cnd} [°C]
38,000	92,679	2,952	40,073	4,150	-9,250	43,250	7,701	5,830	31,673
36,000	92,244	2,953	39,943	4,181	-9,000	42,625	7,742	6,257	30,605
34,000	90,750	2,953	39,778	4,213	-9,125	41,563	7,846	6,351	29,426
32,000	89,566	2,954	39,617	4,245	-9,250	40,750	7,926	6,744	28,273
30,000	88,939	2,955	39,454	4,277	-9,375	40,375	7,959	7,636	27,147
28,000	87,677	2,955	39,296	4,309	-9,500	39,500	8,049	7,897	26,036
26,000	86,883	2,956	39,175	4,341	-9,500	38,875	8,107	8,352	24,950
24,000	85,783	2,956	38,858	4,372	-9,625	38,125	8,187	8,703	23,889
22,000	85,324	2,957	38,709	4,405	-9,750	37,875	8,211	9,502	22,859
20,000	85,165	2,958	38,564	4,437	-9,750	37,750	8,215	10,389	21,866

Tabela A.27: Padrões para a classe de *teste* (degradação no condensador) com temperatura externa de 32 °C.

T_{int} [°C]	\dot{m}_f [kg/s]	P_{f1} [kPa]	T_{f1} [°C]	P_{f2} [kPa]	T_{f2} [°C]	P_{f3} [kPa]	T_{f3} [°C]	P_{f4} [kPa]	T_{f4} [°C]
20,000	1,001	576,163	11,514	1998,969	90,267	1997,560	39,311	581,828	4,875
18,000	0,957	552,870	10,010	1987,617	90,958	1986,325	38,791	558,286	3,563
16,000	0,911	529,230	8,598	1987,617	92,119	1986,455	38,099	534,398	2,187
14,000	0,865	505,315	7,288	1976,314	93,053	1975,277	37,453	510,254	0,750
12,000	0,822	482,219	5,870	1953,849	93,686	1952,901	36,903	486,941	-0,687
10,000	0,778	458,976	4,494	1942,688	94,806	1941,849	36,292	463,480	-2,188
8,000	0,734	435,654	3,098	1931,575	96,053	1930,823	35,807	439,959	-3,750
6,000	0,694	414,137	1,530	1909,488	96,907	1908,808	35,307	418,239	-5,250
4,000	0,650	390,015	0,030	1887,589	98,065	1886,995	34,698	393,937	-7,000
2,000	0,610	368,610	-1,571	1865,876	99,116	1865,344	34,217	372,344	-8,625
0,000	0,570	346,552	-3,226	1833,654	99,934	1833,180	33,636	350,109	-10,375
-2,000	0,529	324,045	-4,898	1812,403	101,230	1811,995	33,057	327,422	-12,250
-4,000	0,490	302,678	-6,625	1791,333	102,463	1790,984	32,570	305,874	-14,125
-6,000	0,453	282,416	-8,395	1770,446	103,612	1770,143	32,011	285,426	-16,000
-8,000	0,416	261,964	-10,191	1749,739	104,762	1749,484	31,441	264,787	-18,000
-10,000	0,382	242,675	-11,994	1729,211	105,762	1728,997	30,939	245,313	-20,000

Tabela A.28: Padrões para a classe de *teste* (degradação no condensador) com temperatura externa de 32 °C (continuação).

T_{int} [°C]	I_{cmp}^{elet} [A]	I_{bmb}^{elet} [A]	$I_{vtl\ evp}^{elet}$ [A]	$I_{vtl\ twr}^{elet}$ [A]	T_{evp} [°C]	T_{cnd} [°C]	$DTSA$ [°C]	$DTSR$ [°C]	T_{aguae}^{cnd} [°C]
20,000	98,687	3,098	38,579	4,245	4,875	51,250	6,472	11,939	29,829
18,000	96,916	3,097	38,578	4,245	3,563	51,000	6,522	12,209	29,813
16,000	95,426	3,097	38,578	4,245	2,187	51,000	6,553	12,901	29,650
14,000	93,530	3,096	38,580	4,245	0,750	50,750	6,611	13,297	29,492
12,000	91,315	3,096	38,578	4,245	-0,687	50,250	6,696	13,347	29,336
10,000	89,333	3,095	38,578	4,245	-2,187	50,000	6,765	13,708	29,147
8,000	87,239	3,094	38,578	4,245	-3,750	49,750	6,841	13,943	28,996
6,000	84,893	3,094	38,419	4,245	-5,250	49,250	6,941	13,943	28,833
4,000	82,191	3,093	38,570	4,245	-7,000	48,750	7,055	14,052	28,622
2,000	79,584	3,093	38,571	4,245	-8,625	48,250	7,171	14,033	28,455
0,000	76,527	3,092	38,572	4,245	-10,375	47,500	7,319	13,864	28,235
-2,000	73,408	3,091	38,570	4,245	-12,250	47,000	7,459	13,943	28,017
-4,000	70,171	3,091	38,569	4,245	-14,125	46,500	7,608	13,930	27,836
-6,000	66,836	3,090	38,473	4,245	-16,000	46,000	7,765	13,989	27,600
-8,000	63,206	3,090	38,562	4,245	-18,000	45,500	7,940	14,059	27,371
-10,000	59,510	3,089	38,562	4,245	-20,000	45,000	8,126	14,061	27,156

Tabela A.29: Padrões para a classe de *teste* (degradação no condensador) com temperatura interna de 2 °C.

