

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

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**DIAGNÓSTICO TERMODINÂMICO APLICADO A UM
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO
DE VAPOR**

Autor: **Tiago Mendes**

Orientador: **Prof.Dr. Osvaldo José Venturini**

Co-orientador: **Prof. Dr. Marcelo José Pirani**

Itajubá, Fevereiro de 2012

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**DIAGNÓSTICO TERMODINÂMICO APLICADO A UM
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO
DE VAPOR**

Autor: **Tiago Mendes**

Orientador: **Prof. Dr. Osvaldo José Venturini**

Co-orientador: **Prof. Dr. Marcelo José Pirani**

Curso: **Mestrado em Engenharia Mecânica**

Área de Concentração: **Conversão de Energia**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Itajubá, Fevereiro de 2012

MG – Brasil

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

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**DIAGNÓSTICO TERMODINÂMICO APLICADO A UM
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO
DE VAPOR**

Autor: **Tiago Mendes**

Orientador: **Prof. Dr. Osvaldo José Venturini**

Co-orientador: **Prof. Dr. Marcelo José Pirani**

Composição da Banca Examinadora:

Prof. Dr. Flávio Neves Teixeira – DCTEF/UFSJ

Prof. Dr. José Carlos Escobar Palacio- IEM/UNIFEI

Prof. Dr. Marcelo José Pirani - IEM/UNIFEI

Prof. Dr. Osvaldo José Venturini - IEM/UNIFEI

Dedicatória

Aos meus pais, aos meus amigos e a todos os companheiros de trabalho.

AGRADECIMENTOS

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, Jacó, Valadão, Túlio, Cristina, Daniel e aos colegas do NEST, pelo permanente incentivo, colaboração, amizade e momentos de convívio profissional.

Aos Professores da Universidade Federal de Itajubá, pelo apoio e valiosas sugestões, que contribuíram para a elaboração deste trabalho.

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

A FAPEMIG, através do Programa de bolsas, pelo apoio financeiro.

Aos meus pais, Luis Flávio Mendes e Maria Eunice Oraboni Mendes, minhas irmãs Tainara Mendes e Mayra Mendes, que sempre me incentivaram na formação e no desenvolvimento cultural.

“Todos morrem, poucos vivem”

RESUMO

Mendes, T. (2012), *Diagnóstico Termodinâmico Aplicado a um Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor*, Itajubá, MG, 179p. Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Atualmente verifica-se uma maior utilização de processos para conservação e produção de alimentos através de refrigeração, assim como o aumento da demanda por ambientes climatizados em diversos seguimentos da sociedade. Assim, é de extrema importância que se obtenha cada vez mais controle sobre os equipamentos utilizados nessas instalações, com o intuito de fazer com que operem com a máxima eficiência em todas as condições. Isto permite obter uma redução significativa do consumo de energia a nível global, uma vez que os equipamentos de refrigeração e ar condicionado são grandes consumidores de eletricidade, principalmente no setor terciário. No presente trabalho efetua-se uma revisão bibliográfica sobre os métodos de diagnóstico termodinâmico aplicados a sistemas de refrigeração e ar condicionado. Em seguida, são desenvolvidos modelos matemáticos para simulação dos principais equipamentos de um sistema de refrigeração, de forma que seja possível aplicar o diagnóstico termodinâmico ao mesmo. Através dos modelos computacionais podem ser simuladas diversas condições de operação, e calculados os índices de desempenho dos sistemas e dos equipamentos individuais, podendo assim determinar as conseqüências de anomalias operacionais sobre o desempenho dos mesmos. Por último uma aplicação de diagnóstico termoeconômico em formato de um estudo de caso, contemplando um sistema de refrigeração é apresentada e seus resultados discutidos.

Palavras chave: Diagnóstico termodinâmico; Diagnóstico termoeconômico; sistemas de refrigeração e ar condicionado; consumo de energia; modelagem computacional.

ABSTRACT

Mendes, T. (2012), Thermodynamic Diagnostic Applied the Compression Vapor Refrigeration System, MG, 179p. Dissertation (Master in Energy Conversion) - Institute of Mechanical Engineering, Federal University of Itajubá.

Nowadays, there is an extensive use of the chilling or freezing processes in the food industry by means of the mechanical refrigeration, either during production or storage of manufactures food. Thus, it is of extreme importance to have a close control over the equipment used in these facilities, in order to make them able to operate at maximum efficiency under all conditions. Considering that the refrigeration and air conditioning systems are huge consumers of electricity, it is clear that this practice allows for a significant reduction in energy consumption at global level. In this work, it is initially performed a literature review on thermodynamic diagnostic methods applied to refrigeration and air conditioning systems. Then, mathematical models are developed for the simulation of the main components of a mechanical refrigeration system. These models are later used in the application of thermodynamic diagnostic technique on a hypothetical refrigeration system. Various operating conditions can be simulated through the use of the developed mathematical models, so it is possible to determine the performance of the whole system and also of its individual components. Thus, it is also possible to determine the consequences of operational malfunctions on the performance of these components. Finally, the thermoeconomic diagnostic technique is applied to a case study, comprising a mechanical refrigeration system, and the results are shown and discussed.

Keywords: Thermodynamic diagnosis; Thermoeconomic diagnosis; refrigeration system and air conditioned; energy consumption; computer modeling.

SUMÁRIO

DEDICATÓRIA	IV
AGRADECIMENTOS	V
ABSTRACT	I
SUMÁRIO	II
LISTA DE TABELAS	IX
SÍMBOLOGIA	XIII
CAPÍTULO 1	1
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA	1
1.2. IMPLICAÇÕES EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO	2
1.3. DEFINIÇÃO DE DIAGNÓSTICO TERMODINÂMICO	5
1.4. OBJETIVO E ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	6
CAPÍTULO 2	8
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	8
2.1. DIAGNÓSTICO TERMODINÂMICO	8
2.1.1.MÉTODO TERMOECONÔMICO.....	9
2.1.2.MÉTODO DA RECONCILIAÇÃO	11
2.1.3.MÉTODO DA ANÁLISE QUANTITATIVA DA CAUSALIDADE	13
2.1.4.MÉTODO DA TERMO-CARACTERIZAÇÃO.....	14

2.1.5.MÉTODO DA DISSIPAÇÃO DA TEMPERATURA.....	15
2.1.6.MÉTODOS BASEADOS EM INTELIGÊNCIA ARTIFICIAL	18
2.1.6.1. LÓGICA FUZZY.....	18
2.1.6.2. FILTRO DE KALMAN	19
2.1.6.3. REDE BAYESIAN.....	20
2.1.6.4. ALGORITMOS GENÉTICOS.....	20
2.1.7.IMPLICAÇÕES SOBRE OS MÉTODOS	21
2.2. DIAGNÓSTICO APLICADO A REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	24
2.3. IMPLICAÇÕES SOBRE OS MÉTODOS EM REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO	48
CAPÍTULO 3	50
3. MODELAGEM MATEMÁTICA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO.....	50
3.1. SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	52
3.2. COMPONENTES PRINCIPAIS DE UM SISTEMA FRIGORÍFICO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	54
3.2.1.COMPRESSOR.....	56
3.2.2.CONDENSADOR	59
3.2.3.EVAPORADOR	62
3.2.4.DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	63
3.3. ANÁLISE EXERGÉTICA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO	69
3.4. ANÁLISE TERMOECONÔMICA.....	76
3.4.1.ANÁLISE TERMOECONÔMICA NO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO	77
3.4.2.DIAGNÓSTICO TERMOECONÔMICO	82
CAPÍTULO 4	86
4. ESTUDO DE CASO	86

4.1. DESCRIÇÃO DA INSTALAÇÃO	86
4.1.1.CONDIÇÕES AMBIENTAIS	87
4.1.2.CARACTERÍSTICAS DA CÂMARA FRIGORÍFICA	87
4.1.3.CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA FRIGORÍFICO	88
4.1.4.CARACTERÍSTICA DO PRODUTO.....	88
4.1.5.CARGAS E/OU POTÊNCIAS CALCULADAS.....	89
4.1.6.ESPECIFICAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS	89
4.2. SIMULAÇÃO DA INSTALAÇÃO	90
4.2.1.PROCEDIMENTO PARA SIMULAÇÃO DO SISTEMA.....	97
4.2.2.RESULTADOS PARA A SIMULAÇÃO DO SISTEMA.....	99
4.2.3.RESULTADOS DA ANÁLISE EXERGÉTICA	104
4.2.4.RESULTADOS DA ANÁLISE TERMOECONÔMICA E DIAGNÓSTICO.....	107
4.2.4.1. ANOMALIAS NOS TROCADORES DE CALOR.....	109
4.2.4.2. ANOMALIAS NO COMPRESSOR	119
4.2.4.3. ANOMALIAS NO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	123
CAPÍTULO 5	128
5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES	128
5.1. CONCLUSÕES	128
5.2. SUGESTÕES	130
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	132
APÊNDICES	144
APÊNDICE 01: BASES DE CÁLCULO PARA CARGA TÉRMICA.....	144
APÊNDICE 02: PROGRAMA PARA SIMULAÇÃO DO SISTEMA.....	171

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Mudanças de temperatura média global. Adaptado de Omer (2008).	3
Figura 2: Evolução da curva diária de pico de carga. Adaptado de Faruqi et al (2001).	3
Figura 3: Representação de um volume de controle (VC) em um componente genérico.	14
Figura 4: Representação do estado de referência em função da variação de entropia, variação de entalpia e fração mássica para um componente genérico em três dimensões, adaptado de Silva (2009).	15
Figura 5: Variação do parâmetro θ para um componente com avaria e sem avaria, adaptado de Royo et al. (1997).	16
Figura 6: ($\theta = \theta'$) para um componente com anomalia, adaptado de Royo et al. (1997).	17
Figura 7: Método gráfico para obtenção da temperatura de dissipação, adaptado de Royo et al. (1997).	17
Figura 8: Esquema simplificado do modelo de diagnóstico. Adaptado de Grimmelius (1995).	32
Figura 9: Diagrama pressão entalpia para as condições com e sem vazamento de fluido. Adaptado Navarro-Esbri et al (2006).	37
Figura 10: Entradas e saídas dos modelos. Adaptado de Bailey e Kreider (2003).	38
Figura 11: Comparação do ciclo com e sem a presença da falha. Adaptado de Breuker e Braun (1997).	39
Figura 12: Índices de desempenho. Adaptado de Cui e Wang, (2005).	40
Figura 13: Ciclo básico de refrigeração por compressão de vapor.	51
Figura 14: Ciclo de refrigeração em um diagrama p x h. Adaptado de Venturini e Pirani (2005).	52

Figura 15: Ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal. Adaptado de Venturini e Pirani (2005).	55
Figura 16: Compressor em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal. Adaptado de Venturini e Pirani (2005).	56
Figura 17: Curva genérica de rendimento volumétrico x relação de pressão.....	58
Figura 18: Condensador em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal. Adaptado de Venturini e Pirani (2005).	59
Figura 19: Curva genérica para o subresfriamento.....	61
Figura 20: Evaporador em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal. Adaptado de Venturini e Pirani (2005).	62
Figura 21: Válvula termostática de equalização interna. Adaptado de Venturini e Pirani (2005).	64
Figura 22: Dispositivo de expansão em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal. Adaptado de Venturini e Pirani (2005).....	65
Figura 23: Curva do K_a x T_o para válvula.	66
Figura 24: Funcionamento da válvula de expansão termostática.	68
Figura 25: Curva de funcionamento da válvula de expansão termostática. Adaptado de Venturini e Pirani (2005).....	69
Figura 26: Estrutura produtiva para o sistema de refrigeração.....	78
Figura 27: Matriz do sistema de refrigeração.....	81
Figura 28: Capacidade por diferença unitária de temperatura.....	92
Figura 29: Capacidade por diferença unitária de temperatura.....	93
Figura 30: Curva de rendimento isentrópico.	94
Figura 31: Curva de rendimento volumétrico.....	95

Figura 32: Curva da constante Ka da válvula.	96
Figura 33: Fluxograma do programa de simulação do sistema.	97
Figura 34: Coeficiente de performance COP.	99
Figura 35: Taxa de calor e potência.....	100
Figura 36: Vazão mássica de fluído refrigerante.....	100
Figura 37: Coeficiente de performance COP.	101
Figura 38: Taxa de calor e potência.....	101
Figura 39: Vazão mássica de refrigerante.	102
Figura 40: Vazão de refrigerante para válvula.	102
Figura 41: Vazão de refrigerante para válvula.	103
Figura 42: Exergia destruída nos componentes.....	104
Figura 43: Eficiência exergética do sistema.....	105
Figura 44: Exergia destruída nos componentes.....	106
Figura 45: Eficiência exergética do sistema.....	106
Figura 46: Exergia destruída nos componentes.....	107
Figura 47: Estado de referência para o sistema de refrigeração.....	108
Figura 48: Variação no coeficiente de performance do sistema para anomalia no condensador.	113
Figura 49: Variação no coeficiente de performance do sistema para anomalia no evaporador.	114
Figura 50: Variação no coeficiente de performance para o condensador.....	118
Figura 51: Variação no coeficiente de performance para o evaporador.....	119

Figura 52: Variação no coeficiente de performance para o compressor.	122
Figura 53: Variação no coeficiente de performance para válvula.	126
Figura 54: Isolante: Disponível em http://www.isoeste.com.br/pdf/paineis_isotermicos.pdf data de acesso 31/08/2011.	150
Figura 55: Representação esquemática da parede com isolante.	153
Figura 56: Evaporador: Disponível em http://www.daikin-mcquay.com.br/products/for_building/mcquay.jsp	162
Figura 57: Compressor: Disponível em http://www.inmar.com.br/caldeiras/proddanfossvalv.html data de acesso 31/08/2011.	165
Figura 58: Curva rendimento volumétrico compressor.	167
Figura 59: Condensador: Disponível em http://www.daikin-mcquay.com.br/products/for_building/mcquay.jsp data de acesso 31/08/2011.	169
Figura 60: válvula de expansão: Disponível em http://www.inmar.com.br/caldeiras/proddanfossvalv.html data de acesso 31/08/2011.	170

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Características das técnicas de diagnóstico termodinâmico.	22
Tabela 2: Características das técnicas de diagnóstico termodinâmico aplicando inteligência artificial.	23
Tabela 3: Falhas importantes selecionadas. Adaptado de Yoshida et al., (1996).	31
Tabela 4: Grandezas utilizadas nos padrões de falha e sintomas. Adaptado de Grimmelius (1995).	33
Tabela 5: Modos de falhas e métodos de simulação. Adaptado de Grimmelius (1995).	34
Tabela 6: Padrões de sintomas (FMEA). Adaptado de Grimmelius (1995).	34
Tabela 7: Variáveis analisadas.	35
Tabela 8: Condições de funcionamento de um sistema de refrigeração. Adaptado Navarro-Esbri et al. (2006).	38
Tabela 9: Grandezas utilizadas nos índices de desempenho. Adaptado de Cui e Wang, (2005).	41
Tabela 10: Falhas e sua influência nos índices de desempenho. Adaptado de Cui e Wang, (2005).	41
Tabela 11: Aplicações ao longo dos anos de técnicas de diagnóstico termodinâmico em RAC.	49
Tabela 12: Descrição dos fluxos da estrutura produtiva.	79
Tabela 13: Definição de Insumo/Produto para estrutura produtiva.	79
Tabela 14: Pontos para o condensador.	92
Tabela 15: Pontos para o evaporador.	93

Tabela 16: Pontos para a válvula.....	95
Tabela 17: Simulação do sistema para condição de projeto.....	103
Tabela 18: Descrição das anomalias simuladas.....	108
Tabela 19: Modo de anomalia para o condensador e evaporador (ventiladores).....	109
Tabela 20: Modo de anomalia para o condensador e evaporador (capacidade).....	109
Tabela 21: Comparação entre estado de referência e estado com anomalia para o condensador (ventiladores).....	110
Tabela 22: Comparação entre estado de referência e estado com anomalia para o evaporador (ventiladores).....	110
Tabela 23: Valores da simulação para anomalia no condensador.....	110
Tabela 24: Valores de equilíbrio para anomalia no evaporador.....	111
Tabela 25: Consumo específico de exergia para anomalia no condensador.....	111
Tabela 26: Consumo específico de exergia para anomalia no evaporador.....	111
Tabela 27: Variação do consumo específico de exergia para anomalia no condensador.....	112
Tabela 28: Variação do consumo específico de exergia para anomalia no evaporador.....	112
Tabela 29: Anomalia nos componentes devido à avaria no condensador.....	112
Tabela 30: Anomalia nos componentes devido à avaria no evaporador.....	113
Tabela 31: Impacto no insumo combustível do compressor devido às anomalias no condensador e evaporador.....	113
Tabela 32: Comparação entre estado de referência e estado com anomalia para o condensador (capacidade).....	115
Tabela 33: Comparação entre estado de referência e estado com anomalia para o evaporador (capacidade).....	115

Tabela 34: Valores de simulação para anomalia no condensador (capacidade).....	115
Tabela 35: Valores de simulação para anomalia no evaporador (capacidade).....	116
Tabela 36: Consumo específico de exergia para anomalia no condensador (capacidade)....	116
Tabela 37: Consumo específico de exergia para anomalia no evaporador (capacidade).	116
Tabela 38: Variação do consumo específico de exergia para anomalia no condensador (capacidade).....	117
Tabela 39: Variação consumo específico de exergia para anomalia no evaporador (capacidade).....	117
Tabela 40: Anomalia nos componentes devido à anomalia no condensador (capacidade)....	117
Tabela 41: Anomalia nos componentes devido à anomalia no evaporador (capacidade).	117
Tabela 42: Impacto no insumo do compressor devido às anomalias no condensador e evaporador.	118
Tabela 43: Modo de anomalias para o compressor.	119
Tabela 44: Comparação entre estado de referência e estado com anomalia para o compressor.	120
Tabela 45: Valores de equilíbrio para anomalia no compressor.	120
Tabela 46: Consumo específico de exergia para anomalia no compressor.	121
Tabela 47: Variação do consumo específico de exergia para anomalia no compressor.....	121
Tabela 48: Anomalias (<i>Malfunction</i>) nos componentes devido às anomalias no compressor.	121
Tabela 49: Impacto no insumo do compressor devido às anomalias no compressor.....	122
Tabela 50: Modo de anomalia no dispositivo de expansão.	123
Tabela 51: Comparação entre estado de referência e estado com anomalia para a válvula. ..	124

Tabela 52: Valores de equilíbrio para anomalia na válvula.	124
Tabela 53: Consumo específico de exergia para anomalia na válvula.	124
Tabela 54: Variação do consumo específico de exergia para anomalia na válvula.	124
Tabela 55: Anomalia nos componentes devido à anomalia na válvula.	125
Tabela 56: Impacto no insumo do compressor devido à anomalia na válvula.	125
Tabela 57: Grandezas observadas na simulação do sistema de refrigeração.	126
Tabela 58: Variações das grandezas devido às anomalias.	127
Tabela 59: Tipo de degelo e operação dos compressores. Fonte Venturini e Pirani (2005). .	148
Tabela 60: Correção da temperatura.	149
Tabela 61: Umidade relativa e diferença de temperatura no evaporador. Fonte Venturini e Pirani (2005).	157
Tabela 62: Potência do motor de ventilador. Fonte Venturini e Pirani (2005).	161
Tabela 63: Umidade relativa interna da câmara frigorífica. Fonte Venturini e Pirani (2005).	162

SÍMBOLOGIA

Abreviações

AG: Algoritmo genético.

AG's: Algoritmos genéticos.

FDD: Detecção e diagnóstico de falhas.

ISO: International organization for standardization.

LQG: Gaussiana quadrática linear.

LQR: Regulador linear quadrático.

MF: Anomalia (*malfunction*).

MFR: Fração de vazão mássica.

PDCA: Plan, do, check, e act (“planejar”, “fazer”, “checar” e “agir”).

RAC: Refrigeração e ar condicionado.

ROP: Condição de referência operacional.

TCE: Teoria do custo exergetico.

TOP: Condição de operação em teste.

VC: Volume de controle.

Letras Gregas

α_{CAM} [$kcal / h.m^2 . ^\circ C$]: Coeficiente de convecção da câmara.

α_{EXT} [$kcal / h.m^2 . ^\circ C$]: Coeficiente de convecção externo.

δ_{ALV} [$g / h.m.bar$]: Permeabilidade da alvenaria.

δ_i [$g / h.m.bar$]: Permeabilidade do isolante.

η_{vent} [%]: Rendimento dos ventiladores do evaporador.

η_{motor1} [%]: Rendimento do motor de tração da empilhadeira ou similares.

η_{VR} [%]: Rendimento volumétrico real do compressor.

η_{isent} [-]: Rendimento isentrópico.

η_{vol} [-]: Rendimento volumétrico.

η_{mec} [%]: Rendimento mecânico.

σ [$kJ/kg^\circ C$]: Variação de entropia.

τ_{mot} [h / dia]: Tempo de operação dos motores da empilhadeira ou similares.

τ_{op} [h / dia]: Tempo de operação dos ventiladores do evaporador e dos compressores.

ω [kJ/kg]: Variação de entalpia.

Letras Latinas

A_p [m^2]: Área das Paredes, Piso e Teto.

A [m^2]: Área das superfícies da câmara.

c_{pa} [$kcal / kg^\circ C$]: Calor específico do papelão (embalagem).

c_{pol} [$kcal / kg^\circ C$]: Calor específico do polietileno (palete).

c_{pl} [$kcal / kg^\circ C$]: Calor específico sensível do produto.

$DTSR$ [$^\circ C$]: Temperatura de sub-resfriamento no condensador.

$DTSA$ [$^\circ C$]: Temperatura de superaquecimento no evaporador.

$\Delta H'$ [kcal/m³]: Calor cedido por metro cúbico de ar que entra na câmara.

ΔT [°C]: Diferencial de temperatura corrigido pela radiação solar.

$\Delta T'$ [°C]: Fator de correção da temperatura pela direção da parede e da sua coloração.

e_f [kW]: Exergia física.

ET [kW]: Exergia física parcela de temperatura.

EP [kW]: Exergia física parcela de pressão (mecânica).

E [kW]: Insumo exergético.

FTA [trocas/dia]: Fator de troca de ar da câmara frigorífica.

F_{cond} [kcal/h°C]: Capacidade por diferença unitária de temperatura do Condensador.

F_{evap} [kcal/h°C]: Capacidade por diferença unitária de temperatura do evaporador.

$G_{M,A}$ [kg/dia]: Movimentação diária das embalagens de papelão.

$G_{M,P}$ [kg/dia]: Movimentação diária do produto a ser resfriado.

$G_{M,C}$ [kg/dia]: Movimentação diária dos paletes de polietileno.

h_{p2} [kcal/kg]: Calor específico latente do produto (embalagem).

h_2 [kJ/kg]: Entalpia na descarga do compressor.

h_4 [kJ/kg]: Entalpia na entrada do evaporador.

h_3 [kJ/kg]: Entalpia na saída do condensador.

h_1 [kJ/kg]: Entalpia na sucção do compressor.

k_{ALV} [kcal/h.m.°C]: Condutividade térmica da alvenaria.

k_i [kcal/h.m.°C]: Condutividade térmica do isolante.

h [kJ/kg]: Entalpia específica

k : Consumo exergético unitário.

Δk : Variação no consumo exergético unitário.

$L_i [m]$: Espessura do isolante.

$\dot{m} [kg/s]$: Vazão mássica atual.

$\dot{m}_f [kg/h]$: Fluxo de massa do fluido refrigerante.

$n [pessoas]$: Número de pessoas na câmara.

$P [kW]$: Produto exergetico.

$P_{SAT} [mmHg]$: Pressão de saturação.

$P_v [mmHg]$: Pressão de vapor.

$P_d [bar]$: Pressão na descarga do compressor.

$P_s [bar]$: Pressão na sucção do compressor.

$P_{ilum} [W/m^2]$: Potência dissipada pelo sistema de iluminação.

$\dot{Q}_0 [kcal/h]$: Capacidade frigorífica.

$(\dot{Q}/A) [kcal/h \cdot m^2]$: Fluxo de calor por unidade de área.

$\dot{Q}_c [kcal/h]$: Calor rejeitado no condensador.

$\dot{Q}_{pa} [kcal/dia]$: Carga térmica devido à embalagem (papelão).

$\dot{Q}_{ilum} [kcal/dia]$: Carga térmica devido à iluminação.

$\dot{Q}_{inf} [kg/dia]$: Carga térmica devido à infiltração de ar externo.

$\dot{Q}_{pes} [kcal/dia]$: Carga térmica devido à presença de pessoas no interior da câmara frigorífica.

$\dot{Q}_{tm} [kcal/dia]$: Carga térmica devido à transmissão de calor.

$\dot{Q}_{prod} [kcal/dia]$: Carga térmica devido ao produto.

$\dot{Q}_{motor} [kcal/dia]$: Carga térmica devido aos motores de empilhadeira ou similares.

\dot{Q}_{vent} [kcal / dia]: Carga térmica devido aos motores dos ventiladores do evaporador.

\dot{Q}_{pol} [kcal / dia]: Carga térmica devido aos paletes de plástico (polietileno).

R_T [h.m.°C / kcal]: Resistência térmica das paredes.

RP : Razão de pressão.

s [kJ/kg K]: entropia específica

T_{BU} [°C]: Temperatura de bulbo úmido do local da câmara frigorífica.

T_C [°C]: Temperatura de condensação.

T_{ent} [°C]: Temperatura de entrada do produto na câmara.

T_0 [°C]: Temperatura de vaporização.

T_{ae} [°C]: Temperatura do ar que entra no evaporador.

T_1 [°C]: Temperatura final do produto.

T_{cam} [°C]: Temperatura interna da câmara frigorífica.

T_{ext} [°C] = T_{BS} [°C]: Temperatura externa ou de bulbo seco do local da câmara frigorífica.

τ [h / dia]: Tempo médio de permanência das pessoas e utilização da iluminação por dia.

V_{cam} [m³]: Volume da câmara.

\dot{V}_d [m³ / h]: Volume deslocado pelo compressor.

v_s [m³ / kg]: Volume específico na sucção do compressor.

\dot{W}_{motor1} [cv]: Potência do motor de tração da empilhadeira ou similares.

\dot{W}_{vent} [cv]: Potência total dos ventiladores do evaporador.

Subscrito

$comp$: Compressor.

cond: Condensador.

des: Destruída.

dis: Dispositivo de expansão (válvula de expansão termostática).

evap: Evaporador.

MRL: Superaquecimento nominal (abertura máxima da válvula).

OPS: Superaquecimento operacional.

OS: Superaquecimento dinâmico.

SS: Superaquecimento estático.

Sobrescrito

0: Estado de referência.

Capítulo 1

1. INTRODUÇÃO

1.1. MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA

Com a necessidade cada vez maior de reduzir o consumo de energia, e a procura por equipamentos cada vez mais eficientes no atendimento da função para a qual foram projetados e construídos surgem constantemente novas técnicas de aprimoramento dos mesmos. Isto acaba também por incentivar o desenvolvimento de tecnologias para o monitoramento e diagnóstico de sua operação, isto é, de equipamentos e instalações.

Sistemas de refrigeração e ar condicionado são grandes consumidores de eletricidade, principalmente no setor terciário. Atualmente verifica-se uma crescente utilização de sistemas de refrigeração para conservação e produção de alimentos, assim como o aumento da necessidade por ambientes climatizados em diversos seguimentos da sociedade. Portanto, é de extrema importância que se obtenha cada vez mais controle sobre os componentes utilizados nesses sistemas, com o objetivo de fazer que operem com a máxima eficiência em todas as condições de funcionamento.

Através de modelagens computacionais podem ser simuladas diversas condições de operação, e calculados os índices de desempenho dos sistemas e dos equipamentos individuais. Mediante uma comparação com dados reais de operação, pode-se então

determinar o nível de degradação do sistema e a influência dessa degradação no desempenho dos equipamentos, estipulando onde e quando atuar nas instalações. Diversos métodos têm sido empregados para efetuar o diagnóstico termodinâmico, entre eles: o Termoeconômico, o da Reconciliação, o da Análise Quantitativa de Causalidade.

Instalações de refrigeração e ar condicionado baseados em sistemas de compressão de vapor são responsáveis por uma parcela muito significativa do consumo de energia no setor industrial e comercial. Um sistema capaz de efetuar o diagnóstico termodinâmico destas instalações pode contribuir para a redução no uso de energia, aperfeiçoar a manutenção dos mesmos além de minimizar os indesejáveis efeitos ambientais, tais como aqueles associados à camada de ozônio e ao efeito estufa, devido à fuga de refrigerante.

A aplicação de detecção de falhas e técnicas em diagnóstico (FDD do inglês *fault detection and diagnosis*) para sistemas de refrigeração por compressão de vapor é relativamente recente, embora exista uma quantidade razoável de publicações relacionadas ao assunto para os processos críticos, como plantas de processos químicos (Himmenlbau, 1978) e pesquisas relacionadas ao setor aeroespacial (Potter e Suman, 1977). Essas publicações e pesquisas fomentaram o desenvolvimento de técnicas focadas em economia de energia em instalações de ar condicionado e sistemas de refrigeração visando tirar proveito dos benefícios de sua utilização, incluindo reparações menos dispendiosas, manutenção periódica e paradas curtas.

1.2. IMPLICAÇÕES EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO

O aumento da temperatura do planeta conhecido como aquecimento global, está associado com o aumento da concentração de gases de efeito estufa. De acordo com Solomon et al. (2007) o Painel Intergovernamental sobre Mudança do Clima (IPCC) estabeleceu uma previsão de que as temperaturas médias globais poderiam aumentar durante o século 21 (Figura 1).

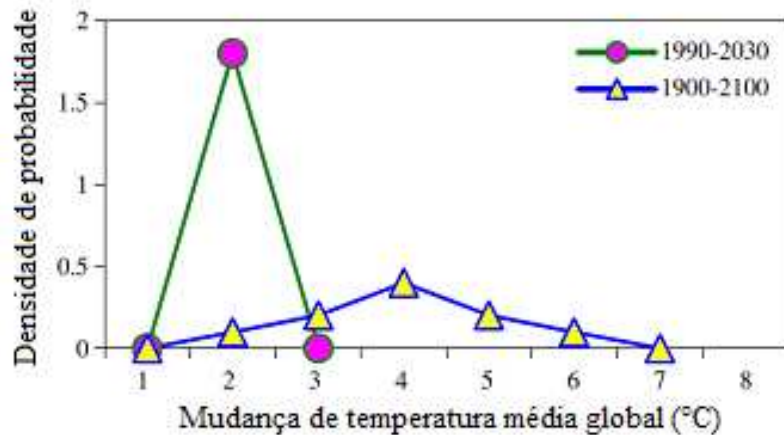


Figura 1: Mudanças de temperatura média global. Adaptado de Omer (2008).

As alterações climáticas implicam em novas condições para os ambientes construídos. Os edifícios existentes atualmente foram projetados para condições climáticas atuais. Segundo Guan (2009) existe uma correlação linear entre o aumento da temperatura média do ar externo e o aumento da carga de refrigeração. Os novos edifícios projetados para cenários mais quentes teriam um aumento entre 28 a 59% da carga térmica.

Picos de demanda de energia elétrica ocorrem mais frequentemente durante determinados períodos do dia, devido à crescente utilização de ar condicionado segundo (Faruqi, 2001). O que pode ser observado no exemplo da Califórnia, em 2000, demonstrado na Figura 2.

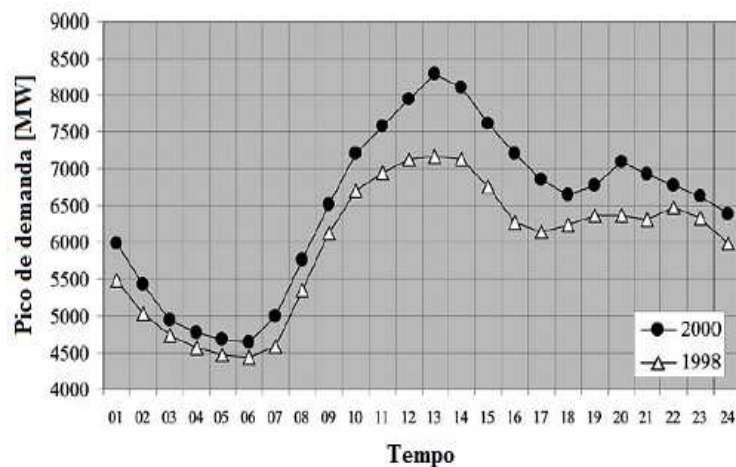


Figura 2: Evolução da curva diária de pico de carga. Adaptado de Faruqi et al. (2001).

Segundo Omer (2008), se não houver mudanças da parte dos consumidores, a demanda por energia mundial em 2020 será no mínimo 50% superior a da década de 90, podendo até chegar à incrível marca de 80% de aumento de demanda.

O aquecimento e a refrigeração de edifícios são responsáveis por 30 a 50% do consumo global de energia, portanto o aumento da eficiência desses sistemas acarretaria em uma redução significativa no consumo de energético segundo Kharseh (2011). Operar com eficiência é uma premissa para qualquer sistema, seja térmico, elétrico, hidráulico, etc.

Nas últimas décadas segundo Moureh e Derens (2000), houve uma significativa mudança nos hábitos alimentares de pessoas no mundo inteiro, o que acarretou em um aumento no consumo de alimentos refrigerados ou congelados, já que os mesmos são mais fáceis e rápidos de se preparar em relação a outras modalidades.

Na França, o consumo de alimentos congelados atingiu a marca de 1 738 000 toneladas em 1997, com 4% de crescimento médio desde 1990. A compra de alimentos refrigerados e congelados representa 45% do total de despesas de alimentação, e o consumo médio por pessoa é de 30 kg por ano segundo Moureh e Derens (2000).

Problemas associados à operação de sistemas de refrigeração e condicionamento de ar, devido a equipamentos degradados, manutenção e instalação incorreta ou até mesmo falhas em sensores leva a um desgaste prematuro dos componentes e maior consumo de energia segundo Stylianou e Nikanpour (1996).

Segundo Han et al. (2011), apesar do interesse por aplicação de técnicas de diagnóstico ter aumentando, devido à redução de custos dos equipamentos (sensores, microprocessadores), ainda existem poucas aplicações em sistema de refrigeração por compressão de vapor.

Com o objetivo de prever problemas de operação e determinar o desempenho de equipamentos de refrigeração e ar condicionado a detecção e o diagnóstico de falhas surgem como importantes ferramentas.

1.3. DEFINIÇÃO DE DIAGNÓSTICO TERMODINÂMICO

Segundo Silva (2009), o diagnóstico termodinâmico possui o objetivo de encontrar em um ciclo térmico quais componentes estão apresentando problemas em seu funcionamento, que entre outras conseqüências afetam o desempenho global.

Em um diagnóstico termodinâmico completo, segundo Verda (2004), o processo inicialmente se desenvolve com a localização de falhas e se estende para a avaliação das conseqüências que a possível falha gera no consumo de energia, e termina com a determinação do aumento de desempenho do sistema quando ocorre a remoção dessa falha. Essa é uma importante contribuição em instalações térmicas, podendo classificar as falhas de acordo com a sua contribuição na redução da eficiência global do sistema, com isso, a manutenção pode ser mais eficiente e direcionada.

Por se tratar de uma técnica com ampla aplicação, o diagnóstico termodinâmico possui várias subdivisões. Entre elas está à termoeconômica, que é bastante comum no seguimento de equipamentos térmicos. O diagnóstico termoeconômico, que usa em seu procedimento uma análise exergetica, possui o intuito de determinar ganhos de desempenho no sistema que seriam obtidos com a correção da falha. Também pode correlacionar a solução das mesmas com uma análise de custos.

Para Valero (2004), o diagnóstico termoeconômico concentra-se na análise do desempenho de um dado sistema térmico em termos de eficiência, seu objetivo consiste em uma detecção de mudanças na eficiência, localização de suas principais causas, bem como a quantificação dos efeitos provocados na demanda energética ou no impacto em termos de custo operacional.

1.4. OBJETIVO E ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Essa dissertação estabelece como objetivo a seleção de uma técnica de diagnóstico termodinâmico para ser aplicada em sistemas de refrigeração por compressão de vapor. A aplicação dessa técnica objetiva o acompanhamento contínuo do estado de degradação dos componentes da planta, apontando quais estão degradados, e as conseqüências dessas degradações nos mesmos. Além de estabelecer qual o ganho de desempenho na instalação pela eliminação de cada uma das falhas. Para isso os objetivos secundários são:

Realizar uma revisão da literatura sobre os principais métodos de diagnóstico termodinâmico. Além de relatar as aplicações desses métodos em sistemas de refrigeração e ar condicionado.

Escolher um método de diagnóstico termodinâmico, para posteriormente ser aplicado em um sistema de refrigeração por compressão de vapor.

Realizar uma modelagem matemática dos principais componentes de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. E posteriormente realizar uma simulação computacional desse sistema.

Em posse dos objetivos principal e secundários, estrutura-se a dissertação da seguinte forma: No primeiro capítulo são apresentados os aspectos gerais dessa dissertação, com o intuito de demonstrar a importância desse trabalho apresentando sua motivação e justificativa, em conjunto com o esclarecimento dos objetivos principal e secundários da mesma. É feita também uma breve introdução sobre diagnóstico termodinâmico, mencionando as implicações em sistemas de refrigeração e ar condicionado em termos de economia de energia.

No capítulo 2 é feito uma revisão bibliográfica sobre os métodos de diagnóstico termodinâmico descrevendo suas principais características, aplicações e objetivos. É feito também uma revisão da literatura sobre as aplicações atuais dos métodos de diagnóstico e prognóstico de falhas em sistemas de refrigeração e ar condicionado.

No terceiro capítulo é feita uma modelagem matemática dos principais componentes de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, onde também são desenvolvidas as análises de primeira e segunda lei da termodinâmica desse sistema. A análise exergética (segunda lei) é desenvolvida visto que o método de diagnóstico escolhido foi o termoeconômico, sendo o mesmo também descrito nesse capítulo.

No quarto capítulo é feita uma descrição da instalação de refrigeração a qual o diagnóstico termoeconômico é aplicado, assim como o procedimento de simulação computacional do sistema de refrigeração.

No quinto capítulo encontra-se a conclusão e as sugestões para trabalhos futuros.

Nos apêndices, são apresentados o cálculo de carga térmica da câmara frigorífica as especificações de seus componentes e a obtenção das grandezas de entrada (ponto de projeto) para simulação do sistema.

Capítulo 2

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. DIAGNÓSTICO TERMODINÂMICO

O diagnóstico termodinâmico tem como objetivo encontrar condições de funcionamento de um equipamento e/ou sistema diferentes daquelas previstas em seu projeto original. Condições essas em geral de muito interesse para equipes de manutenção, pois as mesmas podem levar a falhas ou a uma redução de desempenho do sistema de maneira global.

Ao se colocar em prática o método de diagnóstico termodinâmico, devem-se confrontar os valores medidos ou calculados com os de referência. A fim de estabelecer índices que traduzem a presença ou não de uma falha.

O diagnóstico termodinâmico segundo Silva (2009), tem como premissa a análise de parâmetros obtidos por medições no sistema que se pretende avaliar. As relações termodinâmicas entre estas medidas tais como pressão, temperatura, etc., são de fundamental importância.

A seguir são listadas algumas técnicas de diagnóstico termodinâmico, técnicas que descrevem os sistemas de forma analítica ou até técnicas que, para modelar seus

componentes heurísticamente, utilizam inteligência artificial:

Diagramas de funcionamento ou curvas de desempenho;

Redes neurais;

Métodos lineares e não lineares;

Entradas Perdas;

Termoeconômico;

Seis Sigma;

Método da Reconciliação;

Termo-caracterização e outros;

Método da análise quantitativa da causalidade;

Método da dissipação da temperatura;

Métodos baseados em inteligência artificial (Lógica Fuzzy, Filtro de Kalman, Rede Bayesian, Algoritmos genéticos).

2.1.1. Método Termoeconômico

É o método mais aplicado em centrais térmicas. Na abordagem termoeconômica a modelagem de cada elemento do ciclo térmico é feita de acordo com sua função, sendo que os fluxos de energia são expressos em termos da segunda lei da termodinâmica, devido à exergia informar a disponibilidade real de um fluxo em realizar trabalho (Valero et al., 2002).

O diagnóstico termoeconômico clássico, segundo Verda (2004), consiste na comparação de duas condições de funcionamento do sistema, a condição a ser analisada e a condição estabelecida como de referência. Existem algumas imposições nessas condições para se obter bons resultados, tais como: insumo (fornecimento energético

em forma de combustível, energia mecânica ou elétrica, etc.) de mesma qualidade, mesmas condições ambientais e mesmo produto (trabalho ou produção desenvolvida).

Para Valero et al. (2004), o principal objetivo do diagnóstico termoeconômico é encontrar as causas e avaliar o impacto sobre o consumo energético de uma determinada irreversibilidade adicional.

A abordagem termoeconômica para diagnóstico é interessante porque permite uma quantificação racional dos efeitos, enquanto outros procedimentos são limitados à localização das avarias (Silva, 2009).

Em sistemas térmicos em geral, as conexões entre os componentes e a dependência da eficiência de um componente com as condições de funcionamento dos demais, tornam o diagnóstico difícil de resolver. Isso ocorre, pois a presença de uma falha em um componente pode como consequência, exigir recursos adicionais (insumo) de outro componente cujo funcionamento se encontra em perfeitas condições. Para Valero et al. (2004), a análise termoeconômica permite a obtenção de resultados satisfatórios para sistemas térmicos, sem muitas dificuldades nos cálculos.

De acordo com Verda (2004), outros componentes da planta têm que mudar sua produção para alimentar o componente com defeito. A eficiência dos componentes depende da sua condição de funcionamento, desta forma, quando um componente é avariado alguns dos outros componentes podem ser forçados a mudar a sua eficiência. Sendo o valor controlado um ponto de ajuste ou de cargas externas, o sistema de controle intervém para restaurar os valores corretos. Esta intervenção também modifica as condições de operação do sistema, induzindo outras anomalias.

Segundo Silva (2009), as estruturas teóricas do diagnóstico termoeconômico, associadas ao consumo energético e análise exérgica, apresentam os seguintes conceitos:

Anomalia (*Malfunction*): é o produto entre a variação no consumo específico de exergia para um elemento do ciclo entre, estado de referência e estado atual, Δk , e o produto do componente no estado de referência, P^0 (Equação 1):

$$MF = \Delta k \cdot P^0 \quad (1)$$

Sendo o consumo específico de exergia definido como a razão entre o insumo exergético, E, e o produto exergético, P, e para um dado componente, ambos observados em uma estrutura produtiva, (Equação 2).

O valor de k nunca deve ser menor que a unidade, uma vez que a eficiência exérgica do componente é obtida invertendo-se k, e caso este valor fosse menor que “1” a segunda lei da termodinâmica seria violada.

$$k = \frac{E}{P} \quad (2)$$

Anomalias (*Malfunction*) intrínsecas: são as anomalias causadas pelo comprometimento do rendimento de um componente do sistema devido à presença de uma avaria. Para que este componente mantenha o mesmo produto, será necessária uma quantidade maior de insumo.

2.1.2. Método da Reconciliação

É uma técnica que faz parte dos métodos termoeconômicos, mesmo não possuindo características segundo Zaleta et al. (2004), tais como fluxos exérgicos, consumo específico de exergia e indicadores de deteriorações no ciclo térmico.

No método de reconciliação a maneira de se obter resultados é através de equações analíticas baseadas em linearização. O modelo implementado determina quais são as causas que impactam no *Heat Rate* e ou no produto total produzido pela instalação de acordo com Zaleta et al. (2004).

Nesse método é como se a instalação estivesse sendo reparada da condição TOP (condição de operação em teste) ou condição atual para uma condição de referência ROP (condição de referência operacional) passando por cada avaria de maneira individual, avaliando a influência da retirada das mesmas no *Heat Rate* ou na

geração/consumo total de energia. Através dessa metodologia a condição de teste é baseada nos dados da instalação medidos ou em dados obtidos de modelos matemáticos que utilizam dados medidos. Para sistemas de refrigeração o *Heat Rate* poderia ser a capacidade frigorífica.

Para o desenvolvimento de um sistema de reconciliação é necessário: modelagem analítica dos componentes da instalação; estabelecer uma condição de teste ou condição real (TOP) e de referência (ROP); além é claro de estabelecer rendimentos dos equipamentos e condições ambientais.

Uma etapa importante é estabelecer um modelo que represente bem o funcionamento da instalação fora do ponto de projeto para assim evitar linearizações para previsões de desempenho. Pois a cada anomalia eliminada, haverá uma nova condição de funcionamento da instalação com novos desempenhos de seus componentes segundo Zaleta et al. (2004).

Uma dificuldade encontrada no método da reconciliação é estabelecer o estado de referência dinâmico por existirem grandes variações das condições externas em intervalos de tempo muito pequenos.

Segundo Silva (2009) o tipo de reconciliação que utiliza um estado de referência dinâmico é chamado de *equalized reconciliation method* (método de reconciliação equalizado). Além do estado de referência dinâmico, o método faz uso de filtros para os dados provenientes do sistema de aquisição de dados da instalação. Estes filtros são baseados em valores máximos e mínimos para uma determinada variável e também em relações termodinâmicas, onde valores impossíveis ou improváveis são descartados.

A metodologia Seis Sigma aplicada ao diagnóstico por reconciliação foi uma tentativa de determinar as variáveis mais importantes para o objetivo da análise. Essa metodologia é baseada na teoria de Qualidade Total em um de seus métodos o PDCA das iniciais do inglês *plan, do, check, e act* que consiste em planejar uma estratégia de ação (*plan*), colocar essa estratégia em prática (*do*), checar as conseqüências da estratégia implementada (*check*) e por último agir de acordo com as conseqüências geradas pela estratégia adotada (*act*).

2.1.3. Método da Análise Quantitativa da Causalidade

Esse método descreve o comportamento de um sistema térmico de uma maneira matemática com variáveis presentes no mesmo. Essa análise, na maioria das vezes tem como objetivo determinar rendimentos e consumos específicos em função de variáveis independentes e dependentes, variáveis essas que podem ser pressão, temperatura, vazão, etc.

A quantificação do consumo adicional de energia, causada pelas falhas em cada um dos componentes do sistema é determinado. A principal dificuldade dessa tarefa é a presença de anomalias induzidas, que aparecem porque os consumos unitários de exergia não são verdadeiramente correlacionados com as variáveis independentes. Além disso, segundo Usón (2007) a análise quantitativa de causalidade é uma metodologia de diagnóstico baseado diretamente na representação termodinâmica do sistema térmico, assim o que se pretende é relacionar a redução da eficiência do sistema com essas variáveis livres, ou seja, variáveis independentes.

A análise quantitativa de causalidade é um método baseado na linearização do modelo termodinâmico do sistema. A precisão do método é demonstrada por meio da quantificação do erro produzido no diagnóstico de uma grande quantidade de pontos de um exemplo real.

De acordo com Usón et al. (2009), um sistema térmico deve ser descrito por um conjunto de “n” variáveis termodinâmicas, de forma que estas variáveis sejam suficientes para caracterizar os fluxos de matéria e energia (pressões, temperaturas, vazões e etc) e indicadores de comportamento dos componentes, tal como eficiência isentrópica. Somente uma parcela dessas “n” variáveis são realmente independentes (variáveis livres): condições ambiente, qualidade do insumo (energia), *set points* e indicadores de eficiência dos componentes. Há um conjunto também de “n” restrições que são comuns para os problemas de diagnóstico, teste de desempenho, simulação e otimização. Exemplos dessas restrições podem ser balanços de energia ou definições de parâmetros dos componentes.

2.1.4. Método da Termo-caracterização

Para aplicação desse método, inicialmente define-se um volume de controle (VC) que envolva o componente do sistema térmico que se deseja analisar (Figura 3).

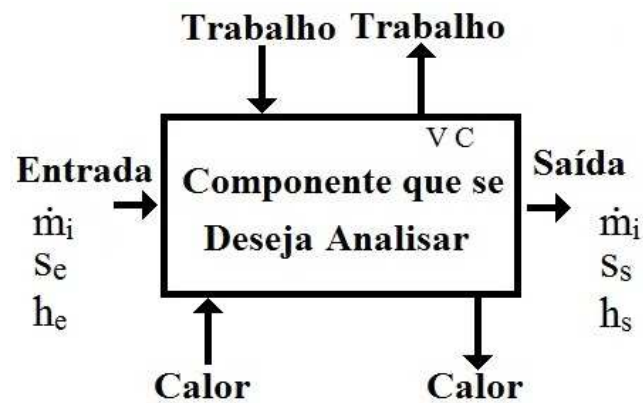


Figura 3: Representação de um volume de controle (VC) em um componente genérico.

É preciso caracterizar alguns parâmetros para análise desse componente tais como variação de entropia (σ) e entalpia (Δh) dadas pela Equação 3 e 4 e a razão mássica (MFR) entre a vazão mássica atual (\dot{m}_i) e a vazão mássica de projeto (\dot{m}_d) na Equação 5 segundo Zaleta et al. (2004).

$$\sigma = s_e - s_s \quad (3)$$

$$\Delta h = h_e - h_s \quad (4)$$

$$MFR = \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_d} \quad (5)$$

Onde “h” representa entalpia específica e “s” entropia específica, e os subscritos “e” e “s” representam, respectivamente, entrada e saída de um dado componente. Com

isso é possível elaborar uma curva de desempenho para o componente analisado para a dada condição de referência previamente estabelecida. Cada componente do sistema pode ser representado graficamente tal qual a Figura 4.

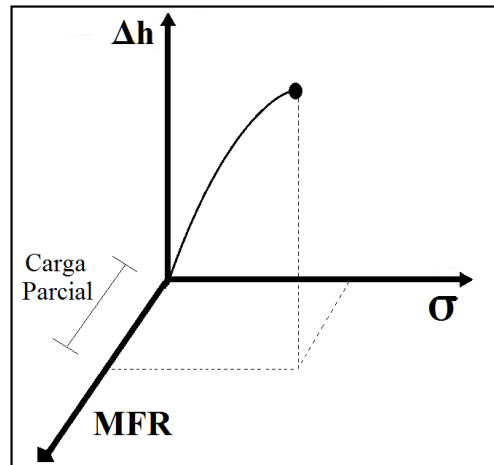


Figura 4: Representação do estado de referência em função da variação de entropia, variação de entalpia e fração mássica para um componente genérico em três dimensões, adaptado de Silva (2009).

A presença de um ponto fora da curva apresentado na Figura 4 de um dado componente representa uma avaria ou anomalia. Para Zaleta (2004), de acordo como os parâmetros são modificados, as falhas podem ser classificadas como intrínsecas ou induzidas conforme estabelecido anteriormente.

2.1.5. Método da Dissipação da Temperatura

Um parâmetro interno θ é definido conforme Equação 6, estando o mesmo relacionado ao desempenho, rendimento e razão de pressão dos componentes de um sistema. As variações de entalpia e entropia contidas nesse parâmetro são dadas para o mesmo fluxo de massa, e o mesmo é visto em um plano h-s (entalpia e entropia) que deixa evidente a presença de deteriorações nos componentes analisados (Royo et al., 1997).

$$\theta = \frac{h_e - h_s}{s_e - s_s} \quad (6)$$

Onde “h” representa entalpia específica e “s” entropia específica, e os subscritos “e” “s” representam entrada e saída respectivamente de um dado componente.

Royo et al. (1997) demonstra um exemplo em que um fluxo mássico cruza um dado compressor, nas condições normais de operação (linha cheia), e condições com a presença de avarias (linha tracejada) representada na seguinte figura:

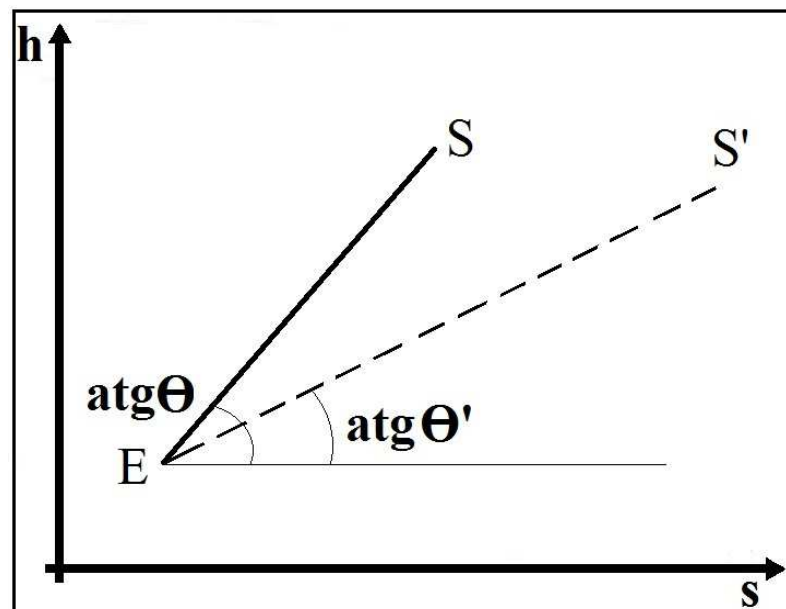


Figura 5: Variação do parâmetro θ para um componente com avaria e sem avaria, adaptado de Royo et al. (1997).