T_{ext} [°C]	\dot{m}_f [kg/s]	P_{f1} [kPa]	T_{f1} [°C]	P_{f2} [kPa]	T_{f2} [°C]	P_{f3} [kPa]	T_{f3} [°C]	P_{f4} [kPa]	T_{f4} [°C]
38,000	0,609	361,946	-1,333	1683,675	93,168	1682,890	37,787	365,885	-9,125
36,000	0,614	363,562	-1,430	1653,813	91,860	1653,008	36,782	367,492	-9,000
34,000	0,612	361,961	-1,454	1624,344	90,852	1623,548	35,488	365,885	-9,125
32,000	0,614	361,969	-1,517	1595,265	89,696	1594,458	34,392	365,885	-9,125
30,000	0,613	360,368	-1,540	1561,827	88,493	1561,021	33,183	364,283	-9,250
28,000	0,611	358,781	-1,547	1547,656	88,050	1546,865	32,054	362,687	-9,375
26,000	0,610	357,192	-1,569	1519,598	87,036	1518,813	30,943	361,096	-9,500
24,000	0,610	357,209	-1,601	1510,330	86,644	1509,557	29,900	361,096	-9,500
22,000	0,611	357,229	-1,650	1505,711	86,441	1504,964	28,879	361,096	-9,500
20,000	0,607	355,663	-1,638	1514,959	86,948	1514,257	27,868	359,511	-9,625

Tabela A.30: Padrões para a classe de *teste* (degradação no condensador) com temperatura interna de 2 °C (continuação).

T_{ext} [°C]	I_{cmp}^{elet} [A]	I_{bmb}^{elet} [A]	$I_{vtl\ evp}^{elet}$ [A]	$I_{vtl\ twr}^{elet}$ [A]	T_{evp} [°C]	T_{cnd} [°C]	$DTSA$ [°C]	$DTSR$ [°C]	T_{aguae}^{cnd} [°C]
38,000	73,653	3,098	40,073	4,150	-9,125	43,875	7,636	6,088	31,773
36,000	72,726	3,097	39,943	4,181	-9,000	43,125	7,695	6,343	30,704
34,000	72,032	3,097	39,778	4,213	-9,125	42,375	7,764	6,887	29,505
32,000	71,149	3,097	39,617	4,245	-9,125	41,625	7,831	7,233	28,387
30,000	70,388	3,097	39,454	4,277	-9,250	40,750	7,917	7,567	27,242
28,000	69,634	3,096	39,296	4,309	-9,375	40,375	7,952	8,321	26,148
26,000	69,136	3,096	39,175	4,341	-9,500	39,625	8,028	8,682	25,076
24,000	68,626	3,095	38,858	4,372	-9,500	39,375	8,046	9,475	24,046
22,000	68,386	3,095	38,709	4,405	-9,500	39,250	8,050	10,371	23,041
20,000	68,641	3,094	38,564	4,437	-9,625	39,500	8,018	11,632	22,041

Tabela A.31: Padrões para a classe de *teste* (degradação na válvula de expansão termostática) com temperatura externa de 32 °C.

T_{int} [°C]	\dot{m}_f [kg/s]	P_{f1} [kPa]	T_{f1} [°C]	P_{f2} [kPa]	T_{f2} [°C]	P_{f3} [kPa]	T_{f3} [°C]	P_{f4} [kPa]	T_{f4} [°C]
20,000	0,929	542,850	13,526	1909,488	93,052	1908,213	37,148	630,681	3,000
18,000	0,881	517,395	12,072	1898,515	93,887	1897,379	36,600	601,158	1,500
16,000	0,836	492,854	10,554	1887,589	94,801	1886,565	36,047	572,686	0,000
14,000	0,792	469,205	8,987	1876,710	95,797	1875,798	35,544	545,243	-1,500
12,000	0,748	446,442	7,375	1887,589	97,610	1886,790	35,024	518,803	-3,000
10,000	0,700	420,910	5,785	1887,589	99,384	1886,903	34,488	489,195	-4,750
8,000	0,661	399,953	4,080	1876,710	100,580	1876,105	34,007	464,850	-6,250
6,000	0,618	376,485	2,406	1865,876	102,069	1865,345	33,538	437,621	-8,000
4,000	0,576	354,094	0,689	1865,876	103,925	1865,423	33,054	411,620	-9,750
2,000	0,537	332,739	-1,055	1865,876	105,723	1865,492	32,554	386,811	-11,500
0,000	0,499	312,380	-2,808	1855,090	107,080	1854,756	32,068	363,159	-13,250
-2,000	0,464	292,998	-4,589	1855,090	108,663	1854,808	31,612	340,627	-15,000
-4,000	0,425	271,978	-6,356	1855,090	110,287	1854,857	31,106	316,202	-17,000
-6,000	0,394	254,571	-8,163	1855,090	111,507	1854,895	30,611	295,953	-18,750
-8,000	0,360	235,730	-9,963	1855,090	112,487	1854,931	29,965	274,046	-20,750
-10,000	0,333	220,153	-11,793	1855,090	112,495	1854,958	29,660	255,921	-22,500

Tabela A.32: Padrões para a classe de *teste* (degradação na válvula de expansão termostática) com temperatura externa de 32 °C (continuação).