O ponto de saída do componente com falha pode estar em qualquer lugar da linha tracejada ES' , sendo então necessárias informações adicionais sobre o fluxo de saída. Assim considerando novas condições de entrada E' e variações pequenas a fim de obter $\theta = \theta'$, chega-se a representação similar a Figura 6. Com isso assume-se que para pequenas variações nos insumos de um componente, seu rendimento permanece constante segundo Silva (2009).

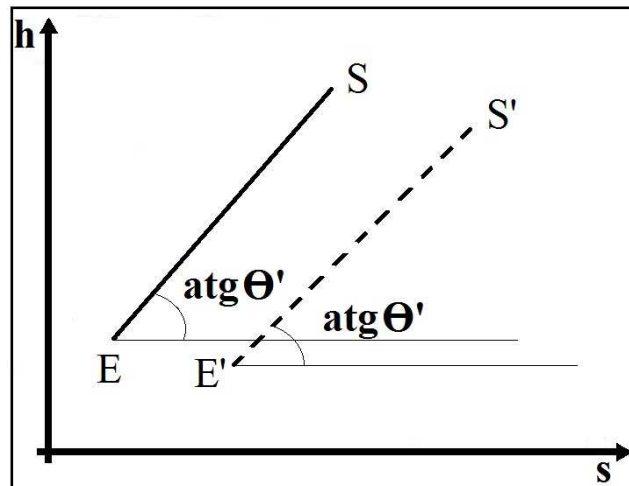


Figura 6: ($\theta = \theta'$) para um componente com anomalia, adaptado de Royo et al. (1997).

Conhecendo-se S' do fluxo que atravessa um componente é possível conhecer a variação diferencial do parâmetro θ , ligando-se o ponto S ao ponto S' por uma linha reta. A inclinação desta linha reta (Figura 7) é chamada de temperatura de dissipação: $T_{dS} = (dh_S/ds_S)$.

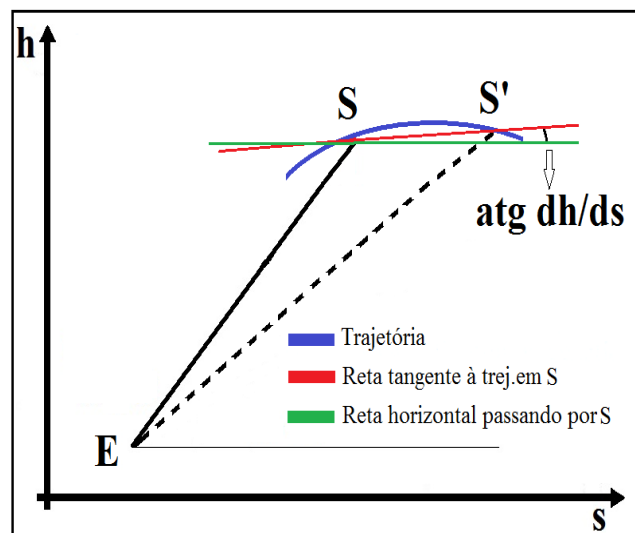


Figura 7: Método gráfico para obtenção da temperatura de dissipação, adaptado de Royo et al. (1997).

Com isso é possível estabelecer quais componentes possuem falhas através do parâmetro θ e da temperatura de dissipação, uma limitação desse método é a não

caracterização de grandes variações relacionadas ao fluxo de entrada, podendo assim não cumprir a hipótese de desempenho constante do componente.

2.1.6. MÉTODOS BASEADOS EM INTELIGÊNCIA ARTIFICIAL

Sistemas de diagnóstico baseados em lógica Fuzzy, redes Bayesian, algoritmos genéticos, têm sido desenvolvidos na tentativa de evitar a resolução de expressões analíticas complexas. Estes métodos precisam de grande quantidade de dados para que se possa treinar o sistema de diagnóstico.

Segundo Cai et al. (2011), estes tipos de métodos se baseiam em ocorrências passadas, o que o impede de gerar bons resultados em situações que ainda não foram experimentadas pela planta, e normalmente não conseguem diferenciar as anomalias induzidas das intrínsecas.

2.1.6.1. Lógica Fuzzy

A Lógica Fuzzy é uma técnica de inteligência artificial, que consiste em aproximar a decisão computacional da decisão humana, tornando os equipamentos e instalações mais eficientes em suas funções. A lógica Fuzzy é baseada na teoria dos conjuntos Fuzzy, essa lógica e teoria provêm base para geração de técnicas para a solução de problemas especialmente nas áreas de controle e tomada de decisão.

Esta é uma generalização da teoria para resolver os paradoxos gerados a partir da classificação “falsa ou verdadeira”. Uma proposição lógica geralmente tem dois extremos: ou “absolutamente verdadeiro” ou “absolutamente falso”. Na Lógica Fuzzy, uma premissa varia em grau de verdade de “0” a “1”, o que leva a existirem classificações entre “absolutamente verdadeiro” e “absolutamente falso” (Zhang et al., 2010).

Com o conceito de “grau de verdade” segundo Zhang et al. (2010), a teoria dos conjuntos Fuzzy amplia a aplicação da teoria dos conjuntos tradicionais. Os grupos são rotulados qualitativamente (alto, morno, ativo, pequeno, perto, etc.) e os elementos deste conjunto são caracterizados, ou seja, estabelece valores que indicam o grau em que um elemento pertence.

Para Zio e Gola, (2009), uma tarefa bastante usual em sistemas de diagnóstico baseados em lógica Fuzzy é um treinamento de um algoritmo de aprendizagem para ajustar todos os parâmetros modificáveis, e os parâmetros consequentes, para fazer a saída coincidir com os dados de treinamento.

O método dos mínimos quadrados pode ser facilmente utilizado para identificar os valores ideais desses parâmetros. Quando a premissa são parâmetros não fixos, de acordo com Tran (2009) o espaço de busca torna-se maior, e a convergência do treinamento torna-se mais lenta. Este procedimento é repetido até que o erro quadrado seja inferior a um valor específico ou um número máximo de treinamentos.

Para aplicações em sistemas de refrigeração e ar condicionado essa técnica se torna bastante interessante, pois através de um algoritmo de aprendizagem, pode-se treinar o sistema de diagnóstico para, por exemplo, as várias situações de ambientes. E a possibilidade de classificações em “grau de verdade” pode tornar o sistema de diagnóstico mais versátil nas classificações das falhas.

2.1.6.2. Filtro de Kalman

De acordo com Denève et al. (2007), um filtro de Kalman é um integrador ideal no sentido de que minimiza o erro da estimativa, dado o histórico completo dos *feedbacks* sensoriais recebidos durante o movimento. A propriedade chave de um Filtro de Kalman é sua habilidade de combinar as estimativas geradas internamente com estimativas obtidas a partir desses *feedbacks* sensoriais.

Segundo Nerger et al. (2005), quando o modelo é linear e o ruído é Gaussiano, a estratégia ideal para a análise é através de um filtro de Kalman, que pode ser usado para o controle ideal e também está na maioria dos recentes modelos de tomada de decisão.

Na maioria das aplicações o estado completo do sistema é muito maior que os poucos parâmetros passíveis de serem medidos, por apresentar mais graus de liberdade. Porém, ao combinar uma série de medições, o filtro de Kalman é capaz de estimar o estado completo do sistema (Denève et al., 2007). Essa característica pode auxiliar no desenvolvimento de diagnóstico para estado transiente em sistemas de refrigeração e ar condicionado.

2.1.6.3. Rede Bayesian

Rede Bayesiana consiste em uma representação em forma de gráficos (conjunto de vértices e arestas) de um dado problema. Essa técnica estabelece uma combinação de dados estatísticos do sistema em análise. Por exemplo, uma rede Bayesian pode representar a probabilidade entre falhas e avarias de um dado sistema térmico. Os sintomas dados podem ser usados por essa rede para computar as probabilidades da presença de falhas (Capra et al., 2006).

Em um sistema de diagnósticos baseado nessa técnica, quando são apresentados alguns sintomas, o sistema recorre a uma distribuição de probabilidade condicional, que quantifica a dependência probabilística entre os sintomas a uma determinada falha ou avaria (Cai et al., 2011).

Redes bayesianas permitem analisar grandes quantidades de dados, o que é bastante útil para diagnóstico em sistemas de refrigeração e ar condicionado, extraíndo conhecimentos úteis em tomada de decisões, controlando ou prevendo o comportamento desses sistemas.

2.1.6.4. Algoritmos Genéticos

Algoritmos genéticos (AG's) são bastante utilizados em sistemas em geral, para obtenção de solução em problemas de otimização. Os AG's são indicados para a

solução de problemas que envolvem um grande número de variáveis e, conseqüentemente, grande possibilidade de soluções.

Os algoritmos genéticos são uma família de modelos computacionais inspirados na evolução. Eles possuem um bom desempenho em um ambiente dinâmico que geralmente exige soluções adaptativas. Soluções adaptativas consistem em tentar resolver problemas acumulando conhecimento sobre o sistema analisado e gerando resultados aceitáveis (Pacheco, 1999).

O bom desempenho em ambiente dinâmico torna possível a aplicação dessa técnica em diagnóstico para sistemas de refrigeração e ar condicionado, em estado transiente de operação.

2.1.7. Implicações sobre os Métodos

A Tabela 1 e Tabela 2 mostram um breve resumo sobre as principais características dos métodos de diagnóstico mencionados anteriormente.

Tabela 1: Características das técnicas de diagnóstico termodinâmico.

Método	Características Principais	Condições Necessárias	Dificuldades	Parâmetros Definidos
Termoeconômico	-Modelagem de cada elemento de acordo com sua função, expressa em termos de exergia.	-Estado de referência do sistema. Mesmo Insumo, produto e condições ambientais.	-Conexões entre os componentes e à dependência da eficiência das condições de funcionamento.	-Insumo exergético: E. -Produto exergético: P. -Consumo exergético unitário: $k=E/P$. E variação Δk . -Anomalia: $MF=\Delta kP^0$
Reconciliação	-Faz parte dos métodos termoeconômicos. -As equações analíticas baseadas em linearização. -O modelo implementado de dados determina quais são as causas que impactam no “Heat Rate” e ou no produto total produzido pela instalação.	-Estado de referência do sistema que pode ser o balanço térmico do ciclo. - Pode-se nessa técnica utilizar a metodologia Seis Sigma. - Modelo que estabeleça condições fora do ponto de projeto.	-Estabelecer estado de referência Dinâmico.	-TOP (Condição de Operação em Teste) -ROP (Condição de Referência Operacional) - “Heat Rate”
Análise Quantitativa da Causalidade	-Descreve o sistema térmico matematicamente com variáveis presentes no mesmo. - Possuem como metas, rendimento e consumo específico em função das variáveis independentes e dependentes. -Baseada diretamente na representação termodinâmica do sistema térmico.	-Estado de referência do sistema. -Linearização do modelo termodinâmico do sistema. -Variáveis são suficientes para caracterizar os fluxos do sistema.	-Presença de Anomalias induzidas, que aparecem porque consumo unitário de exergia não são verdadeiramente correlacionados com as variáveis independentes.	
Termo- Caracterização	Estabelece uma análise de entropia e entalpia em volume de controle que envolva um dado componente. Elabora-se uma curva de desempenho para o componente analisado com σ e ω em função de MFR.	-Estado de referência do sistema. -Volume de controle. - Vazão mássica de projeto: \dot{m}_d	-Classificação das falhas.	Varição de entropia: σ . Varição de entalpia: ω . Fração de vazão mássica: $MFR= \dot{m}_i/ \dot{m}_d$. Vazão mássica atual: \dot{m}_i .
Dissipação da Temperatura	-Presença de um parâmetro interno θ , relacionado ao desempenho, rendimento e razão de pressão. -Variações de entalpia e entropia dadas para o mesmo fluxo de massa. -Parâmetro θ visto em um plano h-s demonstra a presença de falhas.	-Variações de entalpia e entropia devem ser dadas para o mesmo fluxo de massa.	-Necessidade de informações sobre o fluxo de saída. -Não caracterização para grandes variações do fluxo de entrada.	Parâmetro $\theta=(h_e-h_s)/(s_e-s_s)$. Temperatura de dissipação: $Td_s=(dh_s/ds_s)$.

Tabela 2: Características das técnicas de diagnóstico termodinâmico aplicando inteligência artificial.

Método	Características Principais	Condições Necessárias	Dificuldades
Métodos Baseados em Inteligência Artificial	-Trabalha com ocorrências passadas, o sistema de diagnóstico precisa ser treinado com situações já experimentadas pela instalação.	-Necessitam de uma quantidade de dados para treinar o sistema de diagnóstico.	-Dificuldades de gerar bons resultados em situações que ainda não foram experimentadas pela planta. -Normalmente não conseguem diferenciar as anomalias induzidas das intrínsecas.
Técnicas Utilizadas em Modelos Baseadas em Inteligência Artificial		Características	Particularidades
	Lógica Fuzzy	-Resolve paradoxos gerados a partir da classificação “falsa ou verdadeira”. Na Lógica Fuzzy, varia em grau de verdade de “0” a “1”, o que leva a existirem classificações entre “absolutamente verdadeiro” e “absolutamente falso”.	-Em métodos baseados em sua metodologia deve-se treinar um algoritmo de aprendizagem para ajustar os parâmetros modificáveis, fazendo com que a saída coincida com os dados de treinamento.
	Filtro de Kalman	-É um eficiente filtro para ruídos das medições.	-Habilidade de combinar as estimativas geradas internamente com estimativas obtidas a partir de feedbacks sensoriais.
	Rede Bayesian	-É uma representação gráfica de relações dentro de um domínio do problema. Consiste de um conjunto de variáveis, uma interface gráfica estruturada que conecta essas variáveis, e um conjunto local condicional de distribuições probabilísticas.	-Uma rede bayesiana é comumente representada como um gráfico, que é um conjunto de vértices e arestas. Os vértices, ou nós, representam as variáveis e as bordas ou arcos representam as dependências condicionais no modelo.
	Algoritmos Genéticos	-Normalmente são vistos como otimizadores de funções, embora a quantidade de problemas para o qual os AG's se aplicam seja bastante abrangente.	-Permitem simplificação na formulação e solução de problemas de otimização. É indicado para a solução de problemas de otimização complexos, que envolvem um grande número de variáveis.

2.2. DIAGNÓSTICO APLICADO A REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Para alguns processos e/ou sistemas críticos já se têm grande aplicação das técnicas de detecção de falhas e diagnóstico, tais como aqueles relacionados ao setor aeroespacial (Potter e Suman, 1977), plantas de processos químicos (Himmenlbau, 1978), geração de energia (Dialynas et al., 1987), e análise de falhas em instalações térmicas (Wagner e Shoureshi, 1992). Contudo a aplicação das técnicas de detecção de falhas e diagnóstico, aplicados em sistemas de refrigeração e ar condicionado utilizando sistemas de compressão de vapor, é relativamente recente segundo Navarro-Esbri et al. (2006).

A preocupação em monitorar esses equipamentos foi motivada em estudos para economia de energia. Ao monitorar instalações de ar condicionado e sistemas de refrigeração os benefícios esperados da aplicação dessas técnicas incluem reparações menos dispendiosas, manutenção periódica e paradas curtas (ASHRAE, 1999).

Equipamentos mal conservados, degradados, e utilizados de forma inadequada contribuem de 15% a 30% no aumento de energia utilizada em edifícios comerciais. Grande parte desse aumento de consumo poderia ser evitada com a utilização de manutenção automatizada (Katipamula e Brambley, 2005).

Várias técnicas e métodos têm sido desenvolvidos e utilizados para prever ou diagnosticar falhas em sistemas por compressão de vapor. Não somente métodos baseados em modelos físicos e também métodos não-paramétricos ou de modelo livre.

Métodos on-line de FDD (*Fault Detection And Diagnostic*) utilizando medições de grandezas termodinâmicas foram implementados em estudos para detectar e diagnosticar falhas em equipamentos de compressão de vapor, com o objetivo de avaliar os níveis de

degradação da capacidade de refrigeração, eficiência e o impacto na vida útil dos equipamentos.

Para Gertler (1998) essas técnicas de FDD são estabelecidas em três passos principais:

- Detecção da falha;
- Indicação de que realmente existe uma falha;
- Isolamento das falhas ou diagnóstico das mesmas.

Glass et al. (1995), abordaram de forma qualitativa a detecção de falhas em uma unidade de tratamento de ar multi-zona, e segundo os autores essa abordagem auxiliou de maneira satisfatória as equipes de manutenção. Li e Alleyne (2010) modelam o estado transitório de trocadores de calor e compressores de sistemas de refrigeração, os resultados mostraram que o compressor é responsável pela maioria das situações de falhas em sistemas de refrigeração por compressão de vapor.

Jones e Burge, (1987) aplicaram um sistema de diagnóstico baseado no isolamento de falhas, desenvolvido a partir do conhecimento do comportamento do sistema. Com isso permitindo o isolamento sistemático de possíveis dispositivos defeituosos. Segundo os autores, esse sistema de diagnóstico é vantajoso para estruturas complexas, porque faz com que o sistema produza informações sobre os sintomas de seu próprio mau funcionamento.

No trabalho de Jones e Burge (1987) é desenvolvido uma rede organizada de causa-efeito para o conhecimento superficial (base de conhecimento causal) e uma rede de simulação organizada com alto conhecimento (base de conhecimento de simulação). A simulação gera expectativas sobre o comportamento dos componentes. A base de conhecimento causal é pesquisada para encontrar a falha com maior probabilidade de causar os sintomas observados.

Basseville (1988) realiza um levantamento dos métodos estatísticos utilizados para detectar alterações em sinais oriundos de sistemas monitorados, classificando os problemas de acordo com as avaliações de sinais e imagens, para detecção de falhas nos mesmos. Duas tarefas foram tomadas para resolver os problemas classificados: Geração de resíduos (sinais que indicam mudanças) e modelagem de regras de decisão que se baseiam nesses resíduos,

apresentando uma abordagem de probabilidade, usando os resíduos gerados para conclusão do diagnóstico.

Tzafestas (1987) apresentou conceitos básicos que envolvem sistemas de diagnóstico e a discussão de algumas das ferramentas baseadas em conhecimentos em engenharia disponíveis. Sendo os seguintes:

- Conhecimento baseado em um modelo estrutural e funcional que caracterize o problema;
- Raciocínio para resolução de problemas técnicos baseado em relações pré-especificadas entre os sintomas de falhas e avarias;
- Interface amigável na tentativa de prever todos os cenários de falhas.

O problema de diagnóstico é indicado de modo que dada uma descrição da causa do problema e a estrutura do processo, o mesmo encontra uma explicação para o comportamento do sistema em termos de causas externas ou condições anormais de funcionamento dos componentes e sensores.

Em Frank (1987) é realizado um estudo sobre os métodos de detecção e localização de falhas em sensores e componentes. Esse desenvolvimento tornou-se uma alternativa para a redundância de *hardware* na detecção de falhas e também na redundância analítica. É feito também uma distinção entre a detecção de falha no instrumento (IFD), e detecção de falha em um componente (CFD).

Mais adiante Frank (1990) relatou em seu estudo, técnicas baseadas na geração de resíduos. O esquema básico de diagnóstico de falhas utilizava uma combinação de redundâncias analíticas baseadas no conhecimento do sistema em análise. Os efeitos analisados foram:

- Falhas nos atuadores, componentes ou sensores;
- Erros de modelagem entre o sistema real e seu modelo matemático;
- O ruído do sistema e medição de ruído.

As falhas podem ser abruptas ou de desenvolvimento lento. As falhas abruptas são

normalmente de importante detecção por questões de segurança, enquanto falhas de desenvolvimento lento são relevantes para as questões de manutenção. Para ser capaz de detectar e distinguir uma falha, deve-se ter:

- Conhecimento do comportamento normal;
- Conhecimento dos comportamentos faltosos;
- Existência de relações sobre redundâncias analíticas;
- Disponibilidade de observações que reflitam a falha;
- Confiabilidade satisfatória de informações redundantes.

Gertler (1988) apresenta as principais características de detecção de falhas baseadas em modelos e métodos de isolamento das mesmas. As falhas são classificadas, de acordo com autor, como:

- Falhas aditivas de medição, que são devido a discrepâncias entre os valores medidos e os verdadeiros de entrada ou variáveis de saída (por exemplo, avarias em sensores e atuadores);
- Falhas aditivas de processo, que são perturbações no funcionamento da planta (por exemplo, vazamentos);
- Falhas multiplicativas de processo, que são as alterações dos parâmetros da planta (por exemplo, a deterioração das instalações e equipamentos).

Phelan et al. (1997) apresenta comparações entre a medição de dados de funcionamento de um ventilador, de uma bomba, e o desempenho de um chiller em um laboratório. Através desses dados o autor analisou:

- Dados necessários para a avaliação de desempenho;
- Natureza dos modelos em que os dados de teste foram utilizados;
- Considerações físicas para determinar quais dados são necessários;
- Como medir e sob que condições de funcionamento devem ser feitas a medição.

No trabalho Dexter (1995) é feita uma abordagem objetivando a estimativa de parâmetros de referência baseados em lógica Fuzzy para uma unidade de tratamento de ar. O método Fuzzy de diagnóstico foi desenvolvido para detectar e isolar falhas em sistemas de ar condicionado, descrevendo sintomas para funcionamento de plantas com e sem a presença de falhas.

As referências são geradas a partir de dados, que são produzidos a partir de simulação computacional ou conhecimento especializado de uma unidade típica. Os modelos de diagnóstico baseado no método Fuzzy são compostos de regras que descrevem os sintomas com e sem a presença de falhas (Dexter, 1995).

Em seqüência ao trabalho anterior, Dexter (1996) apresenta um modelo baseado no método Fuzzy, para diagnóstico de falhas em regime permanente. O modelo compara o comportamento atual do sistema com um conjunto de modelos de referência genéricos. Um dos modelos de referência descreve o correto funcionamento do sistema e cada um dos outros modelos descrevem o comportamento do sistema com a presença de uma falha em particular.

Os experimentos foram realizados usando uma simulação não-linear e dinâmica detalhada de um sistema de ar condicionado. Falhas como degradação do fornecimento de água gelada e de resfriamento, incrustações nos trocadores de calor e vazamento na válvula, foram introduzidas. O correto diagnóstico é feito quando as falhas introduzidas possuem a mesma magnitude do que as utilizadas na geração dos modelos de referência (Dexter, 1996).

Glass et al. (1995), aborda de forma qualitativa a detecção de falhas em um sistema de tratamento de ar multi-zona. Medições de temperaturas e pressões são obtidas e fornecidas a um pré-processador de estado estacionário. As saídas do controlador são convertidas para alguns valores qualitativos pré-estabelecidos (por exemplo, maximamente aberto, minimamente aberto e classificações entre essas atribuições).

As falhas são detectadas com base nas diferenças entre as saídas do controlador, a medida qualitativa e as previsões correspondentes ao modelo, baseado em medições de temperaturas. Medições das temperaturas do ar externo, ar de alimentação, e ar de retorno também são tomadas. Existe uma curva característica de temperatura do ar exterior versus estado do controlador. Os pontos de transição entre diferentes estados são quantitativamente modelados.

Os sintomas de cada falha foram determinados e analisados, e uma tabela foi feita para auxiliar no diagnóstico. Uma deterioração ou avaria do sistema é detectado e o estado descrito na tabela é utilizado para o diagnóstico de falhas. Os sintomas decorrentes de falhas simples (em um único componente) podem ser detectados, no entanto se ocorrem falhas múltiplas (mais de um componente), normalmente as mesmas não podem ser diagnosticadas com precisão (Glass et al., 1995).

Lee et al. (1996) apresenta parâmetros de identificação que são utilizados para a detecção de falhas em uma unidade de tratamento de ar, constituinte de um sistema de climatização do edifício. Essas falhas foram detectadas pelos resíduos definidos como: diferenças entre os valores reais medidos em uma condição de falha e os valores esperados sob condições normais de funcionamento.

Os resíduos foram gerados pela temperatura do ar de alimentação do ambiente climatizado, diferença de fluxo entre os ventiladores de alimentação e de retorno, nos atuadores e na posição da válvula de resfriamento. Se algumas mudanças físicas no sistema causam desvios do estado normal, alguns ou todos os parâmetros em um modelo atualizado do processo irão desviar de seus valores normais. Assim a condição de falha pode então ser detectada. Nesse estudo, os parâmetros de um modelo foram estimados empregando um sistema de identificação utilizando o método do filtro de Kalman. A abordagem foi aplicada a um sistema de volume de ar variável (Lee et al., 1996).

Lee et al. (1997) descrevem uma aplicação de redes neurais para realizar o diagnóstico de falhas em um aparelho de ar condicionado, inicialmente com resíduos de variáveis tais como temperatura, pressão e umidade, utilizadas para quantificar os sintomas dominantes dos modos de falha.

Nesse estudo a rede neural artificial (ANN - *Artificial neural network*) é dividida em vários subsistemas. Em um deles a ANN foi treinada para classificar algumas determinadas falhas relacionadas ao conforto dos ocupantes no ambiente climatizado, e os resultados demonstraram a capacidade da mesma em diagnosticar corretamente vários tipos dessas falhas.

Li et al. (1996) e (1997) apresentam em seu estudo um protótipo para detecção e diagnóstico de falhas (FDD), baseado em um modelo de rede neural artificial (ANN). O protótipo foi desenvolvido utilizando dados simulados oriundos de um sistema de

aquecimento. Seis categorias de modos de falha e um modo normal (referência) foram modelados e seus resultados foram comparados.

O trabalho demonstra a viabilidade de utilizar ANN's para detectar e diagnosticar falhas em sistemas de aquecimento, desde que estejam disponíveis dados para a formação do comportamento dos sistemas com e sem falhas.