T_{int} [°C]	I_{cmp}^{elet} [A]	I_{bmb}^{elet} [A]	$I_{vtl\ evp}^{elet}$ [A]	$I_{vtl\ twr}^{elet}$ [A]	T_{evp} [°C]	T_{cnd} [°C]	$DTSA$ [°C]	$DTSR$ [°C]	T_{aguae}^{cnd} [°C]
20,000	93,970	2,953	38,736	4,245	3,000	49,250	10,622	12,102	29,274
18,000	92,064	2,952	38,760	4,245	1,500	49,000	10,617	12,400	29,231
16,000	90,171	2,952	38,750	4,245	0,000	48,750	10,616	12,703	29,076
14,000	88,274	2,952	38,743	4,245	-1,500	48,500	10,620	12,956	28,923
12,000	86,951	2,952	38,733	4,245	-3,000	48,750	10,585	13,726	28,768
10,000	84,963	2,951	38,688	4,245	-4,750	48,750	10,577	14,262	28,589
8,000	82,899	2,951	38,717	4,245	-6,250	48,500	10,597	14,493	28,418
6,000	80,431	2,951	38,547	4,245	-8,000	48,250	10,622	14,712	28,243
4,000	78,032	2,950	38,545	4,245	-9,750	48,250	10,634	15,196	28,063
2,000	75,424	2,950	38,663	4,245	-11,500	48,250	10,652	15,696	27,871
0,000	72,464	2,950	38,661	4,245	-13,250	48,000	10,698	15,932	27,678
-2,000	69,485	2,950	38,657	4,245	-15,000	48,000	10,732	16,388	27,492
-4,000	65,888	2,949	38,653	4,245	-17,000	48,000	10,780	16,894	27,268
-6,000	62,597	2,949	38,555	4,245	-18,750	48,000	10,833	17,389	27,057
-8,000	58,619	2,949	38,552	4,245	-20,750	48,000	10,904	18,035	26,696
-10,000	54,714	2,949	38,551	4,245	-22,500	48,000	10,981	18,340	26,654

Tabela A.33: Padrões para a classe de *teste* (degradação na válvula de expansão termostática) com temperatura interna de 2 °C.

T_{ext} [°C]	\dot{m}_f [kg/s]	P_{f1} [kPa]	T_{f1} [°C]	P_{f2} [kPa]	T_{f2} [°C]	P_{f3} [kPa]	T_{f3} [°C]	P_{f4} [kPa]	T_{f4} [°C]
38,000	0,535	323,619	-0,952	1600,085	97,017	1599,420	36,018	376,535	-12,250
36,000	0,542	326,566	-1,017	1580,870	95,897	1561,127	35,001	379,937	-12,000
34,000	0,539	323,599	-1,041	1524,248	93,922	1523,550	33,713	376,535	-12,250
32,000	0,536	320,663	-1,049	1487,341	92,660	1486,638	32,464	373,156	-12,500
30,000	0,539	320,647	-1,080	1444,394	90,807	1443,639	31,370	373,156	-12,500
28,000	0,535	317,731	-1,101	1408,928	89,537	1408,174	30,147	369,801	-12,750
26,000	0,538	317,715	-1,133	1367,635	87,684	1366,859	29,118	369,801	-12,750
24,000	0,534	314,821	-1,154	1333,575	86,401	1332,796	27,769	366,468	-13,000
22,000	0,536	314,814	-1,170	1308,444	85,241	1307,647	26,883	366,468	-13,000
20,000	0,537	314,816	-1,201	1291,886	84,461	1291,101	25,791	366,468	-13,000

Tabela A.34: Padrões para a classe de *teste* (degradação na válvula de expansão termostática) com temperatura interna de 2 °C (continuação).

T_{ext} [°C]	I_{cmp}^{elet} [A]	I_{bmb}^{elet} [A]	$I_{vtl\ evp}^{elet}$ [A]	$I_{vtl\ twr}^{elet}$ [A]	T_{evp} [°C]	T_{cnd} [°C]	$DTSA$ [°C]	$DTSR$ [°C]	T_{aguae}^{cnd} [°C]
38,000	69,386	2,953	40,073	4,150	-12,250	41,750	11,273	5,732	31,324
36,000	69,244	2,957	39,943	4,181	-12,000	40,750	11,351	5,749	30,192
34,000	67,644	2,954	39,778	4,213	-12,250	39,750	11,453	6,037	28,958
32,000	66,487	2,955	39,617	4,245	-12,500	38,750	11,549	6,286	27,744
30,000	65,406	2,956	39,454	4,277	-12,500	37,563	11,666	6,193	26,577
28,000	64,247	2,957	39,296	4,309	-12,750	36,563	11,768	6,416	25,387
26,000	63,142	2,957	39,175	4,341	-12,750	35,375	11,894	6,257	24,253
24,000	61,987	2,958	38,858	4,372	-13,000	34,375	12,001	6,606	22,961
22,000	61,283	2,959	38,709	4,405	-13,000	33,625	12,083	6,742	22,038
20,000	60,812	2,960	38,564	4,437	-13,000	33,125	12,134	7,334	20,993

Tabela A.35: Padrões para a classe de *teste* (degradação no evaporador) com temperatura externa de 32 °C.

T_{int} [°C]	\dot{m}_f [kg/s]	P_{f1} [kPa]	T_{f1} [°C]	P_{f2} [kPa]	T_{f2} [°C]	P_{f3} [kPa]	T_{f3} [°C]	P_{f4} [kPa]	T_{f4} [°C]
20,000	0,999	571,641	11,280	1909,488	87,735	1908,033	37,894	577,288	4,625
18,000	0,954	548,479	9,851	1898,515	88,388	1897,180	37,420	553,884	3,312
16,000	0,907	523,906	8,602	1898,515	89,555	1897,335	36,758	529,077	1,875
14,000	0,863	501,203	7,199	1898,515	90,753	1897,453	36,255	506,140	0,500
12,000	0,819	478,251	5,825	1887,589	91,725	1886,630	35,716	482,970	-0,938
10,000	0,777	456,106	4,349	1876,710	92,766	1875,854	35,223	460,608	-2,375
8,000	0,735	433,820	2,909	1865,876	93,934	1865,107	34,769	438,117	-3,875
6,000	0,691	410,595	1,482	1855,090	95,294	1854,418	34,237	414,700	-5,500
4,000	0,650	388,324	-0,078	1833,654	96,326	1833,052	33,766	392,243	-7,125
2,000	0,610	366,988	-1,667	1812,403	97,389	1811,863	33,308	370,721	-8,750
0,000	0,567	343,456	-3,245	1791,333	98,739	1790,869	32,745	347,017	-10,625
-2,000	0,529	322,571	-4,946	1770,446	99,932	1770,036	32,306	325,950	-12,375
-4,000	0,490	301,276	-6,690	1739,453	100,864	1739,098	31,641	304,477	-14,250
-6,000	0,451	279,762	-8,438	1719,014	102,197	1718,708	31,301	282,781	-16,250
-8,000	0,416	260,701	-10,229	1698,754	103,305	1698,493	30,847	263,536	-18,125
-10,000	0,381	240,305	-12,033	1658,763	103,896	1658,538	30,146	242,958	-20,250

Tabela A.36: Padrões para a classe de *teste* (degradação no evaporador) com temperatura externa de 32 °C (continuação).

T_{int} [°C]	I_{cmp}^{elet} [A]	I_{bmb}^{elet} [A]	$I_{vtl\ evp}^{elet}$ [A]	$I_{vtl\ twr}^{elet}$ [A]	T_{evp} [°C]	T_{cnd} [°C]	$DTSA$ [°C]	$DTSR$ [°C]	T_{aguae}^{cnd} [°C]
20,000	95,677	2,952	74,324	4,245	4,625	49,250	6,650	11,356	29,424
18,000	93,950	2,952	74,322	4,245	3,312	49,000	6,699	11,580	29,416
16,000	92,444	2,952	74,321	4,245	1,875	49,000	6,730	12,242	29,262
14,000	91,002	2,952	74,325	4,245	0,500	49,000	6,765	12,745	29,143
12,000	89,167	2,951	74,253	4,245	-0,938	48,750	6,828	13,034	28,986
10,000	87,322	2,951	74,256	4,245	-2,375	48,500	6,896	13,277	28,823
8,000	85,383	2,950	74,327	4,245	-3,875	48,250	6,970	13,481	28,671
6,000	83,255	2,950	73,948	4,245	-5,500	48,000	7,053	13,763	28,497
4,000	80,801	2,950	74,240	4,245	-7,125	47,500	7,164	13,734	28,324
2,000	78,292	2,950	74,173	4,245	-8,750	47,000	7,280	13,692	28,153
0,000	75,378	2,950	74,239	4,245	-10,625	46,500	7,414	13,755	27,933
-2,000	72,531	2,949	74,237	4,245	-12,375	46,000	7,550	13,694	27,767
-4,000	69,247	2,949	74,168	4,245	-14,250	45,250	7,721	13,609	27,407
-6,000	65,832	2,949	73,980	4,245	-16,250	44,750	7,888	13,449	27,355
-8,000	62,525	2,948	74,087	4,245	-18,125	44,250	8,057	13,403	27,171
-10,000	58,581	2,948	74,153	4,245	-20,250	43,250	8,299	13,104	26,784

Tabela A.37: Padrões para a classe de *teste* (degradação no evaporador) com temperatura interna de 2 °C.

T_{ext} [°C]	\dot{m}_f [kg/s]	P_{f1} [kPa]	T_{f1} [°C]	P_{f2} [kPa]	T_{f2} [°C]	P_{f3} [kPa]	T_{f3} [°C]	P_{f4} [kPa]	T_{f4} [°C]
38,000	0,608	360,351	-1,415	1643,947	91,783	1643,151	36,871	364,283	-9,250
36,000	0,611	360,345	-1,477	1595,265	89,861	1594,429	35,808	364,283	-9,250
34,000	0,612	360,361	-1,539	1576,093	89,087	1575,275	34,558	364,283	-9,250
32,000	0,612	358,762	-1,564	1533,580	87,499	1532,741	33,282	362,687	-9,375
30,000	0,610	357,175	-1,586	1510,330	86,675	1509,495	32,212	361,096	-9,500
28,000	0,609	355,594	-1,591	1487,341	85,855	1486,520	31,051	359,511	-9,625
26,000	0,610	355,605	-1,657	1464,612	84,896	1463,796	29,955	359,511	-9,625
24,000	0,609	354,026	-1,680	1433,223	83,699	1432,399	28,717	357,931	-9,750
22,000	0,606	352,462	-1,666	1428,780	83,637	1427,992	27,758	356,356	-9,875
20,000	0,607	352,482	-1,717	1424,347	83,434	1423,586	26,730	356,356	-9,875

Tabela A.38: Padrões para a classe de *teste* (degradação no evaporador) com temperatura interna de 2 °C (continuação).