Na configuração da rede neural artificial, as principais características do sistema de referência foram previamente definidas. A referência e os seis modos de falhas operacionais foram modelados de acordo com padrões específicos de seus sintomas. Todos os modos foram simulados em cinco diferentes sistemas de aquecimento, para a construção de um banco de dados (Li et al., 1997).

Com o objetivo de controlar um sistema de climatização Pape e Mitchell (1990) utiliza duas variáveis: ponto de ajuste de água fria e a temperatura do ar no interior do ambiente climatizado. A estratégia de controle foi estruturada objetivando a otimização do consumo de energia.

O método leva em consideração dados obtidos em tempo real, que são comparados de forma estatística com os dados sob condições normais de operação. Depois que uma falha no sistema é encontrada, verifica-se as relações de cada componente em termos de consumo de recursos, podendo assim identificar o componente onde ocorreu a falha.

No estudo feito por Yoshida et al. (1996), o objetivo foi a análise da eficiência de dois modelos de FDD em encontrar falhas abruptas em sistemas de tratamento de ar. Assim como uma pesquisa sobre falhas típicas nesses sistemas, desde falhas de construção a falhas de utilização do equipamento.

Os objetivos de um sistema de FDD concluídos pelo autor foram o de prever rapidamente a possível degradação dos materiais ou componentes, detectar uma operação ineficiente e encontrar falhas que, mesmo um especialista não consegue detectar. A Tabela 3 apresenta as falhas selecionadas pelos autores.

Bailey (1998) treinou um sistema de diagnóstico com dados operacionais de um sistema de refrigeração em condições normais de operação e com a presença de falhas. As falhas introduzidas foram: sobrecarga e perda de refrigerante, sobrecarga e perda de óleo de

lubrificação, encrustações (sujeira) no condensador e a perda de performance nos ventiladores do mesmo.

Tabela 3: Falhas importantes selecionadas. Adaptado de Yoshida et al., (1996).

Classe	Processo de desvio variável	Componentes afetados
1	Má qualidade do ar interno	Ocupantes
2	Vazamento de água da canalização	Canalização
3	Desvio da temperatura do ar de insuflamento	Ocupantes
4	Desvio da temperatura do ar no recinto	Difusor de ar
5	Pouco ou muito volume de ar	Damper da unidade VAV
6	Diferença excessiva de pressão através do filtro de ar	Filtro de ar
7	Ruído ou vibração anormal	Duto de trabalho
8	Desvio da temperatura do ar no recinto	Difusor de ar
9	Sinal falso para abertura da unidade VAV	Termostato do ar da sala
10	Desvio da temperatura do ar no recinto	Canalização

Através de termopares são obtidos valores de temperatura tais como: temperatura da água refrigerada, temperatura de condensação, temperatura de vaporização, subresfriamento, superaquecimento. O consumo de energia, pressão de alta, pressão de baixa e capacidade do equipamento também são registrados, sendo esses valores obtidos para as duas condições, com e sem falhas (Bailey, 1998).

Duas variáveis independentes, temperatura ambiente e carga do sistema de refrigeração, foram variadas para estudar as seguintes variáveis dependentes: consumo de energia, temperatura de fornecimento de água gelada, superaquecimento, subresfriamento, pressão de sucção e pressão de descarga.

Uma avaliação de falhas em instalações de refrigeração por compressão de vapor foi realizada por Grimmeliuss (1995). Essa avaliação utiliza o conhecimento de especialistas e dados de falhas simuladas, desenvolvendo uma matriz de sintomas e modos de falhas. Uma representação esquemática do sistema de diagnóstico segue na Figura 8.

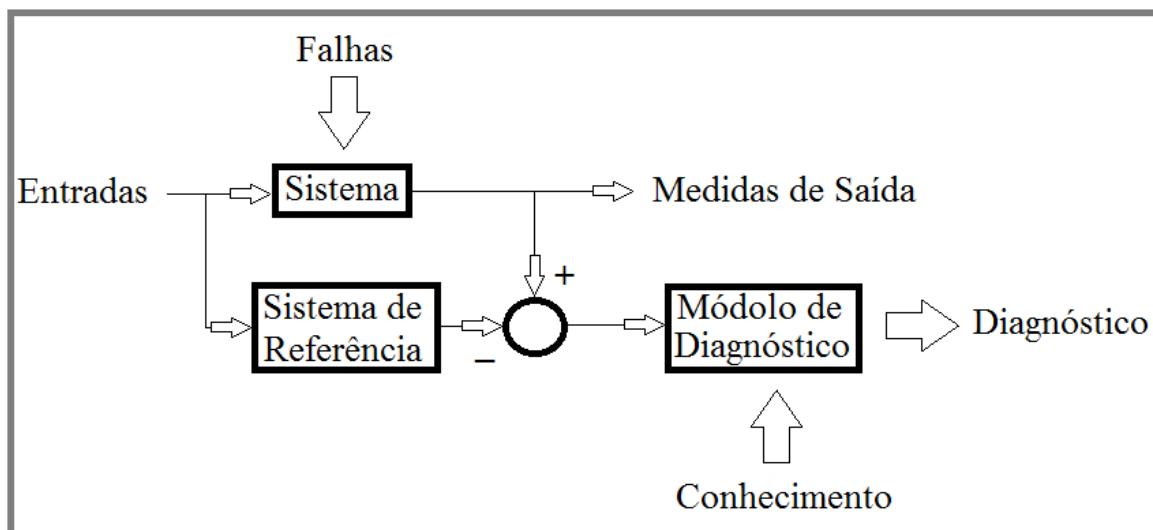


Figura 8: Esquema simplificado do modelo de diagnóstico. Adaptado de Grimmelius (1995).

Foi utilizado um sistema baseado no método de lógica Fuzzy para reconhecimento das falhas, sendo colocado em paralelo com o sistema real. As saídas dos dois são comparadas em um módulo de diagnóstico com base nos seguintes critérios:

- Descrição dos possíveis modos de falha;
- Padrões de sintomas desses modos de falha;
- Valores de referência para as variáveis monitoradas, na condição de funcionamento do sistema. Com dados atuais das condições ambiente e de carga do sistema;
- Estratégia eficaz de diagnóstico.

Um estudo foi realizado com os modos de falhas e a análise de seus efeitos, utilizando FMEA (do inglês, *Failure Mode and Effect Analysis*). Os resultados foram combinados com conhecimento especializado obtido a partir de entrevistas com projetistas de componentes do

sistema e engenheiros de manutenção. O sistema foi dividido nas seguintes estruturas para o estudo de FMEA:

1. Sucção e descarga do compressor, incluindo linhas e válvulas;
2. Condensador;
3. Linha de líquido, incluindo filtro secador;
4. Linha do líquido;
5. Válvula de expansão termostática com equalização externa;
6. Evaporador;
7. Aquecedor do cárter

As grandezas utilizadas para avaliar os padrões de falhas estão apresentadas na Tabela 4:

Tabela 4: Grandezas utilizadas nos padrões de falha e sintomas. Adaptado de Grimmelius (1995).

P_s	Pressão de sucção (compressor).
T_s	Temperatura de sucção (compressor).
P_d	Pressão de descarga (compressor).
T_d	Temperatura de descarga (compressor).
RP	Relação de pressão (compressor).
$P_{\text{óleo}}$	Pressão do óleo.
$T_{\text{óleo}}$	Temperatura do óleo.
$N_{\text{óleo}}$	Nível de óleo.
$P_{\text{cárter}}$	Pressão no cárter.
W_{elet}	Energia elétrica (compressor).
Δ_{sub}	Sub-resfriamento do refrigerante após o condensador.
Δ_{cond}	Diferença de temperatura entre o refrigerante e a água de resfriamento na saída do condensador.
$\Delta T_{\text{H}_2\text{O}}$	Mudança de temperatura da água de arrefecimento.
T_{ve}	Temperatura de entrada na válvula de expansão.
ΔP_{filtro}	Queda de pressão no filtro.
P_{evs}	Pressão na saída do evaporador.
Δ_{sup}	Superaquecimento.
Δ_{evap}	Mudança na temperatura da água gelada.
T_{evs}	Temperatura na saída do evaporador.
N_{cil}	Número de cilindros ativos (compressor).

Tabela 5: Modos de falhas e métodos de simulação. Adaptado de Grimmelius (1995).

	Modo de falha	Método de simulação
1a	Sucção do compressor, aumento da resistência ao fluxo.	Estrangulamento na sucção do compressor
1b	Descarga do compressor, aumento da resistência ao fluxo.	Estrangulamento nas válvulas de descarga do compressor
2	Água de resfriamento no condensador, aumento da resistência ao fluxo.	Redução no fluxo de água no resfriamento
3	Linha de fluido, aumento da resistência ao fluxo.	Estrangulamento na linha de fluido da válvula entre o condensador e o filtro
4	Válvula de expansão, unidade de controle, dutos de alimentação comprometidos.	O aumento da resistência térmica através da adição de isolamento entre o bulbo e o tubo.
5	Água gelada no evaporador, aumento da resistência ao fluxo.	Reduzir o fluxo de água gelada.

Na Tabela 6, pode se observar a reação de algumas das grandezas do sistema mencionadas na Tabela 4 devido à simulação das falhas da Tabela 5.

Tabela 6: Padrões de sintomas (FMEA). Adaptado de Grimmelius (1995).

	P_s	P_d	$P_{c\grave{a}rter}$	W_{elet}	Δ_{sub}	Δ_{sup}	Δ_{evap}
1a	<		<	<		>	<
1b	>	>	>			>	<
2		>		>	<		
3				<		>	<
4	>		>	>		<	>
5	<		<	<		>	>

As reações são traduzidas em sintomas mensuráveis, utilizando as classificações, (<) e (>) para valores decrescente e crescente respectivamente e () para nenhum efeito ou efeito imprevisível.

Stylianou (1996) aplicou um sistema de diagnóstico em um *chiller*, sistema esse constituído por três módulos de detecção de falhas: um utilizado quando o *chiller* está desligado, outro na partida e o último módulo aplicado ao estado estacionário. As variáveis

avaliadas são mostradas na Tabela 7.

Tabela 7: Variáveis analisadas.

Temperatura e pressão na descarga e sucção do compressor;
Temperatura da linha de líquido antes e após o filtro secador;
Pressão da linha de líquido após filtro secador;
Temperatura do óleo no cárter
Vazão de água no evaporador e condensador;
Temperatura da água ao entrar e sair do evaporador;
Temperatura da água ao entrar e sair do condensador;
Pressão de óleo no cárter.

Peitsman e Bakker, (1996) aplicaram modelos caixa-preta tal qual: modelos múltiplas entradas e única saída (MISO: *Multiple-input/single-output*). Esse sistema operacional constituído de uma rede neural artificial (ANN), foi aplicado para detecção e diagnóstico de falhas (FDD), em um sistema de climatização. Dois níveis dos modelos foram criados, modelo do sistema e modelos dos componentes. O modelo do sistema detecta a presença de falhas, enquanto os modelos de componentes localizam qual componente está defeituoso.

O módulo utilizado quando o sistema está desligado, é para alertar sobre a existência de qualquer problema antes da partida do equipamento, assim evitando redundância nos sensores após o funcionamento. O módulo utilizado na partida verifica variações no fluxo de refrigerante, por ser mais fácil do que no estado estacionário. Nesse módulo algumas falhas podem ser identificadas de acordo com Stylianou (1996):

- Perda de refrigerante ou restrição da linha de líquido sendo indicada por picos na temperatura de descarga do compressor, e mudança da temperatura do refrigerante no evaporador;
- Variações na temperatura do óleo no cárter podem indicar problemas na válvula de expansão ou retorno de líquido refrigerante.

O módulo de estado estacionário verifica o desempenho do *chiller* e também visa detectar e classificar as falhas. O modelo termodinâmico para determinar o desempenho do

sistema real foi obtido de Gordon e Ng (1994). O modelo de estado estacionário requer dados de treinamento coletados da instalação, a fim de que o mesmo seja eficaz.

Stylianou e Scott (1993) identificaram falhas mais comuns em unidades comerciais de compressão de vapor. Essas falhas foram caracterizadas pela frequência de ocorrência, custo de energia, custo de manutenção, consumo e conforto dos ocupantes. Esse estudo utiliza um algoritmo de reconhecimento estatístico (SPRA) das iniciais em inglês (*Statistical Pattern Recognition Algorithm*) para detecção de falhas e diagnóstico operacional.

Li e Alleyne (2010) apresentam uma modelagem dinâmica, capaz de descrever os comportamentos em estado transitório de trocadores de calor (condensador e evaporador) e compressor em operação *shut-down* (componente em procedimento de desligamento) e *start-up* (componente em procedimento de partida). Essa modelagem foi elaborada para sistemas de ar condicionado e refrigeração por compressão de vapor.

Nesse estudo é chamado de ciclo do compressor a etapa de funcionamento do sistema compreendidas entre operações *start-up* e *shut-down*, ou seja, o papel de mover energia em forma de calor, característico dos ciclos de refrigeração que operam sob compressão de vapor.

Os trocadores de calor foram modelados para acomodar diferentes condições de funcionamento, a fim de que sejam representadas as condições transitórias. Três modelos de condensador são representados: superaquecido, de duas fases e uma delas subresfriada, e um modelo de evaporador para representarem o início do estado transiente. O modelo dinâmico foi desenvolvido em Matlab / Simulink, também podendo prever a dinâmica do sistema de *shut-down* e *start-up* transientes (Li e Alleyne, 2010).

Existem descontinuidades numéricas nos modelos de Li e Alleyne (2010) e Willatzen et al. (1998) descreveram técnicas úteis para o controle de estados inativos durante a modelagem do evaporador. Zhang e Zhang (2006) empregaram o tempo como variável para investigar os comportamentos transitórios de um modelo de evaporador submetido a maiores perturbações.

McKinley e Alleyne (2008) desenvolveram um novo modelo de sistema para um trocador de calor simples (condensador). O modelo demonstrou robustez à variação das condições de funcionamento, permitindo a simulação em tempo real. Esta abordagem também garante conservação de massa de refrigerante durante o controle das zonas de vapor e líquido

em condição transiente *start-stop*. A modelagem foi coerente com a forma integral da equação da energia e da continuidade.

Navarro-Esbri'et al. (2006) mencionam em seu estudo que a literatura relacionada a métodos de detecção de falhas aplicados a sistemas de refrigeração por compressão de vapor é relativamente limitada. Discutem também que as técnicas de FDD envolvem três etapas principais: detecção das falhas, indicação de que a mesma realmente existe, isolamento das falhas ou diagnóstico.

Os métodos para detecção de falhas e diagnóstico podem ser divididos em dois grupos: os que não utilizam o modelo da instalação (modelos livres) e aqueles que utilizam modelos da instalação. Os métodos de modelo livre são baseados em redundâncias físicas, medições de limites pré-estabelecidos. Os métodos baseados em modelos, contam com o conceito de redundância analítica. Esses métodos comparam o desempenho esperado com o desempenho real, analisando assim a presença ou não de falhas no sistema (Navarro-Esbri'et al., 2006).

No estudo de Navarro-Esbri'et al. (2006), umas das falhas mencionadas foi o vazamento de fluido (Figura 9). Além de relacionar algumas variáveis do sistema com a capacidade frigorífica do mesmo (Tabela 8).

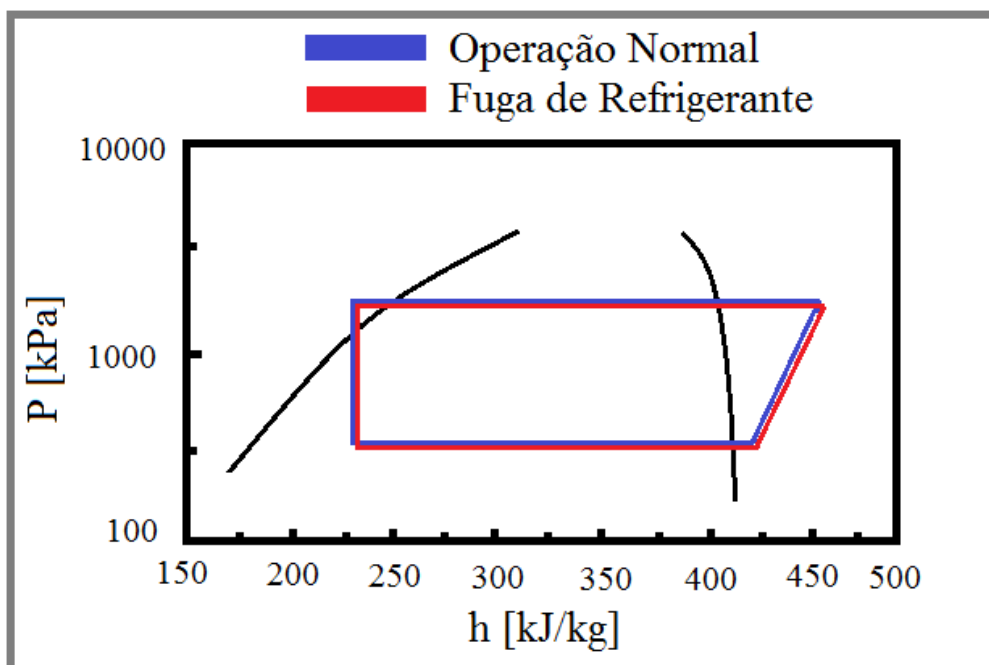


Figura 9: Diagrama pressão entalpia para as condições com e sem vazamento de fluido.

Adaptado Navarro-Esbri'et al. (2006).

Tabela 8: Condições de funcionamento de um sistema de refrigeração. Adaptado Navarro-Esbri et al. (2006).

Falha	P_{suc}/T_{suc}	P_{cond}/T_{cond}	Δ_{sup}	Δ_{sub}
Pequeno vazamento de refrigerante	-	-	+	=
Redução na capacidade frigorífica	-	-	+	=

A Tabela 8 demonstra algumas grandezas, tais como a razão entre pressão e temperatura de sucção (P_{suc}/T_{suc}), razão entre pressão e temperatura de condensação (P_{cond}/T_{cond}), superaquecimento (Δ_{sup}) e subresfriamento (Δ_{sub}), assim como a influência sobre elas devido a uma pequena fuga de refrigerante e a redução da capacidade frigorífica do sistema. Onde (-) e (+) significam redução e aumento da grandeza mencionada respectivamente e (=) que a grandeza mencionada não se altera.

Bailey e Kreider (2003) desenvolveram um sistema de FDD através de uma ferramenta de rede neural para um sistema de refrigeração. A rede neural desenvolvida depende de uma biblioteca de condições estabelecidas através de dados empíricos de falhas. O sistema de FDD analisa dados de funcionamento, estabelecendo tendências para a ocorrência de falhas, ou através de padrões de funcionamento pré-estabelecidos, reconhece sua presença ou não.

Entre as falhas simuladas estão a perda de óleo lubrificante e a fuga e sobrecarga de refrigerante, incrustações no condensador e parada de funcionamento de um ou mais ventiladores do mesmo. A Figura 10 apresenta exemplos de entradas e saídas para o modelo genérico de diagnóstico.

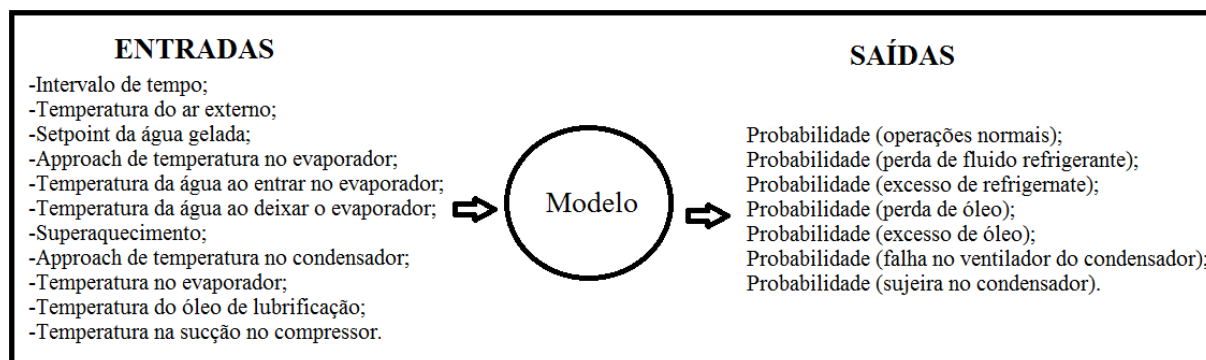


Figura 10: Entradas e saídas dos modelos. Adaptado de Bailey e Kreider (2003).

Resultado de detecção de falhas em forma estatística foi demonstrado por Breuker e Braun (1997) em uma unidade de ar condicionado. Através da comparação de dados atuais com dados gerados por um modelo que descreve uma situação normal de funcionamento, resíduos são gerados. A magnitude e a incerteza estatística desses resíduos determinam a sensibilidade de detecção dessa técnica. As tendências dos resíduos são comparados estatisticamente com um conjunto de regras a fim de diagnosticar uma falha.

Os resultados da análise demonstram que falhas podem ser diagnosticadas muito antes de significativas interferências no coeficiente de performance do sistema (COP). As falhas estudadas foram: vazamento de refrigerante, sujeira no condensador (Figura 11) e evaporador, restrição na linha de líquido e vazamento na válvula do compressor para várias condições de funcionamento. Os resíduos são utilizados para identificar a causa mais provável dos comportamentos faltosos (Breuker e Braun, 1997).

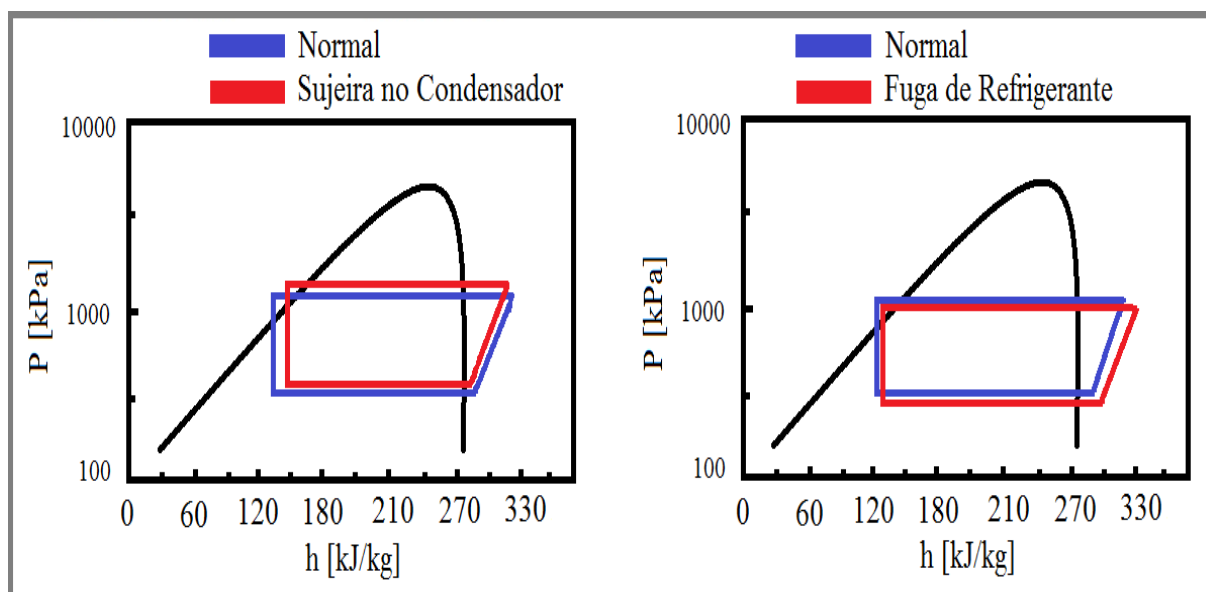


Figura 11: Comparação do ciclo com e sem a presença da falha. Adaptado de Breuker e Braun (1997).

A sensibilidade desse sistema de diagnóstico e detecção de falhas é influenciada pelas condições de funcionamento da unidade. Para o modelo de estado estacionário ser usado, um detector de estado deve ser acionado para distinguir se o funcionamento está em regime transitório ou permanente (Breuker e Braun, 1997).

Alkan e Hosoz (2010) investigam o desempenho experimental em um sistema de ar condicionado automotivo, para situação de compressores com velocidade fixa (FCC) e variável (VCC). Para cada tipo de compressor o sistema foi testado em estado estacionário e as medições de temperatura do ar na entrada do condensador e evaporador foram registradas.

Um sistema experimental de ar condicionado automotivo constituído por componentes originais operando com HFC-134a foi instrumentado. Para cada caso de compressor, o sistema foi testado em estado estacionário, para a variação da temperatura da corrente de ar que entra no condensador, e no evaporador, e também para a variação da velocidade desses fluxos de ar (Alkan e Hosoz, 2010).

O trabalho de Cui e Wang (2005) apresenta uma estratégia online para a detecção de falhas e diagnóstico de sistemas de refrigeração. A estratégia é desenvolvida com base em seis indicadores de desempenho físico presentes na Figura 12.

Índices de Performance

Diferença Média Logarítmica no Condensador $LMTD_{cd} = \frac{T_{icw} - T_{ecw}}{\ln\left(\frac{T_{icw} - T_{cd}}{T_{ecw} - T_{cd}}\right)}$	Vazão Mássica de Fluido Refrigerante $M_{ref} = \frac{C_{pw} M_{chw} (T_{chwr} - T_{chws})}{q_0}$
Diferença Média Logarítmica no Evaporador $LMTD_{ev} = \frac{T_{chwr} - T_{chws}}{\ln\left(\frac{T_{chwr} - T_{ev}}{T_{chws} - T_{ev}}\right)}$	Eficiência Isentrópica do Compressor $Eff_{isen} = \frac{\frac{\gamma}{\gamma-1} P_{ev} v_2 [(P_{cd}/P_{ev})^{(\gamma-1)/\gamma} - 1]}{h_{dis} - h_{suc}}$
Coeficiente de Performance $COP = \frac{C_{pw} M_{chw} (T_{chwr} - T_{chws})}{W_{elec}}$	Eficiência do Motor de Acionamento do Compressor $Eff_{motor} = \frac{M_{ref}(h_{dis} - h_{suc})}{W_{elec}}$

Figura 12: Índices de desempenho. Adaptado de Cui e Wang, (2005).