T_{ext} [°C]	I_{cmp}^{elet} [A]	I_{bmb}^{elet} [A]	$I_{vtl\ evp}^{elet}$ [A]	$I_{vtl\ twr}^{elet}$ [A]	T_{evp} [°C]	T_{cnd} [°C]	$DTSA$ [°C]	$DTSR$ [°C]	T_{aguae}^{cnd} [°C]
38,000	73,776	2,952	77,063	4,150	-9,250	42,875	7,733	6,004	31,539
36,000	72,535	2,953	76,810	4,181	-9,250	41,625	7,851	5,817	30,317
34,000	72,032	2,954	76,495	4,213	-9,250	41,125	7,891	6,567	29,226
32,000	70,770	2,954	76,185	4,245	-9,375	40,000	8,005	6,718	27,921
30,000	70,015	2,955	75,871	4,277	-9,500	39,375	8,068	7,163	26,911
28,000	69,264	2,956	75,566	4,309	-9,625	38,750	8,132	7,699	25,796
26,000	68,626	2,956	75,336	4,341	-9,625	38,125	8,192	8,170	24,709
24,000	67,621	2,957	74,724	4,372	-9,750	37,250	8,286	8,533	23,471
22,000	67,384	2,958	74,438	4,405	-9,875	37,125	8,296	9,367	22,573
20,000	67,257	2,958	74,159	4,437	-9,875	37,000	8,301	10,270	21,543

REFERÊNCIAS

- Abdelaziz et al. (2011). A review on energy saving strategies in industrial sector. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 15, pp. 150 - 168.
- Ahmed et al. (2015). Automotive Internal-Combustion-Engine Fault Detection and Classification Using Artificial Neural Network Techniques. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 64, No 1, pp. 1-13.
- Alpina. (2018, 06 06). *Aplina Torre de Resfriamento*. Retrieved from Alpina Equipamentos: <http://www.alpinaequipamentos.com.br>
- Apema. (2018, 06 06). *Apema*. Retrieved from Apema - A Marca do Trocador de Calor: <http://www.apema.com.br/>
- Arena e Borchiellini. (1999). Application of different productive structures for thermoeconomic diagnosis of a combined cycle power plant. *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 38, N° 7, pp. 601 - 612.
- Ashrae. (1999). *Research Project 1275, "Evaluation and Assessment of Fault Detection And Diagnostic Methods for Centrifugal Chillers- Phase II, - Systems and Applications*. USA: American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers.
- Ashrae. (2008). Handbook – 2008 HVAC Systems and. *Ashrae*, 250.
- Bailey. (1998). *The Design and Viability of a Probabilistic Fault Detection and*. Colorado: Ph.D. Thesis School of Civil Engineering, University of Colorado.
- Bailey e Kreider. (2003). Creating an automated chiller fault detection and diagnostics tool using a data fault library. *ISA Transactions*, Vol. 42, 485-495.
- Beghi et al. (2016). Data-driven Fault Detection and Diagnosis for HVAC water chillers. *Control Engineering Practice*, Vol. 53, 79-91.
- Bejan. (2006). *Advanced Engineering Thermodynamics*. New York: John Wiley & Sons, 3rd edition, .
- Bell e Mueller. (2006). *Wolverine Engineering Data Book II*. USA: Wolverine Tube.
- Bell et al. (2014). Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. *Industrial & Engineering*.
- BEN. (2016, Setembro 30). *Balanco Nacional Energético*. Retrieved from Balanco Nacional Energético: <https://ben.epe.gov.br/default2016.aspx>

- Beshr et al. (2016). Steady State Modeling of Advanced Vapor Compression Systems. *16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, July 11-14, 2016.
- Bitzer. (2018, Junho 06). *Bitzer*. Retrieved from Bitzer: <<https://www.bitzer.de/br/pt/>>
- Blanco et al. (2012). Steady state vapor compression refrigeration cycle simulation for a monovalent inverter-driven water-to-water heat pump with a desuperheater for low energy houses. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 35, pp. 1833 - 1847.
- Blanco et al. (2016). Steady state vapor compression refrigeration cycle simulation for a monovalent inverter-driven water-to-water heat pump with a desuperheater for low energy houses. *International Journal of Refrigeration*, Vol.35, pp.1833 – 1847.
- Bonilla et al. (2015). Switching moving boundary models for two-phase flow evaporators and condensers. *Commun Nonlinear Sci Numer Simulat*, Vol. 20, pp. 743 - 768.
- Breuker e Braun. (1998). Evaluating the Performance of a Fault Detection and Diagnostic System for Vapor Compression Equipment. *International Journal of Heating, Ventilating, and Air Conditioning and Refrigerating Research*, Vol. 4, n° 4, 401-425.
- Cai et al. (2014). Multi-source information fusion based fault diagnosis of ground-source heat pump using Bayesian network. *Applied Energy*, Vol. 114, pp.1-9.
- Churchill, S. W. (1977). Friction Factor Equations Spans all Fluid Flow Regimes. *Chemical Engineering*, Vol. 84. 91-102.
- D'Accadia e Rossi. (1998). Thermo-economic Analysis and Diagnosis of a Refrigeration Plant. *Energy Conversion and Management*, Vol. 39, No. 12, pp. 1223-1232.
- Danfoss. (2018, 06 06). *Danfoss Brasil*. Retrieved from Danfoss: <http://www.danfoss.com.br/home/#/>
- Dehaghani e Ahmadikia. (2017). Retrofit of a wet cooling tower in order to reduce water and fan power consumption using a wet/dry approach. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 125, pp. 1002 - 1014.
- Dinçer e Kanoğlu. (2010). *Refrigeration Systems and Applications*. John Wiley & Sons, Ltd.
- Ding. (2007). Recent developments in simulation techniques for vapour-compression refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 30, pp. 1119 - 1133.
- Duprez et al. (2007). Modelling of reciprocating and scroll compressors. *International Journal of Refrigeration* , Vol. 30, pp. 873 - 886.
- Eames et al. (2014). Modelling thermostatic expansion valves. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 38, pp. 189 - 197.

- Eames et al. (2014). Modelling thermostatic expansion valves. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 38, pp. 189 - 197.
- Ebm-papst. (2018, 06 06). *Motores Ventiladores Ltda*. Retrieved from Ebm-papst: www.ebmpapst.com.br
- Ertunc e Hosoz. (2006). Artificial neural network analysis of a refrigeration system with an evaporative condenser. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, pp. 627-635.
- Frangopoulos. (1987). Thermo-Economic Functional Analysis and Optimization. *Energy*, Vol. 12 (Nº7), pp. 563-571.
- Grundfos. (2018, 06 06). *Bombas Grundfos*. Retrieved from Bombas Grundfos do Brasil Ltda: www.grundfos.com - www.grundfos.com.br
- Hagan et al. (2002). *Neural Network Design*. Colorado: 2nd Ed. University of Colorado.
- Halm-Owoo e Suen. (2002). Applications of fault detection and diagnostic techniques for refrigeration and air conditioning: a review of basic principles. *Proc Instn Mech Engrs Vol 216 Part E: J Process Mechanical Engineering*, Vol. 2016, 121-132.
- Han et al. (2011). Important sensors for chiller fault detection and diagnosis (FDD) from the perspective of feature selection and machine learning. *International Journal Refrigeration*, Vol. 34, pp. 586 - 599.
- Haykin. (1994). *Neural Networks: A Comprehensive Foundation*. Macmillan,. New York: Macmillan.
- Heidarinejad et al. (2009). Numerical simulation of counter-flow wet-cooling towers. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 32, pp. 996 - 1002.
- Henry et al. (2010). *Fault Detection and Diagnosis for Aeronautic and Aerospace Missions*. Berlin: Springer.
- Horta. (2015). *Aplicação De Máquinas De Aprendizado Extremo Ao Problema De Aprendizado Ativo*. 87 f. Tese (Doutorado). Escola de Engenharia. Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte.
- Howard e Wang. (2018). A comparison of the effect of empirical and physical modeling approaches to extrapolation capability of compressor models by uncertainty analysis: A case study with common semi-empirical compressor mass flow rate models. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 86, pp. 331 - 343.
- Huang. (2018, 08 31). *Extreme Learning Machines*. Retrieved from Basic ELM Algorithms: http://www.ntu.edu.sg/home/egbhuang/elm_codes.html
- Huang et al. (2006). Extreme Learning Machine: Theory And Applications. *Neurocomputing*, Vol. 70, pp. 489–501.

- Isermann, R. (2005). Model-based fault-detection and diagnosis – status and applications. *Annual Reviews in Control*, Vol. 29, 71-85.
- Jankovi et al. (2016). Steady-State Numerical Simulation Of A Vapor Compression Heat Pump System As An Effective Method To Predict Its Performance. *16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 11-14, 2016*.
- Joshi et al. (2016). Experimental analysis of Thermostatic expansion valve, Constant expansion device & Cap tube on vapour compression refrigeration system . *International Journal of Scientific Engineering and Applied Science (IJSEAS)* , Vol. 2, Ed. 6, ISSN: 2395-3470.
- Kakaç e Liu. (2002). *Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design*. Boca Raton: CRC Press.
- Katipamula e Brambley. (2005a). Methods for Fault Detection, Diagnostics, and Prognostics for Building Systems-A Review, Part I. *HVAC&R Research*, Vol. 11, No. 1, pp. 1-24.
- Katipamula e Brambley. (2005b). Methods for Fault Detection, Diagnostics, and Prognostics for Building Systems-A Review, Part II. *HVAC&R Research*, Vol. 11, No. 2 pp. 25-43.
- Keir e Alleyne. (2006). Dynamic Model-Based Fault Detection and Diagnosis Residual Considerations for Vapor Compression Systems. *Proceedings of the 2006 American Control Conference Minneapolis, Minnesota, USA, June 14-16*.
- Kim e Kim. (2005). Performance investigation of a variable speed vapor compression system for fault detection and diagnosis. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, 481-488.
- Kloppers e Kroger. (2005). Cooling Tower Performance Evaluation: Merkel, Poppe, and e-NTU Methods of Analysis. *J. Eng. Gas Turbines Power* , Vol. 127, N. 1, pp. 1-7.
- Kocyigit. (2015). Fault and sensor error diagnostic strategies for a vapor compression refrigeration system by using fuzzy inference systems and artificial neural network. *Intenational Journal of Refrigeration*, Vol. 50, pp.69-79.
- Koury et al. (2001). Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 24, pp. 192-200.
- Lankley. (2003). *Air Conditioning and Refrigeration Troubleshooting Handbook*. New Jersey 2nd ed: Pearson Education, Prentice Hall ISBN 0-13-578741-6.
- Lazzaretto e Toffolo. (2006). A critical review of the thermoeconomic diagnosis methodologies for the location of the causes of malfunctions in energy systems. *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 128, N° 4, pp. 335-342.