Estes índices de desempenho possuem a capacidade de descrever o estado de funcionamento do sistema de refrigeração, e explicar as falhas existentes nos mesmos. Na Tabela 9 as grandezas utilizadas para o cálculo do índice desempenho são apresentadas.

Tabela 9: Grandezas utilizadas nos índices de desempenho. Adaptado de Cui e Wang, (2005).

T_{chwr}	Temperatura da água de abastecimento.
T_{chws}	Temperatura da água de retorno.
T_{ev}	Temperatura do evaporador.
T_{lcw}	Temperatura da água que deixa o condensador.
T_{ecw}	Temperatura da água que entra o condensador.
T_{cd}	Temperatura do condensador.
c_{pw}	Calor específico da água.
M_{chw}	Vazão mássica de água no chiller.
q_0	Capacidade frigorífica do chiller.
Υ	Coefficiente isentrópico
P_{ev}	Pressão no evaporador.
P_{cd}	Pressão no condensador.
h_{dis}	Entalpia específica na descarga do compressor.
h_{suc}	Entalpia específica na sucção do compressor.
W_{elec}	Eletricidade consumida no compressor.

Na Tabela 10 é apresentada a influência das falhas nos índices mencionados. Onde (↓) e (↑) representam redução e aumento das grandezas com a falha introduzida respectivamente e (-) a grandeza mencionada não é perceptivelmente influenciada.

Tabela 10: Falhas e sua influência nos índices de desempenho. Adaptado de Cui e Wang, (2005).

Tipo de Falha	$LMTD_{ev}$	$LMTD_{ev}$	M_{ref}	Eff_{isen}	COP
Fluxo de água reduzido no evaporador.	↑	-	-	-	↓
Vazamento de fluido.	-	↓	↓	-	↓
Excesso de óleo.	-	-	-	↓	↓
Sujeira no condensador.	-	↑	↑	-	↓
Não-condensáveis.	-	↑	-	↑	↓

Devido a erros inevitáveis associados com as medições dos sensores, e ao ajuste do modelo com o estado de referência, existirão sempre resíduos entre os índices de desempenho previstos e aqueles que são calculadas. O método utilizado define os limites aceitáveis para estes resíduos, e os intervalos que devem ser determinados quantitativamente em função da qualidade da medição (Cui e Wang, 2005).

Bongs e Henninga (2010) aplicam a análise de segunda lei para melhorar e comparar processos de ar úmido. Essa análise se procede com a escolha de uma taxa de umidade de

referência, que de acordo com os autores não tem impacto sobre as irreversibilidades.

Taufiq et al. (2007) aplicaram uma análise de segunda lei em um sistema de condicionamento de ar por compressão de vapor. Essa técnica foi descrita como adequada para analisar as perdas de energia no sistema. Também foi utilizada para avaliar a eficiência global e dos componentes de forma individual, identificando com isso as perdas termodinâmicas. Os autores mencionaram que a entropia e a análise exérgica podem ser usadas como uma ferramenta confiável para análise desses sistemas, seja no consumo de energia e/ou no impacto ambiental gerados pelos mesmos.

A análise com base na exergia permite uma avaliação mais realista da eficiência de um ciclo térmico, já que essa pode ser destruída pelas irreversibilidades. Basear-se somente na primeira lei, em alguns casos, ocasiona em análises pouco representativas devido à energia sempre se conservar. Assim, uma avaliação exérgica gera a oportunidade de melhorar os sistemas térmicos em geral (Valero et al., 2002).

Sistemas térmicos em geral devem ser avaliados não somente em termos de balanço de energia, mas também em termos de balanço de exergia, incluindo a exergia perdida e destruída segundo Santos (2009). Análises devem ser realizadas para minimizar perdas desnecessárias na capacidade de realizar trabalho termodinâmico para que os recursos energéticos possam ser melhores utilizados.

Para Ahamed et al. (2011) a análise exérgica aplicada em um sistema complexo, pode ser feita de forma individual em seus componentes. Assim identificando os principais locais de destruição de exergia e exibindo os potenciais de melhoria desse sistema.

A rejeição e adição de calor são grandes fontes de irreversibilidades, o ambiente possui uma diferença de temperatura finita, principalmente para a rejeição de calor no condensador. Essas irreversibilidades são as causas da degradação no desempenho do sistema de refrigeração e ar condicionado por compressão de vapor (Ahamed et al., 2011).

Valdes et al. (2009) combinaram ferramentas de termoeconomia com técnicas de inteligência artificial (Redes Neurais Artificiais e Algoritmos Genéticos). O objetivo foi calcular as variáveis operacionais e de projeto, para obter o custo mínimo total do sistema. A análise apresentou despesas de capital para cada componente e os custos associados ao consumo de energia. Esse procedimento de otimização foi aplicado em um sistema de ar

condicionado central.

Os autores relatam melhorias em termos de eficiência exergética da ordem de 6,67% e do COP da ordem de 7,73%, ao aplicar essa técnica de otimização. As perdas de energia elétrica apresentaram uma redução por volta de 7,5% em relação à instalação antes da otimização, em função das melhorias de natureza energética do sistema.

D'Accadia e Rossi (1998) simularam falhas em componentes de um sistema de refrigeração. O modelo desenvolvido pelos autores foi baseado na teoria termoeconômica, associando os fluxos exergéticos em uma estrutura produtiva do sistema. Nesse mesmo estudo os autores aplicaram o diagnóstico avaliando o sistema sob a presença de anomalias.

Através dos princípios da termodinâmica e da economia, a termoeconomia avalia um determinado sistema térmico utilizando conceitos de produto e insumo na forma de fluxos exergéticos, ou seja, a segunda lei da termodinâmica (Valero et al., 2002).

Trabalhos usando esta técnica datam de 1950 (M. Tribus e R. B. Evans) da Universidade da Califórnia, EUA onde foi constituída a primeira formulação matemática para a termoeconomia segundo Cerqueira (1999).

Para Santos (2009), as metodologias e técnicas termoeconômicas vêm sendo desenvolvidas desde 1972, sendo que todas possuem em comum a segunda lei da termodinâmica como a base racional para o cálculo de custos, sejam eles exergéticos ou econômicos.

Frangopoulos (1983) desenvolveu a metodologia da Análise Funcional Termoeconômica. Nesta análise um sistema complexo é a composição de diversas unidades inter-relacionadas, onde cada unidade em um sistema possui um produto que determina sua relação com outros componentes e/ou com o ambiente. As unidades também podem ser virtuais tais como junções, as quais recebem diversos produtos de componentes e/ou ramificações/bifurcações, as quais distribuem um único produto para diversas unidades.

Lozano e Valero (1993) desenvolveram a Metodologia do Custo Exergético, onde os autores enumeraram um conjunto de regras. Tais regras objetivam gerar equações para determinação dos custos exergéticos. Ainda nesta metodologia, a representação da estrutura física para a termoeconomia é proposta em um modelo de grafo, gerando a Estrutura

Produtiva do sistema. As equações geradas são inseridas e organizadas em matrizes, a qual sua solução, indica a convergência termoeconômica do sistema e sua Estrutura Produtiva.

No ano 1983, foi introduzido o termo “exergoeconômico” segundo Tsatsaronis (1985), definido como a combinação da análise exérgica com a econômica, inserindo assim o conceito de custo exérgico. Portanto, a exergoeconomia é a aplicação da termoeconomia com a utilização de valores econômicos em forma monetária.

Tsatsaronis e Winhold (1985); Tsatsaronis (1993); Tsatsaronis e Pisa (1994) e Bejan et al. (1996) desenvolveram a Metodologia Exergoeconômica, da qual considera em primeira análise a determinação e identificação dos fluxos energéticos, exérgicos, custo de instalação e de manutenção. Com estas informações é possível gerar os balanços termoeconômicos para um processo produtivo.

Um processo produtivo pode ser considerado como um sistema formado de vários equipamentos e máquinas, relacionados entre si, através de fluxos de materiais, energias ou informações trocadas. Na prática, pode-se dizer que o sistema interage com o ambiente, consumindo alguns recursos externos ou de combustível (F), que no presente estudo será chamado de insumo, que por sua vez são transformados em produtos (P). A Equação 7 apresenta a relação de insumo e produto para unidades produtivas:

$$F - P = I \geq 0 \quad (7)$$

Onde $I = T_0 S_{\text{ger}}$, de acordo com Gouy-Stodola apud Cuadra e Valero (2000) é a irreversibilidade gerada no processo através do conceito de entropia. A eficiência exérgica (ε) pode ser convertida em termos matemáticos conforme a Equação 8:

$$\varepsilon = \frac{P}{F} = 1 - \frac{I}{F} \quad (8)$$

A exergia independe do processo utilizado para a obtenção de um determinado fluxo, e

representa um custo mínimo necessário para produzir o mesmo. Como todos os processos reais são irreversíveis, verifica-se então destruição ou perdas de exergia (Lozano e Valero, 1987).

Os componentes são descritos pelos seus consumos de exergia específica, ou seja, a quantidade de recursos necessária para produzir uma unidade do produto. Portanto, a recíproca da eficiência exergética é definida como o consumo unitário de exergia (k) na Equação 9.

$$k = \frac{F}{P} \quad (9)$$

Naturalmente, quanto mais o processo é irreversível, maior é o valor do consumo unitário de exergia. Os fluxos de uma estrutura produtiva são caracterizados pela sua exergia (E). Sendo assim definido o custo unitário exergético Equação 10.

$$k^* = \frac{E^*}{E} \quad (10)$$

Entende-se por E^* como o custo exergético ou os recursos de exergia necessária para produzir este fluxo (Equação 11).

$$E^* = E + \sum_{\text{processo}} I \quad (11)$$

Um sistema é algo mais que uma série de subsistemas e fluxos. Cada subsistema tem uma função produtiva particular que contribuirá para alcançar o objetivo final da produção. Para definir os fluxos que melhor representam a função produtiva de um sistema, é necessário examinar as transformações energéticas que ocorrem nos subsistemas.

Após definidos insumos (F) e produtos (P) é elaborado a estrutura produtiva, que indica onde o produto de cada componente é utilizado, a parcela que se transforma em insumo para outros componentes e a que compõem o produto final do sistema (Santos, 2009).

A estrutura produtiva revela também qual é a origem dos insumos, ou seja, quais provêm de insumos externos e os que são efetivamente produtos de outros componentes. Deve ser claramente indicado quais fluxos constituem os produtos de um subsistema, quais são os recursos consumidos e, finalmente, quais são as perdas (L), isto é, quais os fluxos que deixam o sistema e não são posteriormente utilizados.

O próximo passo é representar a relação entre os fluxos e os subsistemas, que se estabelece mediante uma matriz denominada por Santos (2009) como matriz valorização interna $[A]_{n,m}$. Nesta matriz n é o número de subsistemas e m o número de fluxos.

Segundo Valero et al. (1988), os elementos a_{ij} desta matriz assumem o valor (+1) se o fluxo j entra no subsistema i , assumem o valor (-1) se o fluxo j abandona o subsistema i , e valor (0) se não existe relação física direta entre o fluxo j e o subsistema i . No caso do processo estar em regime permanente, os balanços de massa (Equação 12), energia (Equação 13) e exergia (Equação 14) serão expressos de forma simplificada.

$$A \times M = 0 \quad (12)$$

$$A \times E = 0 \quad (13)$$

$$A \times B = D \quad (14)$$

Onde M , E e B são vetores coluna de dimensão m , cujos elementos correspondem respectivamente à massa, energia e exergia dos fluxos. O elemento d_i do vetor coluna D de dimensão n , representa a exergia destruída no equipamento i devido às irreversibilidades internas segundo Valero e Lozano (1988).

Para elaborar a matriz valorização interna usando a Teoria Estrutural Termoeconômica Valero et al. (1988), postulou um conjunto de proposições básicas, cuja aplicação permitirá determinar o valor dos custos exergéticos dos fluxos dos processos em análise. Estas proposições foram definidas, conforme segue:

Proposição 1: O custo exergético é uma propriedade conservativa, portanto o somatório de E^* é igual a zero.

Proposição 2: Para as componentes múltiplas do insumo (F) total de um subsistema, o custo exergético unitário dos fluxos de saída deve ser igual ao dos fluxos de entrada.

Proposição 3: Se um subsistema tem um produto total formado por vários componentes, então todos eles terão o mesmo custo exergético.

Proposição 4: Se um componente do produto tiver vários fluxos de saída, a todos eles se atribuirá o mesmo custo exergético unitário.

Proposição 5: Na ausência de uma atribuição externa aos fluxos de perdas do sistema, deve-se atribuir-lhes um custo exergético nulo, uma vez que não tem utilidade posterior.

Proposição 6: Na ausência de um valor externo, o custo exergético dos fluxos de entrada ao sistema é igual a sua exergia. Se o fluxo j que entra em qualquer um dos subsistemas, externo a fronteira definida para o sistema, ou seja, proveniente do entorno, ou de outro subsistema, então: $E^* = E$.

Uma vez que o número de fluxos (m) é sempre maior que o número de subsistemas (n), a matriz “A” necessitará de equações para a resolução do problema de atribuição de custos

exergéticos para todos os fluxos. Deve-se então utilizar as proposições de 2 a 6 para obter as demais equações. Lembrando que a proposição 1 foi utilizada para gerar as n primeiras equações.

A Teoria Estrutural Termoeconômica chega aos resultados dos custos termoeconômicos e exergoeconômicos a partir da Equação 15.

$$[A] \times [E^*] = [Y] \quad (15)$$

Onde $[A]$ é a matriz quadrada contendo as atribuições dos fluxos para cada componente, $[E^*]$ é o vetor coluna contendo os custos exergéticos (sendo este o vetor a ser calculado) e $[Y]$ é o vetor coluna com as valorizações externas.

2.3. IMPLICAÇÕES SOBRE OS MÉTODOS EM REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO

A preocupação em monitorar equipamentos de refrigeração e ar condicionado (RAC), foi motivada em estudos para economia de energia. Para modelos que representam os sistemas em estado transiente, os métodos baseados em inteligência artificial se demonstram mais adequados pelo motivo de evitarem resoluções de expressões analíticas complexas. Embora necessitem de uma grande quantidade de dados para o treinamento do sistema de diagnóstico, e de não conseguirem diferenciar anomalias intrínsecas de anomalias induzidas.

O método termoeconômico se apresenta como uma das melhores alternativas para sistemas de RAC. Pelo motivo de apresentarem uma estrutura que permite a obtenção de custos em termos monetários e/ou exergéticos. Através da estrutura produtiva de uma

determinada planta, consegue-se alocar melhor esses custos e compreender suas funcionalidades no sistema em questão. Na Tabela 11 é demonstrado ao longo dos anos aplicações dessas técnicas de FDD (*Fault Detection and Diagnosis*).

Tabela 11: Aplicações ao longo dos anos de técnicas de diagnóstico termodinâmico em RAC.

Autor/Ano	Trabalho
McKellar (1987)	Falhas em refrigeradores domésticos.
Stallard (1989)	Aplicação de um sistema especialista em análise de falhas em refrigerador doméstico.
Yoshimua e Noboru (1989), Kumamaru et al. (1991)	Análise de falhas em um sistema de condicionamento de ar para edificações.
Kumamaru et al. (1991), Grimmelius et al. (1995)	Análise de falhas em instalações de aquecimento e arrefecimento.
Peitsman e Bakker (1996)	Análise de falhas em instalações de aquecimento e arrefecimento.
Stylianou e Nikanpour (1996)	Aplicação de métodos on-line de detecção de falhas.
Rossi e Braun (1997)	Aplicações de modelos caixa preta em sistemas de AVAC.
Bailey (1998)	Estudo e falhas em chillers recíprocos.
Breuker e Braun (1998a e 1998b)	Regras estatísticas para detecção de falhas em ar-condicionado.
Gertler (1998)	Viabilidade de métodos probabilísticos para detecção de falhas.
D'Accadia e Rossi (1998)	Evolução e tipos de falhas comuns aos sistemas de RAC.
Cui e Wang, (2005)	Diagnóstico em instalações de ar condicionado e sistemas de refrigeração.
Navarro-Esbri et al. (2006)	Aplicação de diagnóstico termoeconômico avaliando um sistema de refrigeração sob a presença de anomalias (<i>malfunction</i>).
Kato e Kametani (2009)	Estratégia online para a detecção de falhas e diagnóstico de sistemas de refrigeração centrífugos.
Valdes et al. (2009)	Vazamento de fluido e relações de algumas variáveis do sistema com sua capacidade de refrigeração.
Li e Alleyne (2010)	Avaliação de desempenho em um sistema real de ar condicionado (split).
Bongs e Henninga (2010)	Combinação de ferramentas de termoeconomia com técnicas de inteligência artificial (Redes Neurais Artificiais e Algoritmos Genéticos) para diagnóstico de falhas.
	Modelagem do estado transitório de trocadores de calor e compressores frigoríficos.
	Análise de segunda lei para melhorar e comparar processos de ar úmido.

Capítulo 3

3. MODELAGEM MATEMÁTICA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

A maioria dos sistemas de refrigeração operam por compressão de vapor, como pode ser visto com mais detalhes em Dossat (1980), Threlkeld et al. (1998), Trott e Welch (2000) e Stoecker e Jabardo (2002). Esses sistemas por sua vez operam com um fluido de trabalho denominado como fluido refrigerante ou frigorífico. Esse fluido é o responsável por absorver calor de uma substância ou ambiente a ser refrigerado ou condicionado.

A utilização dos CFC's (R-12, R-11, R-114 e R-113) como fluido frigorífico começou entre 1930 e 1940 tendo ainda grande utilização até o Protocolo de Montreal. Nos anos 50's surgem às aplicações dos HCFC's (R-22 e R-502) em sistemas de compressão de vapor (Calm, 2008).

O uso de refrigerantes não-sintéticos, naturais, basicamente amônia (R-717), dióxido de carbono (R-744) e HC's (R-600a "isobutano", R-290 "propano") está aumentando em função das suas características ambientais e de desempenho favoráveis segundo Dalkilic e Wongwises (2010). Para Maclaine-cross e Leonardi (1996), os refrigerantes naturais são muito baratos, o que tem um efeito positivo não somente na carga inicial de uma instalação, mas também, considerando os custos operacionais devido aos vazamentos. Os mesmos

apresentam-se como uma solução viável na substituição dos HCFC's, já que esses têm data para serem eliminados devido a implicações do Protocolo de Montreal.

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor consome energia para realizar o trabalho de compressão do refrigerante, ou seja, a elevação da pressão desse fluido através de um compressor. Um sistema de refrigeração operando sob esse ciclo possui no mínimo um compressor, dois trocadores de calor (condensador e evaporador) e um dispositivo de expansão.

O ciclo de compressão de vapor é bastante aplicado e já consolidado em sistemas de refrigeração e ar condicionado. Neste ciclo, o fluido refrigerante é comprimido para uma alta pressão, e condensado rejeitando calor a uma alta temperatura para o meio externo. Em seguida, após a condensação, ele é expandido através de um dispositivo de expansão até a pressão de evaporação. A essa baixa pressão e também temperatura ocorre à troca de calor com o ambiente ou produto a ser resfriado. A Figura 13 ilustra os componentes do ciclo básico de refrigeração por compressão de vapor.

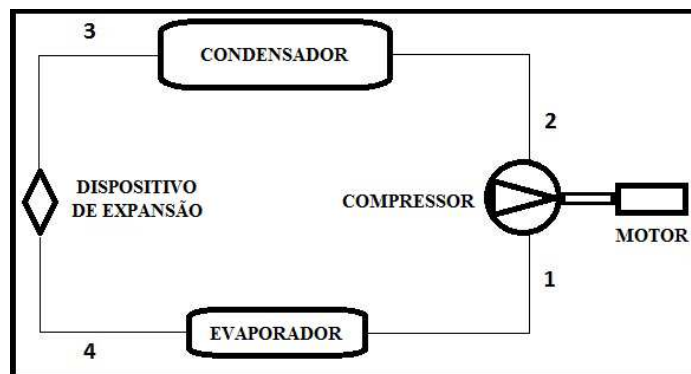


Figura 13: Ciclo básico de refrigeração por compressão de vapor.

Devido à ineficiência dos processos envolvidos como perdas por atrito mecânico, perdas de carga e irreversibilidades o ciclo utilizado na prática é conhecido como ciclo frigorífico real. A Figura 14 demonstra no diagrama pressão-entalpia ($p \times h$) o ciclo ideal (em azul) e real (em vermelho) correspondente.

O ciclo real leva em consideração as perdas de carga do fluido frigorífico ao passar pelo condensador e evaporador. Superaquecimento do vapor de refrigerante, evitando golpe de

líquido no compressor e o subresfriamento para maior eficiência do dispositivo de expansão, garantindo que o mesmo opere somente com líquido. Outra diferença está no fato de que a compressão não é isentrópica, já que ocorrem trocas de calor com o meio e irreversibilidades existentes no processo, devido principalmente ao atrito, o que requer uma maior potência de compressão.

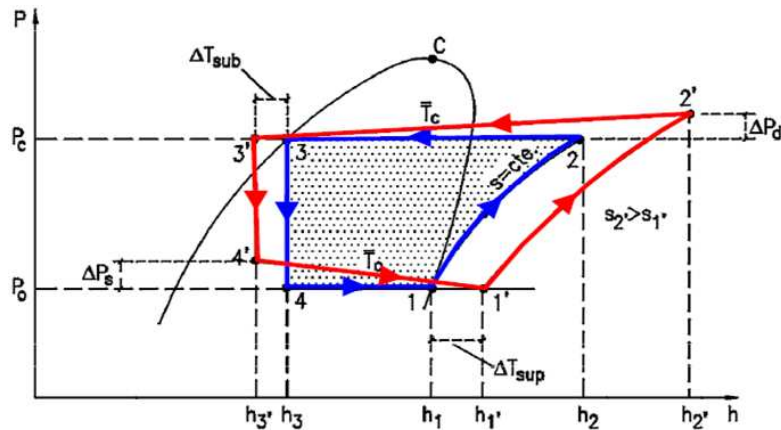


Figura 14: Ciclo de refrigeração em um diagrama $p \times h$. Adaptado de Venturini e Pirani (2005).

Maiores detalhes sobre o funcionamento desse ciclo frigorífico e seus equipamentos são apresentados em Dossat (1980), Stoecker e Jones (1985), Threlkeld et al. (1998), Trott e Welch (2000), Stoecker e Jabardo (2002) e Silva (2003).

3.1. SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Nas últimas décadas, o desenvolvimento de modelos para a simulação de sistemas de refrigeração obteve um impulso significativo. O condicionamento e a produção de alimentos através da refrigeração e a climatização são os segmentos que mais tiveram evolução na área tecnológica segundo Somasundaram (2004).

Avanços proporcionados pelos computadores e micro processadores utilizados atualmente na indústria de refrigeração, facilitaram em grande escala os avanços na área de simulação e controle de sistemas de refrigeração (Secan, 2005).

Este desenvolvimento torna possível o uso de programas computacionais que utilizam grande volume de dados e cálculos, principalmente no estudo de novas soluções através do projeto de equipamentos. Além é claro, da otimização de técnicas preditivas do comportamento de sistemas de refrigeração, tanto em regime permanente quanto em transiente.

Para o funcionamento do sistema de refrigeração como um todo, existe uma dependência da operação de cada um de seus componentes; compressor, evaporador, condensador e o dispositivo de expansão. Todos esses componentes do ciclo de refrigeração devem estar em equilíbrio com os demais (Stoecker e Jones, 1985).

Para que o sistema atenda a capacidade especificada não basta, por exemplo, que o compressor possua capacidade frigorífica suficiente. Os demais componentes do sistema devem estar em equilíbrio termodinâmico, fazendo com que o sistema trabalhe em conjunto atendendo a carga solicitada.

Com o objetivo de prever o comportamento de sistemas de refrigeração operando em equilíbrio, modelos matemáticos e simulações computacionais se fazem necessários. Através desses modelos e simulações garante-se que cada um dos componentes está em equilíbrio nas condições solicitadas pelo sistema. Portanto, pode-se analisar qual a influência de cada componente sobre o comportamento do sistema e verificar seus desempenhos operando em conjunto.

Os dados fornecidos por fabricantes de equipamentos trazem condições operacionais específicas, e muitas vezes idealizadas desses componentes operando individualmente. Mas a partir dessas informações podem ser levantados certos parâmetros ou curvas características de funcionamento de determinados componentes.

Com parâmetros e curvas pode-se extrapolar o comportamento de um dado componente para qualquer condição de operação, por exemplo, variando as temperaturas de condensação, vaporização, superaquecimento e subresfriamento. Desta forma, tem-se um completo

mapeamento do comportamento do componente fora das condições obtidas em catálogo e como este se comportará nas condições de funcionamento requeridas pelo sistema.

O modelo do sistema de refrigeração permite ainda avaliar o comportamento de cada parâmetro quanto às condições operacionais se alteram, como por exemplo, condições de carga parciais ou temperatura de condensação alta em condensadores a ar, ou até mesmo o impacto da troca do fluido refrigerante.

Assim é evidente como a simulação de sistemas térmicos é uma ferramenta de fundamental importância para a análise das condições técnicas e até mesmo econômicas de sistemas de refrigeração comerciais e industriais, principalmente na fase de projeto e dimensionamento dos componentes (Somasundaram, 2004 e Secan, 2005).

3.2. COMPONENTES PRINCIPAIS DE UM SISTEMA FRIGORÍFICO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Nesse item segue a descrição de cada um dos componentes principais de um sistema de refrigeração por compressão de vapor (Figura 13) baseado nas seguintes referências Dossat (1980), Stoecker e Jones (1985), Threlkeld et al. (1998), Trott e Welch (2000), Moran e Shapiro (2002) Stoecker e Jabardo (2002), Silva (2003) e Venturini e Pirani (2005). A modelagem matemática dos componentes é apresentada de acordo com o princípio da conservação da massa (Equação 16), a primeira lei da termodinâmica (Equação 17) e o ciclo de refrigeração ideal (Figura 15). Para modelagem seguem as seguintes considerações:

- Regime permanente para todos os componentes.
- Perdas de carga foram desprezadas.

- Sistema não troca calor com a vizinhança com exceção do condensador e do evaporador.
- Variações de energia cinética e potencial são negligenciados.