- Li. (2013). Simplified steady-state modeling for variable speed compressor. *Applied Thermal Engineering*, Vol 50, pp. 318 - 326.
- Li e Braun. (2008). A method for modeling adjustable throat-area expansion valves using manufacturer's rating data. *HVAC&R Research*, Vol. 14, No. 4, pp. 581 - 595.
- Li et al. (2016). Fault detection and diagnosis for building cooling system with a tree-structured learning method Fault detection and diagnosis for building cooling system with a tree-structured learning method. *Energy and Buildings*, Vol. 127, pp. 540-551.
- Liao e Chuah. (2016). Exergy and Thermo-economic Analysis for an Underground Train Station Air-Conditioning Cooling System. *Entropy*, Vol.18, No. 86, pp.1 - 20.
- Lorenzini et al. (2010). Laminar, Transitional and Turbulent Friction Factors for Gas Flows in Smooth and Rough Microtubes. *International Journal of Thermal Sciences* , Vol. 49, N. 2, pp. 248-255.
- Lourenço et al. (2015). Application of an alternative thermo-economic approach to a two-stage vapour compression refrigeration cascade cycle. *J Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.*, Vol. 37, pp. 903–913.
- Luger. (2004). *Inteligência Artificial. Estruturas e Estratégias para a Solução de Problemas Complexos*. Porto Alegre: 4ª ed. : Bookman p. 23. 774 páginas. ISBN 85-363-0396-4.
- Massaffeli. (1991). *Análise de Resfriamento de Instalações Frigoríficas para Carne*. Itajubá: IEM EFEI Escola Federal de Engenharia de Itajubá .
- Mathworks. (2013, Junho 06). *Mathworks*. Retrieved from Mathworks: <<http://www.mathworks.com/products/matlab/>>
- McQuay. (2018, 06 06). *McQuay Evaporadores*. Retrieved from McQuay Evaporadores: <http://www.mcquay.com.hk/>
- McQuiston e Parker. (1994). *Heating, Ventilating and Air Conditioning – Analysis*. New York: John Wiley & Sond, 4ª ed.
- Mendes et al. (2016). Diagnóstico Termodinâmico em um Sistema de Refrigeração por Compressão Mecânica de Vapor Utilizando Modelos e Técnicas de Inteligência Computacionais. *Anais do SIMMEC 2016 ABMEC XII Simpósio de Mecânica Computacional 23 a 25 de maio, Diamantina, MG, Brasil*.
- Mendes, T. (2012). *Diagnóstico Termodinâmico Aplicado a um Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor*. Itajubá-MG: Dissertação Mestrado Unifei.
- Molinaroli et al. (2017). A semi-empirical model for hermetic rolling piston compressors. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 79, pp. 226 - 237.

- Mukherjee et al. (2014). Development of Mathematical Model of Chiller System Considering Heat as well as Pressure Losses. *MIT International Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 4, No. 2, pp. 115-119.
- Negrão et al. (2011). A semi-empirical model for the unsteady-state simulation of reciprocating compressors for household refrigeration applications. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 1114 - 1124.
- Ojer. (1999). *Manual de Climatización Tomo 1: Transformaciones Sicrométricas*. México: Servicio de Publicaciones.
- Oliveira. (2012). Estudo de materiais alternativos para o enchimento de torres de resfriamento. *Tese de Doutorado*, 200pg.
- Omer. (2008). Energy, environment and sustainable development. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 12, pp. 2265–2300.
- Ommen et al. (2017). Two Thermo-economic Diagnosis Methods Applied to Representative Operating Data of a Commercial Transcritical Refrigeration Plant. *Entropy*, Vol. 19, No.69, pp. 1 - 21.
- Pacheco-Ibarra. (2011). *Metodologías de diagnóstico termo-económico de sistemas energéticos (Diagnóstico de plantas de potencia)*. 1st Ed Vol.7 ed. Saarbrücken, Germany: Editorial académica española.
- Pereira et al. (2015). Detecção de Falhas em Um Sistema de Refrigeração. *CBIC 2015 ABRICOM XII Congresso Brasileiro de Inteligência Computacional 2015*.
- Piacentino e Catrini. (2017). On Thermo-economic Diagnosis of a Fouled Direct Expansion Coil: Effects of Induced Malfunctions on Quantitative Performance of the Diagnostic Technique. *Journal of Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems*, Vol. 5, No. 2, pp. 177 - 190.
- Qiao et al. (2010). A Review for Numerical Simulation of Vapor Compression Systems. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, pp.1-10.
- Quiroz. (2014). Métodos de Quadrados Mínimos Totais Regularizados. *Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis*, Dissertação (Mestrado). Pós Graduação em Matemática Pura e Aplicada.
- Ren et al. (2015). Steady-State Modeling of the Refrigeration Unit for a Marine Refrigerated Container. *Published by Atlantis Press*, pp. 64 - 68.
- Rich et al. (1994). *Inteligência Artificial*. Rio de Janeiro: 2ª ed. McGraw-Hill. p. 3. 722 páginas. ISBN 85-346-0122-4.

- Rúa. (2017). *Operadores Exergéticos: uma Nova Abordagem de Diagnóstico Termoeconômico para Identificar Anomalias Intrínsecas em Ciclos Térmicos de Potência*. Itajubá: Tese de Doutorado Unifei.
- Rúa et al. (2017). A new methodology of thermodynamic diagnosis, using the thermoeconomic method together with an artificial neural network (ANN): A case study of an externally fired gas turbine (EFGT). *Energy*, Vol. 123 pp. 20-35.
- Russel e Norving. (2013). *Inteligência artificial. [Artificial intelligence]*. Rio de Janeiro: 3ª ed. Elsevier, 2013. 988 p. ISBN 978-85-352-3701-6.
- Santos et al. (2009). On the Negentropy Application in Thermoeconomics: A Fictitious or an Exergy Component Flow? *Int. J. Thermodynamics*, Vol. 12 (Nº4) , pp.163-176.
- Saththasivam. (2010). *Predictive and diagnostic methods for vapor compression chiller*. Singapore: Thesis submitted for the degree of doctor of mechanical engineering.
- Stoecker. (2004). *Industrial Refrigeration Handbook*. New York: Mcgraw-Hill.
- Torres et al. (2002). Structural theory and thermoeconomic diagnosis Part I. On malfunction and dysfunction analysis. *Energy Conversion and Management*, Vol. 43 pp. 1503–1518.
- Tran et al. (2015). A robust online fault detection and diagnosis strategy of centrifugal chiller systems for building energy efficiency. *Energy and Buildings*, Vol. 108, 441-453.
- Tsatsaronis. (2007). Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics. *Energy*, Vol. 32, pp. 249–253.
- Usón. (2008). *Comparative analysis of causal diagnosis methods of malfunctions in power cycles*. Zaragoza: University of Zaragoza.
- Usón e Valero. (2010). *Thermoeconomic Diagnosis of Energy Systems*. Zaragoza: 1st Ed ed. Prensas Universitarias de Zaragoza.
- Usón e Valero. (2011). Thermoeconomic diagnosis for improving the operation of energy intensive systems: Comparison of methods. *Applied Energy*, Vol. 88, N. 3, pp. 699–711.
- Valero e Torres. (2006). Application of thermoeconomics to operation diagnosis of energy plants In: Frangopoulos, C. A. (Ed.). *Exergy, Energy System Analysis and Optimization [s.l.] Eolss Publications,*, Vol.. II, pp. 146–161.
- Valero et al. (2004). On the thermoeconomic approach to the diagnosis of energy system malfunctions Part 2. Malfunction definitions and assessment. *Energy*, Vol. 29, Nº 12-15, pp. 1889-1907.
- Valero et al. (2006b). Fundamentals of Exergy Cost Accounting and Thermoeconomics Part II: Applications. *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 128, Nº 1, pp. 9 - 15.

- Venkatasubramanian et al. (2003). A review of process fault detection and diagnosis Part I: Quantitative model-based methods. *Computers and Chemical Engineering*, Vol. 27, 293-311.
- Venturini e Pirani. (2005). *Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração*. Rio de Janeiro: Ed. Eletrobrás.
- Venturini et al. (1999). Modelo Computacional Para La Simulacion de Sistemas de Aire Acondicionado Con Termoacumulacion. *Información Tecnológica, La Serena - Chile*, Vol. 10, n2, pp. 273-278.
- Vera-García et al. (2010). A simplified model for shell-and-tubes heat exchangers: Practical application. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 1231-1241.
- Verda. (2004). Thermo-economic Analysis and Diagnosis of Energy Utility Systems From Diagnosis to Prognosis. *International Journal of Thermodynamics*, Vol. 7, No. 2, pp. 73 - 83.
- Wang et al. (2013). The present and future of residential refrigeration, power generation and energy storage. *Applied Thermal Engineering*, Applied Thermal Engineering.
- Wong et al. (2014). Real-time fault diagnosis for gas turbine generator systems using extreme learning machine. *eurocomputing*, Vol. 128, pp. 249–257.
- Xie et al. (2009). Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 1-16.
- Yan et al. (2014). ARX model based fault detection and diagnosis for chillers using support vector machines. *Energy and Buildings*, Vol. 81, pp. 287–295.
- Yang et al. (2009). Experimental study of the Revolving Vane (RV) compressor. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 3235 - 3245.
- Yao et al. (2013). State-space model for dynamic behavior of vapor compression liquid chiller. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 36, pp. 2128 - 2147.
- Yao et al. (2015). A state-space dynamic model for vapor compression refrigeration system based on moving-boundary formulation. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 60, pp.174 – 189.
- Yashar et al. (1999). *An Investigation of Refrigerant Void Fraction in Horizontal, Microfin Tubes*. Illinois: Prepared as part of ACRC Project 74.
- Yu et al. (2014). A review of fault detection and diagnosis methodologies on air-handling units. *Energy and Buildings*, Vol. 82, 550-562.

- Zhang e Canova. (2015). Fault Detection and Isolation of automotive Air Conditioning systems using first principle models. *ControlEngineeringPractice*, Vol. 43, 49-58.
- Zhao e Xie . (2014). Methods for Fault Detection, Diagnostics, and Prognostics for Building Systems-A Review, Part II. *International Journal of Multimedia and Ubiquitous Engineering*, Vol. 9, No. 8, pp. 419- 428.