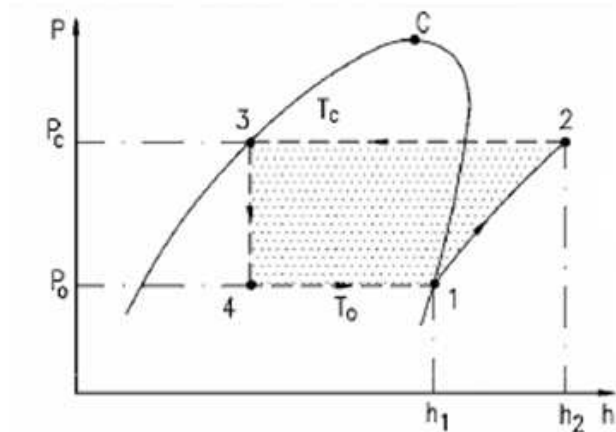


Figura 15: Ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal. Adaptado de Venturini e Pirani (2005).

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s \quad (16)$$

$$\dot{Q}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_s \dot{m}_s h_s - \dot{W}_{vc} = 0 \quad (17)$$

Onde:

\dot{m} : Fluxo mássico.

\dot{Q} : Fluxo de calor.

h : Entalpia específica.

\dot{W} : Trabalho.

Os subscritos “e” e “s” representam, respectivamente, entrada e saída do volume de controle que é representado pelo subscrito “vc”. Os subscritos em forma de números relacionam as grandezas aos pontos da Figura 13 e Figura 15.

3.2.1. Compressor

O compressor é um dos principais componentes de um sistema de refrigeração por compressão de vapor (Figura 16). É o equipamento responsável pelo fluxo do fluido de trabalho do sistema, além da elevação da pressão do mesmo. Esses equipamentos podem ser alternativos ou rotativos, mas no presente estudo será considerado o compressor alternativo.

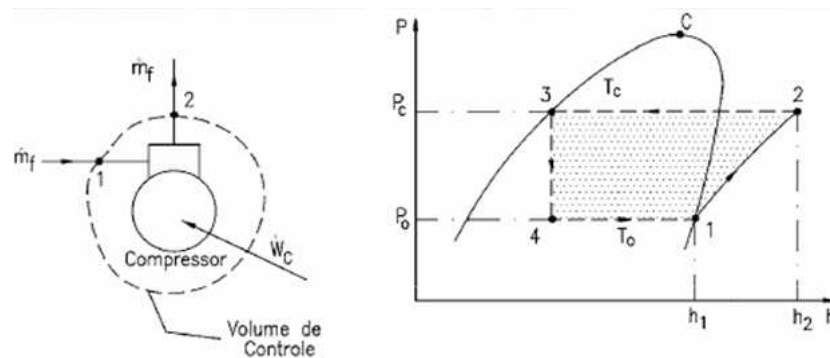


Figura 16: Compressor em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal.

Adaptado de Venturini e Pirani (2005).

O compressor comprime o fluido refrigerante de um estado de vapor superaquecido em baixa pressão e temperatura para um estado de alta pressão e temperatura. Através das Equações 16 e 17 chega-se a uma expressão para seu trabalho de compressão (Equação 18). De posse dos rendimentos mecânico, elétrico e isentrópico obtêm a energia elétrica consumida por esse equipamento (Equação 19).

$$\dot{W}_{comp} = \dot{W}_{12} = \dot{m}_f (h_2 - h_1) \quad (18)$$

$$\dot{W}_{elet} = \frac{\dot{W}_{12}}{\eta_{mec} * \eta_{elet} * \eta_{isent}} \quad (19)$$

Um dos principais parâmetros para análise de seu desempenho é o rendimento volumétrico real. Diversos fatores como temperatura, pressão do refrigerante e fugas pelas

válvulas, influenciam o valor de rendimento volumétrico, o que o torna difícil de determinar matematicamente devido a inúmeras variáveis. Mas levantamentos experimentais mostram que o rendimento volumétrico real é função da relação de pressão com que esse equipamento opera. O volume de fluido teoricamente deslocado (\dot{V}_{desl}) pelo compressor é expresso por Dossat (1980):

$$\dot{V}_{desl} = \frac{\pi \times D^2}{4} \times L \times Z \times i \times n \quad (20)$$

Onde:

D : Diâmetro do cilindro.

L : Curso do cilindro.

Z : Número de cilindros.

i : Simples (1) ou duplo efeito (2).

n : Rotação.

Conhecendo a capacidade frigorífica (\dot{Q}_{evap}), fornecida por um catálogo do equipamento, e a entalpia na entrada e saída do evaporador, calcula-se a vazão mássica por:

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{Q}_{evap}}{(h_1 - h_4)} \quad (21)$$

Dessa forma, o rendimento volumétrico real (η_{VR}) é dado por:

$$\eta_{VR} = \frac{\dot{m}_f \cdot v_1}{\dot{V}_{desl}} \quad (22)$$

Onde v_1 é o volume específico na sucção do compressor.

A relação de pressão (RP) é dada pela Equação 23:

$$RP = \frac{P_{cond}}{P_{evap}} \quad (23)$$

Sendo P_{cond} e P_{evap} as pressões de condensação e de vaporização, respectivamente, função de T_{cond} (temperatura de condensação) e T_{evap} (temperatura de vaporização).

Assim, pode-se traçar um gráfico que mostra o comportamento do rendimento volumétrico real calculado em função da relação de pressão em um gráfico de dispersão e adicionando-se uma linha de tendência entre os pontos segundo Dossat (1980) (Figura 17), chega-se a uma expressão para o rendimento volumétrico real em função da relação de pressão, como mostrado genericamente na Equação 24.

$$\eta_{VR} = a \cdot RP^2 + b \cdot RP + c \quad (24)$$

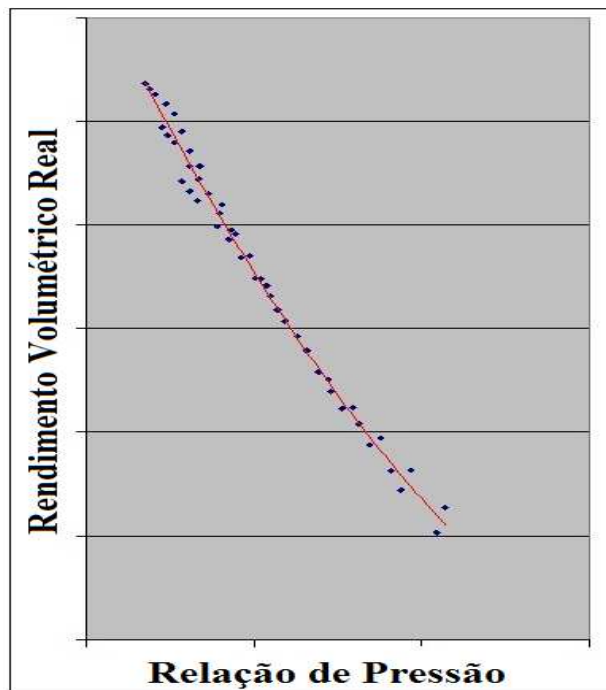


Figura 17: Curva genérica de rendimento volumétrico x relação de pressão.

3.2.2. Condensador

O condensador recebe o refrigerante no estado de vapor superaquecido a uma alta pressão e temperatura (Figura 18). Sua função em sistemas de refrigeração por compressão de vapor é promover a transferência de calor do fluido refrigerante para o meio de resfriamento, que pode ser o ar, a água ou ainda uma combinação de ambos. O calor rejeitado equivale ao calor absorvido no evaporador acrescido do trabalho de compressão consumido no compressor (primeira lei da termodinâmica).

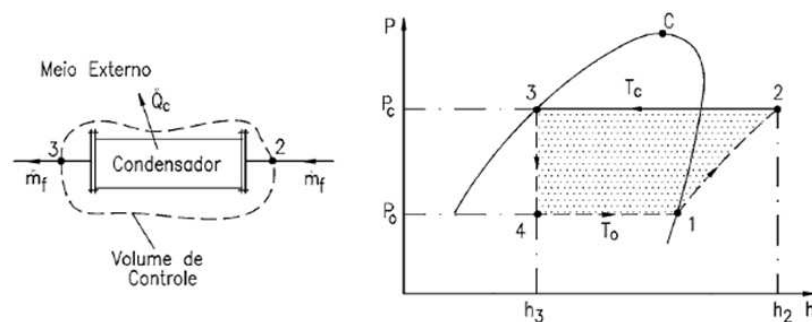


Figura 18: Condensador em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal.

Adaptado de Venturini e Pirani (2005).

As modalidades casco e tubo (*Shell-and-tube*) casco e serpentina, (*shell-and-coil*) ou duplo tubo são exemplos de condensadores resfriado à água. Os resfriados a ar são formados por feixes de tubos aletados sobre os quais o ar é circulado por ventiladores. Os condensadores evaporativos usam ar e água como meios de resfriamento, a remoção de calor é feita principalmente pela evaporação da água pulverizada sobre o condensador.

Ao entrar no condensador, a troca de calor ocorre em três fases sequenciais. Sendo a primeira de dessuperaquecimento e a última de subresfriamento, responsáveis por 7,5 a 12% e 2,5 a 7,5% de transferência de calor respectivamente. A intermediária, responsável pela maior parte da transferência de calor, por volta de 80 a 90%, corresponde à fase de condensação.

O modelo matemático apresentado para a modelagem do condensador pode ser aplicado para aqueles resfriados à água ou ar utilizado como meio de resfriamento. O mesmo não se aplica para condensadores evaporativos.

Aplicando o princípio de conservação da massa (Equação 16) e a primeira lei da termodinâmica (Equação 17) chega-se a uma expressão para o calor rejeitado no condensador (\dot{Q}_C).

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_f (h_2 - h_3) \quad (25)$$

Por outro lado, o calor trocado entre o fluido refrigerante e o ar de resfriamento é dado por:

$$\dot{Q}_{cond} = (AU)_c \cdot \Delta T_{ml} \quad (26)$$

Onde:

ΔT_{ml} : Diferença de temperatura média logarítmica.

$(AU)_c$: Condutância global de transferência de calor.

Porém, o cálculo da condutância global de transferência de calor é complexo e exige conhecimento das características construtivas do condensador e de dados não disponibilizados pelos seus fabricantes. Assim, é satisfatório o uso de uma metodologia mais simplificada, onde:

$$\dot{Q}_{cond} = F_{cond} \cdot (T_{cond} - T_{AEC}) \quad (27)$$

Onde:

F_{cond} : Capacidade por diferença unitária de temperatura.

T_{cond} : Temperatura de condensação.

T_{AEC} : temperatura do ar na entrada do condensador.

No caso de condensadores resfriados a ar, o F_{cond} varia somente com a vazão do ar pelo condensador, ficando fácil obter o mesmo pelos dados de catálogo para esse equipamento da seguinte forma na Equação 28.

$$F_{cond} = \frac{\frac{\sum Q_{cond,catálogo}}{n}}{(T_{cond} - T_{AEC})_{catálogo}} \quad (28)$$

Onde:

$Q_{cond,catálogo}$: Capacidade do condensador no catálogo do fabricante.

$(T_{cond} - T_{AEC})_{catálogo}$: Diferença de temperatura no catálogo do fabricante.

n : Número de valores de capacidade para o condensador (obtidos no catálogo).

Finalmente, para determinar a vazão mássica de refrigerante que passa pelo condensador utiliza-se:

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{Q}_{cond}}{(h_2 - h_3)} \quad (29)$$

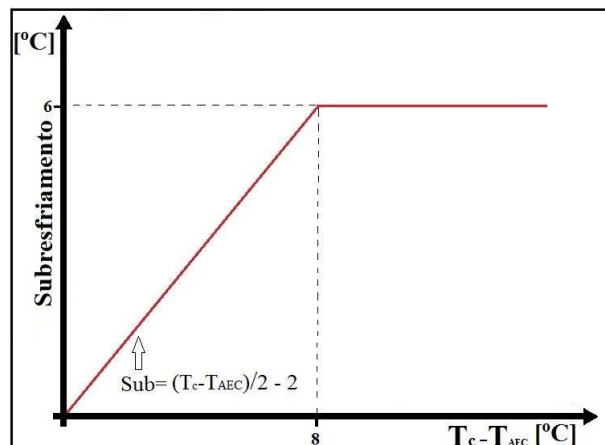


Figura 19: Curva genérica para o subresfriamento.

A determinação do subresfriamento é feita de forma empírica de acordo com Li e Alleyne (2010), para a simulação do condensador é usado uma curva similar a Figura 19, que relaciona o subresfriamento com a diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura do ar na sua entrada.

3.2.3. Evaporador

O evaporador é o elemento responsável pela remoção de calor do ambiente refrigerado ou dos produtos condicionados (Figura 20), o que ocorre através da vaporização do fluido frigorífico em baixa pressão e temperatura proveniente do dispositivo de expansão.

A absorção do calor ocorre em duas regiões distintas no evaporador, a região de evaporação e de superaquecimento do fluido refrigerante. A maior parcela da troca de calor ocorre até o estado de vapor saturado, seguindo-se da parcela responsável pelo superaquecimento do refrigerante.

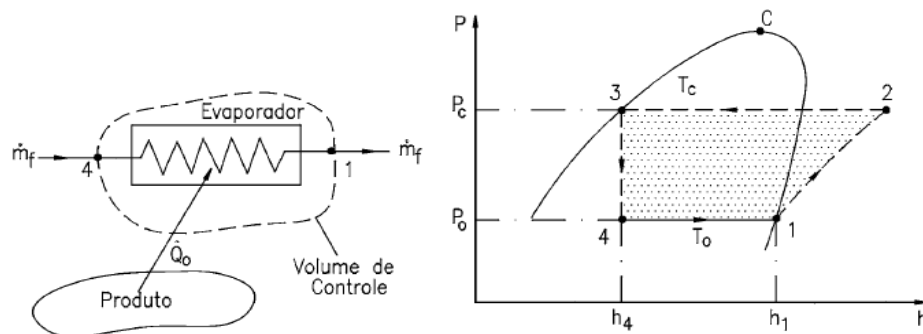


Figura 20: Evaporador em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal.

Adaptado de Venturini e Pirani (2005).

A modelagem matemática do evaporador é basicamente idêntica à do condensador. A vazão mássica é dada por:

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{Q}_{evap}}{(h_1 - h_4)} \quad (30)$$

O calor trocado no evaporador é:

$$\dot{Q}_{evap} = F_{evap} \cdot (T_{AEE} - T_{evap}) \quad (31)$$

Onde:

F_{evap} : Capacidade por diferença unitária de temperatura.

T_{AEE} : temperatura do ar na entrada do evaporador.

T_{evap} : Temperatura de vaporização.

Assim como para o caso dos condensadores resfriados a ar, nos evaporadores a ar o F_{evap} varia somente com a vazão do ar pelo evaporador, ficando fácil obter o mesmo pelos dados de catálogo para esse equipamento da seguinte forma na Equação 32.

$$F_{evap} = \frac{\frac{\sum Q_{evap,catálogo}}{n}}{(T_{AEE} - T_{evap})_{catálogo}} \quad (32)$$

Onde:

$Q_{evap,catálogo}$: Capacidade do evaporador no catálogo do fabricante.

$(T_{AEE} - T_{evap})_{catálogo}$: Diferença de temperatura no catálogo do fabricante.

n : Número de valores de capacidade para o evaporador (obtidos no catálogo).

3.2.4. Dispositivo de Expansão

Para promover a expansão do fluido refrigerante, ou seja, para provocar a queda da pressão de condensação até a pressão de vaporização são utilizados dispositivos de expansão

tais como: tubos capilares, válvula de bóia, válvula de expansão de pressão constante, válvula de expansão eletrônica e válvula de expansão termostática (Stoecker e Jones, 1985)

Ao sair do condensador, o fluido refrigerante no estado de líquido subresfriado ou mistura de líquido e vapor, entra no dispositivo de expansão, onde ocorre uma expansão, que ocasiona uma queda de pressão e temperatura (Figura 22).

As válvulas de expansão termostática, são as mais utilizadas em instalações de pequeno e médio porte segundo Stoecker e Jones (1985). Este tipo de válvula é largamente utilizado em sistemas de refrigeração devido à sua alta eficiência e capacidade de adaptação às diversas condições de carga, mantendo um superaquecimento aproximadamente constante, garantindo a segurança operacional do compressor e o uso efetivo do evaporador.

Nas válvulas de equalização interna, o bulbo que contém fluido ativo é conectado na saída do evaporador de modo a indicar a pressão correspondente à temperatura do refrigerante na saída do mesmo. Essa pressão atua no diafragma da válvula forçando a agulha obturadora no sentido de abertura. Em contrapartida, a pressão no evaporador (P_{evap}) juntamente com a pressão de mola (P_{mola}) atua com uma força no sentido de fechamento da agulha (Figura 21).

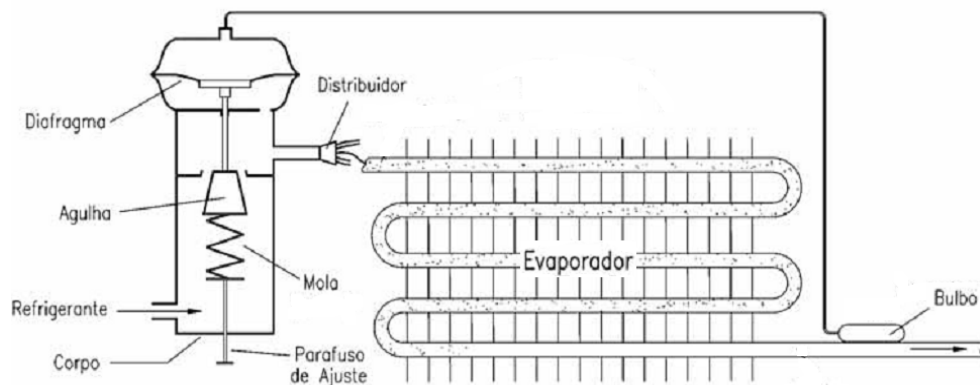


Figura 21: Válvula termostática de equalização interna. Adaptado de Venturini e Pirani (2005).

Em condições de carga térmica baixa, com pequeno superaquecimento na linha de sucção, a pressão no bulbo diminui e é superada pela força da mola fazendo a válvula se fechar. Por outro lado, se a vazão de refrigerante não é suficiente, o alto superaquecimento na

linha de sucção faz a pressão no bulbo aumentar, forçando a abertura da agulha obturadora (Venturini e Pirani, 2005).

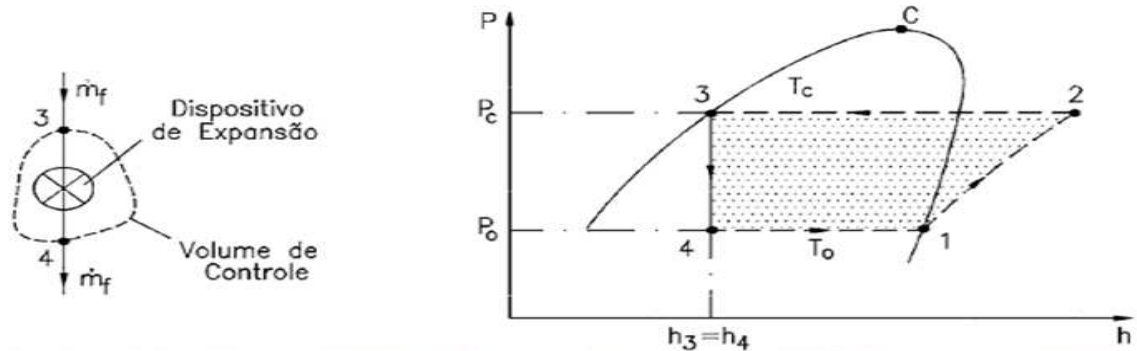


Figura 22: Dispositivo de expansão em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal. Adaptado de Venturini e Pirani (2005).

Os dados fornecidos pelos fabricantes de válvulas, geralmente consideram uma reserva de capacidade. Para efeito de modelagem, considera-se que as capacidades encontradas nos catálogos referem-se à condição de abertura máxima da válvula. Um dos principais parâmetros utilizados para a simulação da válvula é o coeficiente Ka , já que a área do orifício de passagem de fluido frigorífico A_0 não é fornecida nos catálogos (Massaffeli, 1991). Assim, tem-se:

$$Ka = C_d \cdot A_0 \quad (33)$$

Onde C_d é o coeficiente de descarga do orifício da válvula. Como \dot{Q} de catálogo refere-se à capacidade máxima da válvula segundo Massaffeli (1991), vem:

$$\dot{m}_{f \max} = \frac{\dot{Q}}{(h_1 - h_4)} \quad (34)$$

Onde $\dot{m}_{f \max}$ é a vazão mássica máxima fornecida pela válvula. Sendo ΔP a diferença entre as pressões de condensação e vaporização na válvula:

$$\Delta P = P_{cond} - P_{evap} \quad (35)$$

Onde P_{cond} e P_{evap} são respectivamente pressão de condensação e vaporização. O coeficiente da válvula Ka pode ser calculado pela Equação 36 segundo Massaffeli (1991).

$$Ka = \frac{\dot{m}_{f \max}}{\sqrt{2 \cdot \rho_3 \cdot \Delta P}} \quad (36)$$

Onde ρ_3 é a massa específica do fluido refrigerante na entrada da válvula. A partir dos dados de catálogo pode-se determinar uma curva $Ka \times T_{evap}$ (Figura 23), e através de uma equação dessa curva simular a válvula para qualquer condição de operação. Segundo Massaffeli (1991) o coeficiente Ka , para vários tipos e tamanho de válvula de expansão termostática é uma função da temperatura de vaporização do sistema, sendo representada de forma satisfatória por um polinômio de 2º ou 3º grau.

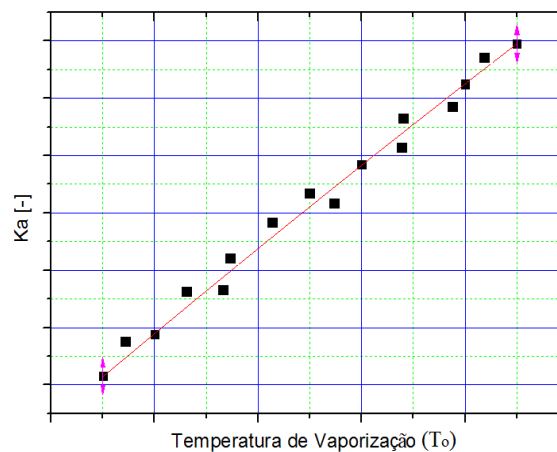


Figura 23: Curva do Ka x To para válvula.

O superaquecimento necessário para a abertura da válvula pode ser regulado por meio de parafuso de ajuste da pressão que a mola exerce sobre o diafragma da mesma, a partir de uma condição operacional de referência (temperatura T_{ref}) segundo Yassuda (1983), condição essa que definirá a pressão de vaporização (P_{evap}), e uma vez estabelecido os valores:

- ΔT_{SS} : Superaquecimento estático, abertura mínima da válvula (2 a 2,5 °C) (Yassuda, 1983).
- ΔT_{OS} : Superaquecimento dinâmico (3,5 a 4,5 °C) (Yassuda, 1983).
- $\Delta T_{MRL} = \Delta T_{SS} + \Delta T_{OS}$: Superaquecimento para carga nominal da válvula (dado referente à capacidade da válvula fornecida pelo fabricante), abertura máxima da válvula (Yassuda, 1983).

Pode-se encontrar o valor da pressão de bulbo para abertura máxima ($P_{bulbo,MRL}$) e mínima ($P_{bulbo,SS}$) da válvula em termos da temperatura de saturação do fluido de trabalho, da seguinte forma:

$$P_{bulbo,MRL} = \text{função}(\text{saturação}; T_{ref} + \Delta T_{MRL}) \quad (37)$$

$$P_{bulbo,SS} = \text{função}(\text{saturação}; T_{ref} + \Delta T_{SS}) \quad (38)$$

A mola atua no diafragma no sentido de fechamento da válvula (Figura 24). Conhecida as pressões das Equações 37 e 38, pode-se chegar aos valores de pressão de mola para abertura máxima ($P_{mola,MRL}$) e para abertura mínima ($P_{mola,SS}$) da válvula através da Equação 39.

$$P_{bulbo} = P_{mola} + P_0 \quad (39)$$

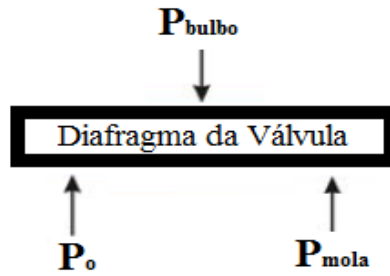


Figura 24: Funcionamento da válvula de expansão termostática.

Mantendo-se a pressão de mola constante pode-se agora obter os valores de pressão do bulbo para abertura máxima ($P_{bulbo,MRL}$) e abertura mínima ($P_{bulbo,SS}$) da válvula através da Equação 39, para condições operacionais. As Equações 40 e 41 fornecem os valores das temperaturas de saturação correspondentes.

$$T_{bulbo,MRL} = \text{função}(\text{saturação}; P_{bulbo,MRL}) \quad (40)$$

$$T_{bulbo,SS} = \text{função}(\text{saturação}; P_{bulbo,SS}) \quad (41)$$

Assim, pode-se calcular o superaquecimento para abertura total ($DTSA_{MAX}$) e início de abertura ($DTSA_{MIN}$) através das Equações 42 e 43 respectivamente, com a válvula operando em qualquer condição diferente da condição de referência.

$$DTSA_{MAX} = T_{bulbo,MRL} - T_{evap} \quad (42)$$

$$DTSA_{MIN} = T_{bulbo,SS} - T_{evap} \quad (43)$$

Finalmente, após os cálculos do superaquecimento para abertura total e do superaquecimento de início de abertura da válvula, pode-se então calcular superaquecimento

operacional ($DTSA_{OPS}$) através da Equação 44 onde $DTSA_{OS} = DTSA_{MAX} - DTSA_{MIN}$. Podendo assim simular o superaquecimento mantido pela válvula para diferentes condições operacionais de acordo com a curva da Figura 25.

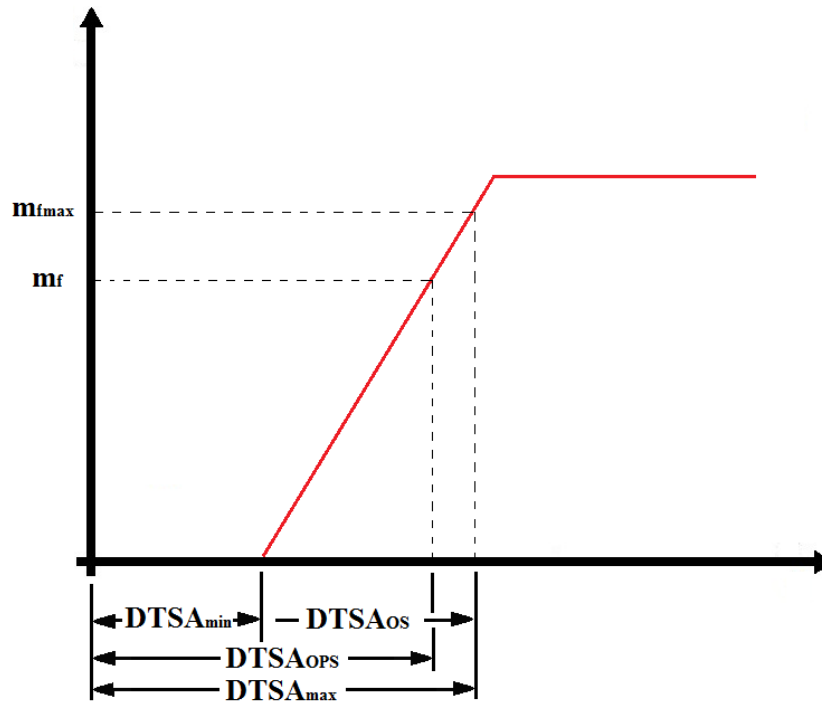


Figura 25: Curva de funcionamento da válvula de expansão termostática. Adaptado de Venturini e Pirani (2005).

$$DTSA_{OPS} = \left(\frac{m_{f \max}}{m_f} \right) DTSA_{OS} + DTSA_{SS} \quad (44)$$

3.3. ANÁLISE EXERGÉTICA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO

O principal objetivo de uma análise exergética é avaliar como um determinado sistema está utilizando seus recursos, para várias condições operacionais, definindo assim, a alocação

e a destruição de exergia em cada componente e apontando os principais pontos para melhorias no desempenho exerético e energético.

Para obter reduções no consumo de energia em equipamentos de refrigeração e ar condicionado, é necessária a análise desses sistemas por meio da primeira e segunda lei da termodinâmica.

A análise exerética consiste em uma importante ferramenta para a melhoria dos sistemas através da redução das irreversibilidades. Em Kotas (1985), Szargut (1988) e Tsatsaronis (1993) podem ser encontradas importantes proposições de metodologia para análise exerética em sistemas de refrigeração por compressão de vapor.

Para análise de segunda lei do sistema de refrigeração, são utilizadas as mesmas considerações para análise de primeira lei.

- Regime permanente para todos os componentes.
- Perdas de carga são desprezadas.
- Sistema não troca calor com a vizinhança com exceção do condensador e do evaporador.
- Variações de energia cinética e potencial são negligenciadas.

A exergia específica total de fluxo de matéria, segundo Kotas (1985) pode ser dividida em quatro componentes: exergia cinética, exergia potencial, exergia física e exergia química.

A energia cinética e potencial de um fluxo são formas de energia totalmente convertidas em trabalho, sendo essas representadas pela exergia cinética e potencial respectivamente.

As exergias física e química estão relacionadas as energias física e química, as mesmas são atribuídas ao desequilíbrio do sistema com o meio ambiente (Szargut, 1988). Para o caso da exergia química, a mesma não se aplica a sistema de refrigeração e ar condicionado, pois não ocorre nenhuma mudança de composição ou reação química nesses sistemas que operam por compressão de vapor.

O componente físico da exergia de uma substância ou matéria representa a capacidade

de produzir trabalho, mediante o desequilíbrio térmico e mecânico da substância com o meio ambiente (Tsatsaronis, 1993). Segue o cálculo da exergia física de acordo com Kotas (1985):

$$e_f = \dot{m} [h - h_o - T_o (s - s_o)] \quad (45)$$

Onde:

\dot{m} : vazão mássica de fluido refrigerante.

e_f : exergia física.

h : entalpia específica.

s : entropia específica.

T_o : temperatura de referência.

A exergia física específica de um fluxo é a soma de seu componente térmico: que resulta da diferença de temperatura entre o fluxo e o meio de referência, e o componente mecânico: que resulta da diferença de pressão entre o fluxo e o meio de referência (Morosuk e Tsatsaronis, 2008).

$$e_f = ET + EP \quad (46)$$

O componente térmico da exergia física deve ser calculado ao longo da linha isobárica desde seu estado inicial $[T, p]$ até $[T_o, p]$ (Tsatsaronis, 1993). Segue o cálculo do componente térmico da exergia física ET de acordo com Morosuk e Tsatsaronis (2008):

$$ET = \dot{m} [(h - h_m) - T_o (s - s_m)] \quad (47)$$

Onde:

ET : componente térmica da exergia física.

\dot{m} : vazão mássica.

h_m, s_m : entalpia e entropia específica definidas a P e T_0 .

O componente de pressão (mecânico) da exergia física deve ser calculado ao longo da linha isotérmica desde seu estado inicial $[T_0, p]$ até $[T_0, p_0]$ (Tsatsaronis, 1993). Segue o cálculo do componente mecânico da exergia física EP de acordo com Morosuk e Tsatsaronis (2008):

$$EP = \dot{m}[(h_m - h_0) - T_0(s_m - s_0)] \quad (48)$$

Onde:

EP : componente mecânica da exergia física.

h_0, s_0 : entalpia e entropia específica de referência definidas a P_0 e T_0 .

A exergia térmica de um fluxo não pode ser negativa, embora a exergia mecânica possa obter um valor negativo, quando a pressão do fluxo for menor que a pressão do meio de referência (Morosuk e Tsatsaronis, 2008).

A exergia é uma propriedade termodinâmica que está em função de seu entorno ou ambiente físico. O ambiente físico real ou entorno é muito complexo para ser utilizado em cálculos termodinâmicos, sendo necessária a introdução de um modelo idealizado, ou seja, ambiente ou condição de referência (Tsatsaronis, 2007).

A condição de referência é representada pela temperatura T_0 e pressão P_0 , os quais são usados para o cálculo das propriedades h_0 e s_0 . A divisão da exergia física e o cálculo das propriedades h_m e s_m são realizados a pressão P a temperatura T_0 de acordo com Tsatsaronis (2007), Morosuk e Tsatsaronis (2008), Morosuk e Tsatsaronis (2009) e Santos (2009).

O balanço de exergia para um volume de controle de qualquer processo que se realize em seu interior, é derivado de uma combinação do balanço de massa, primeira e segunda lei

da termodinâmica (Kotas, 1985). Segue o balanço de exergia para volume de controle (regime permanente e estado estacionário):

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j} \right) * \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e e_{fe} - \sum_s \dot{m}_s e_{fs} - \dot{E}_d \quad (49)$$

Onde:

T_j : temperatura na fronteira.

T_o : temperatura de Referência.

\dot{E}_d : exergia destruída.

e_f : exergia física.

s : entropia.

Como parcelas do balanço de exergia de fluxo estão presentes a exergia física específica (e_f) apresentada anteriormente, e a exergia de fluxo de calor que será denominada EQ :

$$EQ = \sum_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j} \right) \cdot \dot{Q} \quad (50)$$

O componente da exergia EQ representa a exergia de fluxo de calor Q que se transfere de um fluido a temperatura T para outro de menor temperatura T_o (Kotas, 1985).

A exergia devido a potência de eixo, segundo Kotas (1985), é por definição é idêntica ao trabalho útil.

$$E = \dot{W}_{vc} \quad (51)$$

A geração de entropia dentro de um sistema é zero se todos os processos que ocorrem dentro do mesmo forem reversíveis, assim trabalho obtido pelo sistema sob essas condições será o máximo. Sendo todos os processos reais irreversíveis, os mesmos perdem trabalho através das irreversibilidades (Kotas, 1985).

Com isso segue a exergia destruída para um volume de controle em regime permanente obtida da Equação 49 isolando-se a parcela \dot{E}_d segundo Kotas (1985):

$$\dot{E}_d = \sum_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j} \right) * \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e e_{fe} - \sum_s \dot{m}_s e_{fs} \quad (52)$$

A Equação 52, em conjunto com o princípio de conservação de massa Equação 16 e a primeira lei da termodinâmica Equação 17 são aplicadas a cada componente do sistema com o auxílio das referências Ahern (1980), Kotas (1985), Szargut et al. (1998), Moran e Shapiro (2002), Tsatsaronis (2007), Morosuk e Tsatsaronis (2008), Morosuk e Tsatsaronis (2009) e Ahamed et al. (2011).

A exergia destruída em cada componente depende: da substância utilizada como fluido refrigerante, temperatura e vazão mássica do fluido de arrefecimento do condensador, temperatura e vazão mássica do fluido que troca calor com o evaporador e das eficiências individuais dos componentes (Morosuk e Tsatsaronis, 2009).

Segundo Ahamed et al. (2011), a exergia destruída no evaporador é a diferença entre a exergia física do fluido refrigerante e a exergia do fluxo de calor para a capacidade frigorífica do sistema de refrigeração [\dot{Q}_{evap}] (Equação 53).

$$\dot{E}_{d, evap} = \dot{m}_f (e_{f4} - e_{f1}) - \left(1 - \frac{T_o}{T_{evap}} \right) * \dot{Q}_{evap} \quad (53)$$

Para o compressor, a exergia destruída se estabelece entre a diferença da exergia do

insumo desse equipamento, que é a própria potência elétrica $[\dot{W}_{elet}]$ e exergia física do fluido refrigerante, obtida na Equação 54 (Ahamed et al.,2011).

$$\dot{E}_{d,comp} = \dot{W}_{elet} - \dot{m}_f (e_{f2} - e_{f1}) \quad (54)$$

Para o condensador, segundo Ahamed et al. (2011) a exergia destruída presente na Equação 55 é a diferença entre o a exergia física do fluido refrigerante e a exergia de fluxo para o calor rejeitada no condensador $[\dot{Q}_{cond}]$:

$$\dot{E}_{d,cond} = \dot{m}_f (e_{f2} - e_{f3}) - \left(1 - \frac{T_o}{T_{cond}}\right) * \dot{Q}_{cond} \quad (55)$$

Para análise exergética no dispositivo de expansão, foi feita a divisão da exergia física em exergia térmica e mecânica de acordo com Morosuk e Tsatsaronis 2009. Pois é necessária essa divisão para que seja possível definir uma eficiência exergética significativa para este componente (Tsatsaronis, 2007). Para o dispositivo de expansão tem-se:

$$\dot{E}_{d,disp} = (EP_3 - EP_4) - (ET_4 - ET_3) \quad (56)$$

A exergia consumida ou destruída devido à geração de entropia depende do processo realizado pelo sistema como um todo (Ahamed et al., 2011). Para especificar as destruições de exergia total do sistema segue exergia destruída total:

$$\dot{E}_{d,total} = \dot{E}_{d,evap} + \dot{E}_{d,comp} + \dot{E}_{d,cond} + \dot{E}_{d,disp} \quad (57)$$

O coeficiente de performance (COP), é um importante parâmetro na análise das instalações de refrigeração e ar condicionado. Com esse coeficiente pode-se verificar que parâmetros influenciam no desempenho do sistema (Venturini e Pirani, 2005).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \quad (58)$$

Segundo Stoecker e Jabardo (2002) o COP é função apenas do fluido refrigerante com isso dependente das temperaturas de condensação e vaporização. Mas para o ciclo real, seu desempenho depende muito das propriedades do compressor.

A eficiência exergética representa a porcentagem de recursos que se encontram nos produtos de um sistema térmico ou em alguns de seus componentes, portanto avaliando o desempenho dos mesmos. Segundo a análise exergética, as fontes de ineficiência de sistemas térmicos são as destruição e perdas de exergia (Kotas, 1985). A eficiência exergética ψ (segunda lei) é calculada da seguinte maneira:

$$\psi = \frac{\dot{m}_f (e_{f4} - e_{f1})}{\dot{W}_{elet}} \quad (59)$$

3.4. ANÁLISE TERMOECONÔMICA

Um dos objetivos da termoeconomia é a determinação de bases teóricas para a conservação e uso racional da energia. Portanto, a Teoria do Custo Exergético (TCE) formula um critério geral que permite conhecer a eficiência energética de sistemas e explicar racionalmente o processo de geração dos produtos segundo Santos (2009).

3.4.1. Análise Termoeconômica no Sistema de Refrigeração e Ar Condicionado

A análise termoeconômica é feita a partir dos dados obtidos dos fluxos exergéticos do sistema (Valero et al., 2000). A avaliação em termos termoeconômicos de um dado sistema, ao invés da utilização de uma estrutura física simples, necessita-se de uma estrutura produtiva do mesmo, podendo assim, definir os fluxos de insumos e produtos para o sistema e seus componentes (Cuadra e Valero, 2000).

Em um sistema de refrigeração simples, é aplicado a Teoria do Custo Exergético (TCE), proposta por Valero et al. (1988), visando representar a finalidade de produção real de cada um de seus componentes, atribuindo um papel definido como insumo, produtos ou perdas para cada fluxo físico.

No caso do compressor, que tem de aumentar a exergia do refrigerante, e o evaporador, que tem que reduzir a temperatura do ar, reduzindo assim sua exergia, a caracterização dos fluxos se torna trivial. Fato esse que não se repete para dispositivo de expansão e condensador (Accadia e Rossi, 1998).

Com relação ao sistema de rejeição de calor para o ambiente, composto por um condensador a ar, é possível trazer o conceito de neguentropia que considera a redução da entropia induzida ao refrigerante como produto desse subsistema (Santos, 2009).

A válvula de expansão é um dispositivo dissipativo, mas, no caso específico de uma sistema de refrigeração, possui o papel de promover a queda de pressão, a fim de tornar possível o efeito de refrigeração no evaporador. Segundo Accadia e Rossi (1998), somente a análise do dispositivo de expansão já tornaria necessário a divisão da exergia física de fluxo, em suas parcelas de temperatura e pressão (mecânica).

A parcela de temperatura, corresponde ao trabalho de um processo isobárico a partir do estado inicial $[T, P]$ até $[T_0, P]$. Essa parcela é sempre maior que zero e será representada como ET . A parcela de pressão (mecânica) corresponde ao trabalho de um processo isotérmico do estado $[T_0, P]$ para o estado do ambiente de referência $[T_0, P_0]$, portanto essa parcela pode ser maior, igual ou menor do que zero, dependendo do sinal da diferença entre P e P_0 , e será representada como EP (Morosuk e Tsatsaronis, 2009).

Aplicando as proposições de insumo, produto e perdas da Teoria do Custo Exergético (TCE) de acordo com Valero et al. (1988) no sistema físico (sistema de refrigeração) da Figura 13, fica estabelecida a finalidade de cada componente para o produto final do sistema na representação produtiva mostrada na Figura 26 onde a descrição dos fluxos dessa estrutura se encontra na Tabela 12.

A partir da Figura 26, pode-se inferir que a estrutura produtiva é uma representação gráfica da distribuição de recursos por toda a planta. O sistema é considerado como composto por quatro unidades produtivas e de três dispositivos fictícios. Esta é uma representação que pode ser empregada para o sistema em análise. Diferentes estruturas produtivas poderiam ser eventualmente propostas, dependendo do objetivo da análise. Na Tabela 13 segue a representação dos fluxos em termos de insumo (F) e produto (P). Além disso, é provável que existam outros fluxos, cuja utilidade seja nula ou, simplesmente, que a sua utilização no processo não seja adequadamente alocada. Tais fluxos são considerados como perdas, e são representados por L. Para o caso do sistema de refrigeração há um exemplo desse tipo de fluxo, o calor rejeitado no condensador, que é tratado na estrutura produtiva como perda por não se tratar de um produto definido (Accadia e Rossi, 1998).

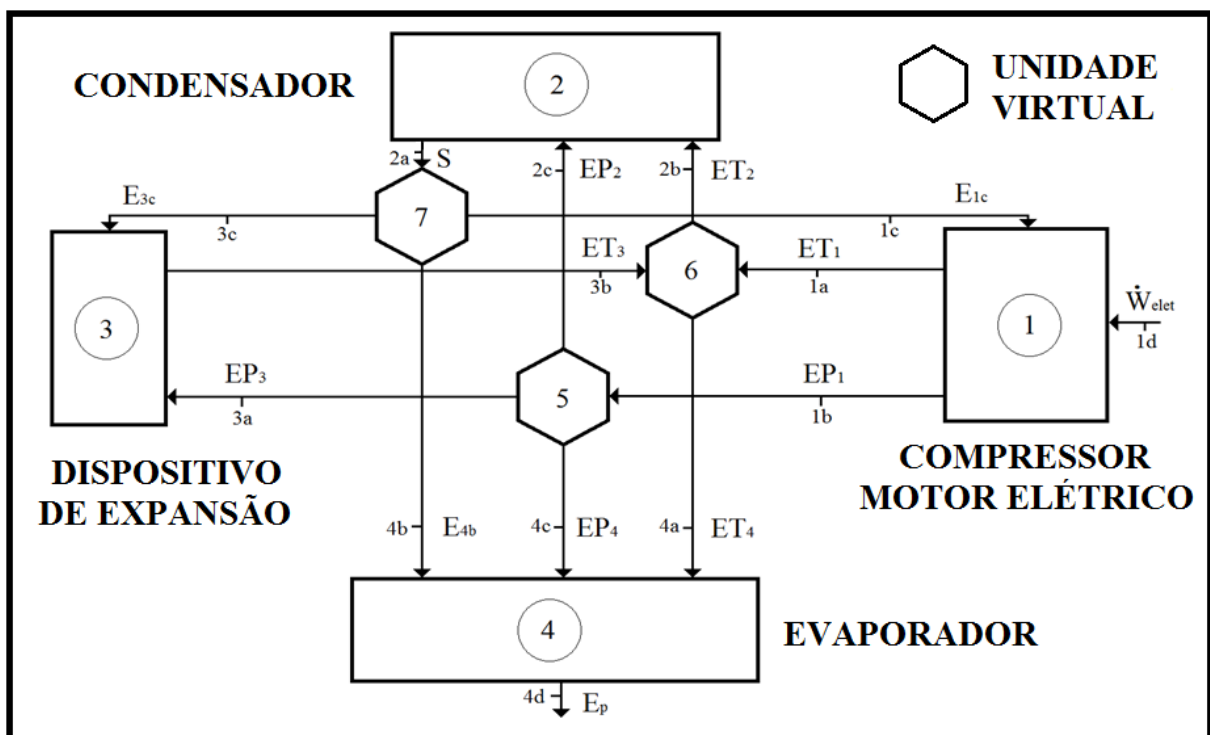


Figura 26: Estrutura produtiva para o sistema de refrigeração.

Tabela 12: Descrição dos fluxos da estrutura produtiva.

Nº do Fluxo.	Fluxo Exergético	Custo Exergético	Custo Exergético Unitário	Descrição do Fluxo
1a	ET ₁	ET* ₁	k* _{1a}	Exergia física térmica
1b	EP ₁	EP* ₁	k* _{1b}	Exergia física mecânica
1c	E _{1c}	E* _{1c}	k* _{1c}	Neguentropia
1d	W _{elet}	W* _{elet}	k* _{1d}	Exergia de potência de eixo
2a	S	S*	k* _{2a}	Neguentropia
2b	ET ₂	ET* ₂	k* _{2b}	Exergia física térmica
2c	EP ₂	EP* ₂	k* _{2c}	Exergia física mecânica
3a	EP ₃	EP* ₃	k* _{3a}	Exergia física mecânica
3b	ET ₃	ET* ₃	k* _{3b}	Exergia física térmica
3c	E _{3c}	E* _{3c}	k* _{3c}	Neguentropia
4a	ET ₄	ET* ₄	k* _{4a}	Exergia física térmica
4b	E _{4b}	E* _{4b}	k* _{4b}	Neguentropia
4c	EP ₄	EP* ₄	k* _{4c}	Exergia física mecânica
4d	E _p	E* _p	k* _{4d}	Exergia de fluxo de calor

A válvula de expansão utiliza o fluxo EP₃, componente de pressão como insumo, que se originou a partir da junção “5”, e o fluxo E_{3c} originado da bifurcação “7” para obter o produto ET₃, componente de temperatura. A junção “5” utiliza o fluxo EP₁, componente de pressão, como insumo, que se originou a partir do compressor.

Tabela 13: Definição de Insumo/Produto para estrutura produtiva.

No.	Componente	Insumo (F)	Produto (P)	Perdas (L)
1	Compressor/Motor	W _{elet} + E _{1c}	ET ₁ +EP ₁	0
2	Condensador	ET ₂ +EP ₂	S	EQ _{cond}
3	Válvula de Expansão	EP ₃ +E _{3c}	ET ₃	0
4	Evaporador	ET ₄ +E _{4b} +EP ₄	E _p	0
5	Dispositivo Fictício	EP ₁	EP ₂ +EP ₃ +EP ₄	0
6	Dispositivo Fictício	ET ₁ +ET ₃	ET ₂ +ET ₄	0
7	Dispositivo Fictício	S	E _{1c} +E _{3c} +E _{4b}	0
-	Dispositivo Fictício	W _{elet}	E _p	0

As componentes térmicas do fluido refrigerante, os fluxos exergéticos ET₁ e ET₃, são considerados como produto do compressor e da válvula de expansão, respectivamente. Ambos são insumos para a junção “6”, que fornece o fluxo ET₂, insumo para o condensador, e ET₄ insumo para o evaporador, sendo ambos componentes de temperatura. A bifurcação “7” é responsável por alocar o produto do condensador isto é, a redução da entropia ou neguentropia assim chamado por Santos (2009).

O sistema de condensação promove um decréscimo de exergia no refrigerante, mas, em contrapartida, um aumento da exergia no fluxo de ar de arrefecimento do condensador, que

não pode ser considerado como produto por não possuir utilidade prática para o sistema (Ahamed et al., 2011).

Sistemas podem possuir unidades que se caracterizam pela ausência de um produto definido, a neguentropia é útil na formulação de produtos para esses determinados componentes (Santos, 2009).

Os fluxos de neguentropia não tem qualquer significado para a operação real do sistema, os mesmos sequer aparecem no balanço de energia e exergia, mas possibilitam a introdução de fluxos estratégicos em estruturas produtivas (Valero et al., 2002).

A utilidade desses fluxos estratégicos é baseada na interação com outros componentes do sistema com produtos comuns. A presença desses componentes é necessária para ampliar a alocação de custos exergéticos. Não há regras fixas para o tratamento de componentes dissipativos, embora em geral devam ser tratados como resíduos ou custos das irreversibilidades associadas com o seu funcionamento (Santos, 2009).

Para Torres et al. (1996) a neguentropia é um fluxo fictício. Em termos gerais, o efeito da dissipação térmica deve ser tratado como perda, porém os custos da irreversibilidade desta neguentropia devem ser rateados e considerados nos insumos do sistema, influenciando por sua vez o resultado termoeconômico do sistema (Santos, 2009).

O condensador é responsável pela redução da entropia gerada por outros componentes da planta. Portanto, este produto, é distribuído de acordo com a entropia que cada dispositivo é responsável, como se segue:

Para o compressor:

$$E_{1c} = T_0 (s_2 - s_1) \quad (60)$$

Para dispositivo de expansão:

$$E_{3c} = T_0 (s_4 - s_3) \quad (61)$$

Para o evaporador:

$$E_{4b} = T_0 (s_1 - s_4) \quad (62)$$

Outro possível produto do condensador ($E_{Q_{\text{cond}}}$), que é a exergia de fluxo de calor relacionado ao calor rejeitado nesse componente (Q_{cond}), não tem um destino útil para o sistema, portanto é tratado como “perda”. Os fluxos componentes de pressão EP_2 e EP_4 se originam a partir da junção “5”, ambos insumos para o condensador e evaporador, respectivamente. Finalmente, E_p é o produto global para a planta, que é a exergia de fluxo de calor relacionada a capacidade frigorífica (Q_{evap}), sendo seu principal insumo o recurso externo é \dot{W}_{elet} , que segundo Kotas (1985), é por definição é idêntica ao trabalho útil.

ET ₁	EP ₁	E _{1c}	\dot{W}_{elet}	S	ET ₂	EP ₂	EP ₃	ET ₃	E _{3c}	ET ₄	E _{4b}	EP ₄	E _p			
-1	-1	1	1													
				-1	1	1										
							1	-1	1							
										1	1	1	-1			
	1					-1	-1						-1			
				-1				1	-1							
		-1	1						-1	-1						
ET ₁	-EP ₁															
						EP ₂						EP ₄				
						EP ₂	EP ₃									
					ET ₂					ET ₄						
		1/E _{1c}							1/E _{3c}							
		1/E _{1c}									1/E _{4b}					
			1													

x

=

ET ₁	0
EP ₁	0
E _{1c}	0
\dot{W}_{elet}	0
S	0
ET ₂	0
EP ₂	0
EP ₃	0
ET ₃	0
E _{3c}	0
ET ₄	0
E _{4b}	0
EP ₄	0
E _p	\dot{W}_{elet}

Figura 27: Matriz do sistema de refrigeração.

Uma vez que o estado do sistema é determinado, é possível obter os custos de todos os

fluxos inter-relacionados que aparecem na estrutura da Figura 26. A matriz apresentada na Figura 27 corresponde às equações do sistema obtido através de sua estrutura produtiva.

As sete primeiras linhas são obtidas para cada componente do sistema de refrigeração, utilizando a propriedade de que o custo exergético é conservativo (proposição 1). As próximas seis linhas seguintes fazem uso das proposições 2 e 3 e a última linha faz uso da proposição 6. Proposições essas apresentadas na revisão bibliográfica item 2.2 (Accadia e Rossi, 1998).

3.4.2. Diagnóstico Termoeconômico

Com base na segunda lei da termodinâmica, o diagnóstico termoeconômico consiste em identificar uma degradação no comportamento dos componentes de um sistema térmico, avaliando e quantificando os seus efeitos no insumo adicional da planta.

O objetivo do diagnóstico é descobrir e entender os sinais de uma anomalia, quantificando seus efeitos. No caso do diagnóstico termoeconômico, o efeito de uma anomalia é quantificado em termos de consumo adicional de recursos, necessários para obtenção da mesma produção em quantidade e qualidade (Cuadra e Valero, 2000).

O diagnóstico termoeconômico clássico, de acordo com Verda (2004), consiste em comparar duas condições do sistema, a condição a ser testada e a condição estabelecida como referência.

Segundo Valero et al. (2002), recuperar todas as irreversibilidades dos componentes é impossível, na verdade, a poupança de exergia é limitada por restrições técnicas e/ou econômicas. Ao contrário da análise de primeira lei convencional, a análise termoeconômica assume um estado de referência, que pode corresponder ao sistema nas condições em que foi projetado.

Usando as técnicas termoeconômicas, o diagnóstico em uma unidade de refrigeração objetiva avaliar a resposta do sistema em relação às irreversibilidades adicionais, devido a anomalias presentes nos componentes do sistema, comprometendo sua performance operacional.

O diagnóstico termoeconômico também pode gerar informações importantes para a manutenção e melhorias de sistemas térmicos, além da informação sobre a presença de falhas nos mesmos.

O método de diagnóstico baseado na teoria estrutural termoeconômica é introduzido em termos da variação do Consumo Específico de Exergia (Equação 63) dos componentes, Impacto no Combustível (Equação 64) e Anomalias (Equação 65). É aplicado para diagnosticar as causas do consumo adicional de insumo de um sistema operando continuamente, devido à ineficiência de seus componentes.

$$\Delta k_j = k_j - k_{j_{ref}} \quad (63)$$

Onde:

Δk_j : Variação do Consumo Específico de Exergia para componente j [-].

k_j : Consumo Específico de Exergia para componente j [-].

$k_{j_{ref}}$: Consumo Específico de Exergia no estado de referência para componente j [-].

A variação gerada no Consumo Específico de Exergia dos componentes de um sistema térmico produz uma anomalia nos mesmos, que possui custo igual a dos recursos a serem gastos para suprir essa diferença. A necessidade de outras unidades do sistema em mudar sua produção devido a essa anomalia, aumenta a geração de irreversibilidades (Cuadra e Valero, 2000).

$$\Delta F_T = \sum_{i=1}^n \left(\sum_{j=0}^n k_p^* \Delta k_{ji} \right) \cdot P_i^0 \quad (64)$$

Onde:

ΔF_T : Impacto no combustível [kW].

k_p^* : Custo exerético unitário para o produto de entrada da planta [-].

P_i^0 : Produto no estado de referência para o componente i [kW].

Δk_{ji} : Variação do Consumo Específico de Exergia para o produto que entra no componente i originado do componente j [-].

De acordo com Cuadra e Valero (2000), o Impacto no Combustível retrata o insumo adicional requisitado por cada componente, devido a variação gerada no consumo de recursos do mesmo, que produz uma anomalia cuja o despendio é dado pelo custo unitário dos recursos utilizados. Esta expressão permite quantificar o consumo adicional de recursos, mas não identifica as causas reais desse consumo adicional (Losano e Valero, 1986).

Na expressão do Impacto no Combustível (Equação 64), fica evidente em um componente a existência de uma relação direta entre o aumento das irreversibilidades com o impacto sobre o consumo de insumo do mesmo. Além disso, a degradação de um componente força outro a adaptar-se o seu comportamento para manter a meta de produção, o que também produz um aumento das irreversibilidades.

A anomalia de um componente, segundo Cuadra e Valero (2000) é a soma do aumento de irreversibilidade devido à variação do Consumo Específico de Exergia, que é calculado pela Equação 65:

$$MF = \Delta k \cdot P^0 \quad (65)$$

Onde:

MF : Anomalia (*Malfunction*) [kW].

P^0 : Produto no estado de referência [kW].

Δk : Consumo Específico de Exergia para componente [-].

O problema em determinar as causas de uma anomalia, é que não se pode agir

diretamente sobre o Consumo Específico de Exergia do componente, esse parâmetro de funcionamento não é real, sendo função de parâmetros operacionais reais, tais como relações de pressão, temperatura, vazão mássica e etc (Cuadra e Valero, 2000).

Capítulo 4

4. ESTUDO DE CASO

Nesse capítulo serão apresentadas todas as características de um sistema de refrigeração, o qual será utilizado como estudo de caso deste trabalho, ou seja, aplicação do diagnóstico termoeconômico. Esse sistema é idealizado, suas características tais como cálculo de carga térmica e a ferramenta computacional utilizada para a simulação de seu funcionamento também são aqui mencionadas e justificadas, mas sem a obrigatoriedade de ser um projeto completo, ou executável de uma câmara frigorífica.

4.1. DESCRIÇÃO DA INSTALAÇÃO

Ao longo deste item, serão apresentadas as características de um sistema de refrigeração para resfriamento e congelamento de carne de carneiro. O memorial de cálculos (carga térmica), especificação dos equipamentos utilizados, bem como informações empregadas no projeto desse sistema está incluído no Apêndice 01 dessa dissertação.

A câmara frigorífica foi projetada para o resfriamento e congelamento de 16 [ton/dia]

de carne de carneiro na cidade de São Paulo-SP. As características e informações apresentadas nos itens 4.1.1 ao 4.1.6 estão devidamente justificadas no Apêndice 01.

4.1.1. Condições Ambientais

Segundo a norma ABNT NBR-16401, para a cidade de São Paulo-SP tem-se:

- Temperatura de Bulbo Seco: 32 [°C].
- Temperatura de Bulbo Úmido: 24 [°C].
- Umidade Relativa: 60 [%].

4.1.2. Características da Câmara Frigorífica

- Largura: 8,0 [m].
- Comprimento: 24,0 [m].
- Altura (Pé Direito): 4,00 [m].
- Volume: 768 [m³].
- Capacidade diária de armazenamento: 16000 [kg].
- Taxa de iluminação: 10 [W/m²].
- Tempo de iluminação: 1 [h/dia].
- Número de pessoas trabalhando: 1 [pessoa].
- Tempo de trabalho das pessoas: 1 [h/dia].

Será utilizado em todas as paredes um isolante com espessura de 100 [mm], instalado em duas camadas contrafiadas de 50 [mm].

4.1.3. Características do Sistema Frigorífico

Tomando como base as informações obtidas em Venturini e Pirani (2005) e ASHRAE (2006), chega-se aos seguintes valores:

- Temperatura de condensação: 42,0 [°C].
- Temperatura de evaporação: - 7,5 [°C].
- Sub-resfriamento: 6,0 [°C].
- Superaquecimento: 8,0 [°C].
- Tipo de degelo: Elétrico.
- Fluido frigorífico: R22.

4.1.4. Característica do Produto

Segundo os dados obtidos em ASHRAE (2006) tem-se:

- Temperatura de entrada do produto na câmara: 16,0 [°C].
- Temperatura final da câmara frigorífica: $T_{cam} = -2$ [°C].
- Umidade relativa no interior da câmara: UR=90 [%].
- Calor específico de resfriamento da carne de carneiro: 0,70 [kJ/kg.°C].
- Calor específico de congelamento da carne de carneiro: 51,5 [kJ/kg].

A carne de carneiro será embalada a vácuo em unidades contendo 3,125 [kg]. Essas unidades serão alocadas no total de 8 por caixa, ou seja 25 [kg] por caixa. De acordo com a quantidade a ser armazenada desse produto, serão necessárias 640 caixas de papelão (40 caixas por palete), distribuídas em 16 paletes de dimensões 1,0[m] x 1,20[m] no total de 1000 [kg] por palete. Para o transporte desses paletes, ou seja, o carregamento da câmara frigorífica será utilizado empilhadeira manual.

4.1.5. Cargas e/ou Potências Calculadas

• Carga térmica devido aos produtos:	16,948 [TR] (62,03%)
• Carga térmica devido à transmissão de calor:	2,540 [TR] (9,29%)
• Carga térmica devido à infiltração de ar externo:	1,189 [TR] (4,35%)
• Carga térmica devido à iluminação:	0,027 [TR] (0,01%)
• Carga térmica devido às pessoas:	0,007 [TR] (0,03%)
• Carga térmica devido aos paletes:	0,003 [TR] (0,01%)
• Carga térmica devido às embalagens:	0,011 [TR] (0,04%)
• Carga térmica devido ao ventilador do evaporador:	6,615 [TR] (24,24%)
• Carga térmica total da câmara frigorífica:	27,5 [TR]

4.1.6. Especificação dos Equipamentos

Evaporador

- Marca: MacQuay.
- Modelo: EU*3480 6FPI (6 aletas por polegada).
- Capacidade do Evaporador: 93096,0 [kcal/h].
- Quantidade de evaporadores: 1 evaporador.
- Quantidade de ventiladores: 5 ventiladores.
- Potência dos ventiladores (5 ventiladores): 20500 [W].
- Vazão de ar: 111900 [m³/h].

Compressor

- Marca: Coldex Frigor.
- Modelo: CG 060.
- Tipo: Alternativo.
- Nº cilindros: 8 cilindros.
- Deslocamento Volumétrico: 166,9 [m³/h].
- Capacidade frigorífica: 96812,0 [kcal/h].

Condensador

- Marca: McQuay.
- Modelo: ACC 103 (10 aletas por polegada).
- Capacidade: 102900 [kcal/h].
- Quantidade de condensadores: 1 condensador.
- Quantidade de ventiladores: 3 ventiladores.
- Potência dos ventiladores: 3100 [W].
- Vazão de ar: 41776 [m³/h].

Dispositivo de expansão

- Marca: Danfoss
- Modelo: TE20 01
- Tipo: equalização externa.
- Quantidade: 1 válvula.
- Capacidade: 93,1 [kW].

Isolante

- Marca: Isojoint com núcleo de Poliuretano (PUR)
- Painéis de 50 [mm] de espessura, no total de 2 painéis por superfície totalizando 100 [mm] de espessura.
- O isolante foi previsto para todas as paredes, piso e teto.
- Barreira de vapor.

4.2. SIMULAÇÃO DA INSTALAÇÃO

No presente trabalho, a solução do sistema de equações não lineares, obtidas com a modelagem matemática do compressor, condensador, evaporador e dispositivo de expansão do sistema de refrigeração analisado foram solucionados com o auxílio de um programa computacional desenvolvido no ambiente do software EES (*Engineering Equation Solver*). A solução desse sistema foi obtida através de um método numérico, e sua solução corresponde à

condição de equilíbrio do sistema de refrigeração, ou seja, é determinado o ponto em regime permanente para determinadas condições de operação.

Como mencionado no capítulo 3, para o funcionamento do sistema frigorífico como um todo, existe uma dependência entre a operação de cada um de seus componentes; compressor, evaporador, condensador e o dispositivo de expansão.

Primeiramente através dos dados fornecidos pelos fabricantes dos equipamentos selecionados (Apêndice 01), foram obtidas informações necessárias, tais como parâmetros e curvas características de funcionamento, conforme descrito no Capítulo 3, para cada componente, com o objetivo de simular o funcionamento dos mesmos em conjunto.

Para os trocadores de calor, condensador e evaporador, foram obtidos os valores de capacidade por diferença unitária de temperatura (F_{cond} e F_{evap}), conforme definidos no capítulo 3. Esses parâmetros foram obtidos através da razão entre a média dos valores de capacidade e o valor de Δt (diferença de temperatura entre o fluido frigorífico e o fluido de arrefecimento) obtidos no catálogo do fabricante. Sendo esses valores para o condensador e evaporador, respectivamente:

- $F_{cond} = 11,97 [kW / ^\circ C]$, para vazão de ar $\dot{V}_{cond} = 11,604 [m^3 / s]$.
- $F_{evap} = 18,05 [kW / ^\circ C]$, para vazão de ar $\dot{V}_{evap} = 31,083 [m^3 / s]$.

Alguns catálogos dos fabricantes não trazem informações de como a capacidade desses equipamentos variam com a vazão de ar para um determinado modelo, informação essa importante para simulação desses componentes. Neste caso podem ser utilizadas curvas idealizadas para cada um desses equipamentos da seguinte forma:

Para o condensador utilizou-se o fator de correção de capacidade para frequência da rede elétrica de 50 [Hz], a qual está disponível no catálogo desse equipamento, que é de 0,92. Considerou-se também que sua vazão de ar varia linearmente com a rotação dos ventiladores

(frequência). Para o caso de vazão nula, foi adotado que a capacidade do condensador é de 20% da nominal devido à convecção natural. Obtendo assim os pontos da Tabela 14:

Tabela 14: Pontos para o condensador.

F_{cond} [kW / °C]	\dot{V}_{cond} [m ³ / s]
11,97	11,604
11,00	9,670
2,390	0

Com esses pontos obteve-se a curva da Figura 28 e, com a mesma, uma equação idealizada para a variação da capacidade por diferença unitária de temperatura para o condensador (F_{cond}) em função da vazão de ar (\dot{V}_{cond}).

$$F_{cond} = 2,39000 + 1,21441 \cdot \dot{V}_{cond} - 0,03351 \cdot \dot{V}_{cond}^2 \quad (66)$$

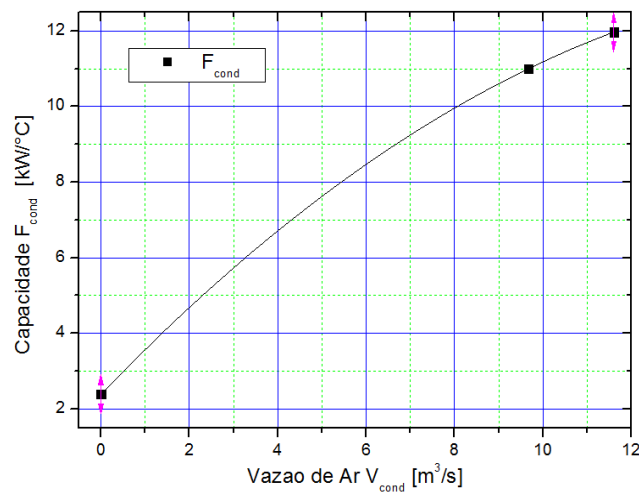


Figura 28: Capacidade por diferença unitária de temperatura.

Para o evaporador também foi levado em consideração o fator de correção de capacidade para frequência de 50 Hz, presente no catálogo desse equipamento, que é de 0,87,

e foi considerado também que sua vazão de ar varia linearmente com a rotação do ventilador. Para o caso de vazão nula dos ventiladores foi adotado que sua capacidade é de 20% da nominal devido à convecção natural. Obtendo assim os pontos da Tabela 15.

Tabela 15: Pontos para o evaporador.

F_{evap} [kW / °C]	\dot{V}_{evap} [m ³ / s]
18,05	31,083
16,70	25,903
3,61	0

Com esses pontos obteve-se a curva da Figura 29 e com a mesma uma equação idealizada para a variação da capacidade por diferença unitária de temperatura para o evaporador (F_{evap}) em função da vazão de ar (\dot{V}_{evap}).

$$F_{evap} = 3,61000 + 0,70929 \cdot \dot{V}_{evap} - 0,00787 \cdot \dot{V}_{evap}^2 \quad (67)$$

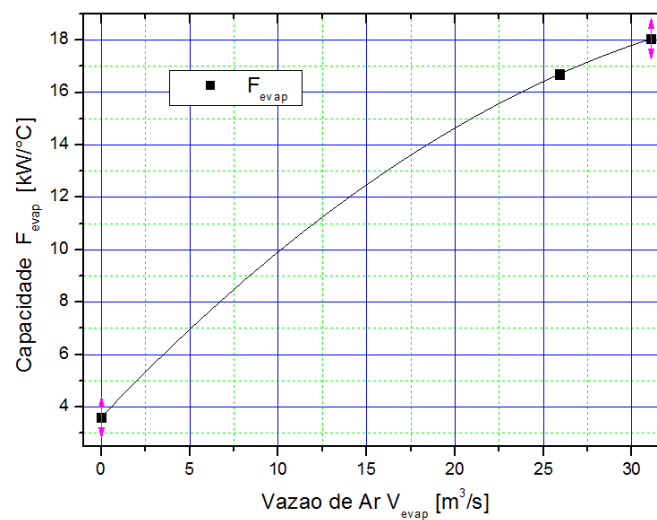


Figura 29: Capacidade por diferença unitária de temperatura.

Para o compressor o rendimento isentrópico foi obtido através da curva da Figura 30, que é uma representação típica da variação deste parâmetro para compressores alternativos em função da relação de pressão (RP) segundo Dossat (1980). Obtendo-se assim a seguinte equação para o rendimento isentrópico (η_{isent}):

$$\eta_{isent} = 0,54520 + 0,17549 \cdot RP - 0,03454 \cdot RP^2 + 0,00188 \cdot RP^3 \quad (68)$$

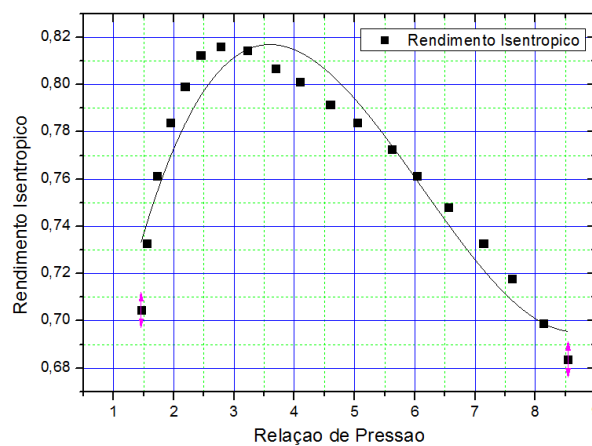


Figura 30: Curva de rendimento isentrópico.

Para o compressor também foi obtida a equação que fornece o seu rendimento volumétrico real em função da relação de pressão, utilizando os dados de catálogo do equipamento selecionado, tais como capacidade frigorífica (\dot{Q}_0) e volume deslocado (\dot{V}_{des}) conforme mencionado no capítulo 3. Obtendo-se assim a Figura 31 e a seguinte equação para rendimento volumétrico (η_{vol}):

$$\eta_{vol} = 1,04944 - 0,06817 \cdot RP + 0,00174 \cdot RP^2 \quad (69)$$

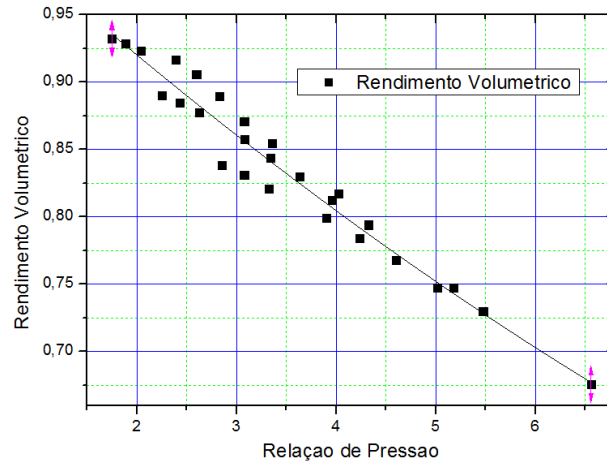


Figura 31: Curva de rendimento volumétrico.

Tabela 16: Pontos para a válvula.

T_{evap} [°C]	\dot{Q}_0 [kW]	Ka [m ²]	\overline{Ka} [m ²]
-35	60	2,42E-04	2,52E-4
	65	4,89E-04	
	69	4,53E-04	
	70	3,90E-04	
-30	67	2,87E-04	2,78E-4
	72	2,71E-04	
	76	2,49E-04	
	78	4,86E-04	
-10	90	4,52E-04	3,92 E-4
	99	3,95E-04	
	105	3,91E-04	
	109	2,75E-04	
0	96	2,57E-04	4,53E-4
	109	4,78E-04	
	118	4,47E-04	
	122	4,58E-04	
5	95	3,90E-04	4,82E-4
	112	2,81E-04	
	122	2,60E-04	
	128	4,76E-04	

Para o dispositivo de expansão, definiu-se a pressão de mola para abertura mínima $P_{mola,OS} = 39,876 [kPa]$ e para abertura máxima $P_{mola,MRL} = 171,480 [kPa]$. A equação para o coeficiente da válvula (Ka) foi obtida com os dados de catálogo de capacidade frigorífica (\dot{Q}_0) da válvula, os quais estão listados na Tabela 16, e a partir dos quais se gerou a equação 70 para o parâmetro Ka , cujo comportamento está representado na Figura 32. Os valores utilizados para obter a curva e a equação foram o de \overline{Ka} .

$$Ka = 0,0000213409 + 0,000000490109 \cdot T_{evap} - 0,00000000337818 \cdot T_{evap}^2 \quad (70)$$

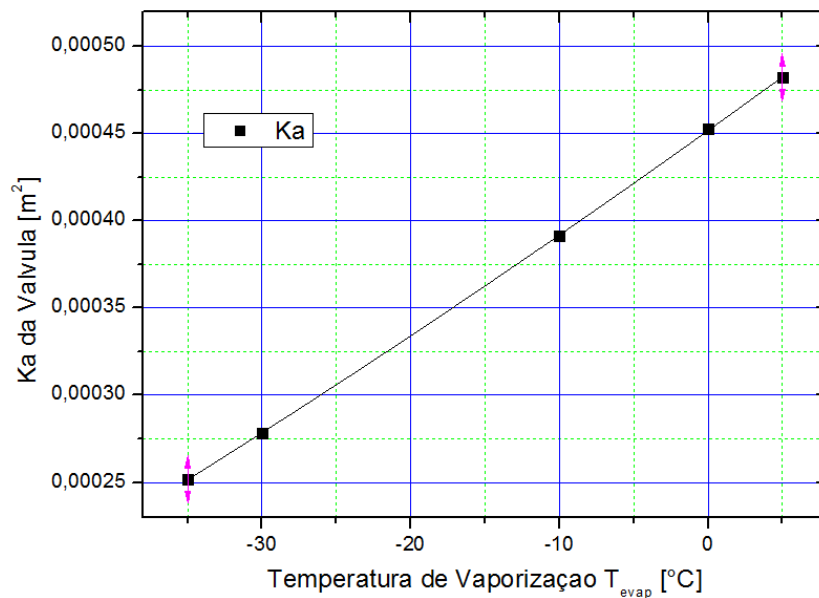


Figura 32: Curva da constante Ka da válvula.

Com isso pode-se simular o superaquecimento ($DTSA$) para o sistema. Restando apenas o sub-resfriamento ($DTSR$) que será calculado em função da diferença entre o fluido de arrefecimento (ar) e o fluido de trabalho (refrigerante) no condensador dado por $\Delta t = T_c - T_{AEC}$.

Para Δt maior ou igual a 8 [°C] será considerado sub-resfriamento de 6 [°C] e para diferenças menores que 8 [°C] será calculado o sub-resfriamento de acordo com a Equação 71 segundo Li e Alleyne (2010).

$$DTSR = \frac{\Delta t}{2} - 2 \tag{71}$$

Desta forma, tem-se um completo mapeamento do comportamento dos componentes fora das condições obtidas em catálogo e como estes se comportarão nas condições de funcionamento requeridas pelo sistema.

4.2.1. Procedimento para Simulação do Sistema

A Figura 33 apresenta um fluxograma simplificado do procedimento de cálculo do programa.

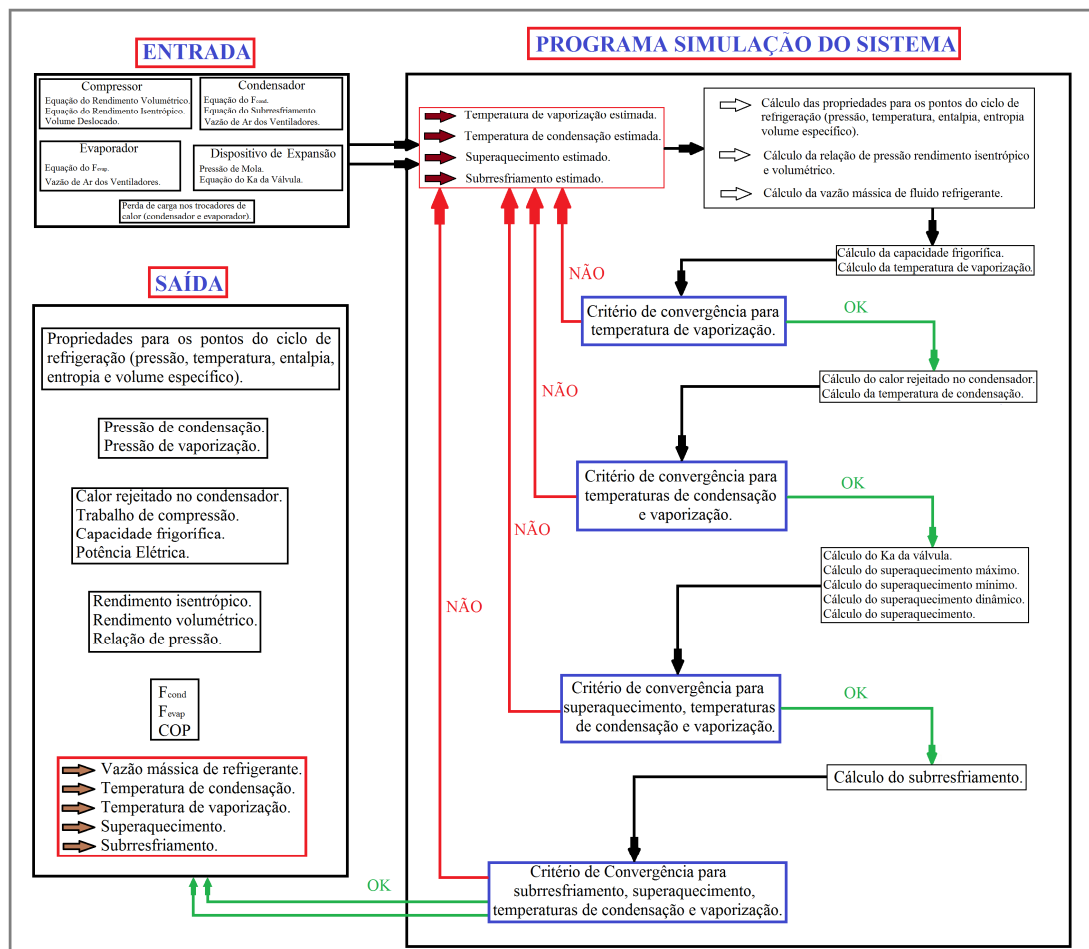


Figura 33: Fluxograma do programa de simulação do sistema.

O programa para simulação do sistema (Apêndice 02) foi desenvolvido no *Software EES (Engineering Equation Solver)*. Na sequência é feita a descrição das grandezas e equações de entrada para simulação do sistema de refrigeração, assim como as grandezas de saída.

Dados de entrada do programa:

- Vazão de ar dos ventiladores do condensador (\dot{V}_{cond}) e evaporador (\dot{V}_{evap}).
- Curva da capacidade por diferença unitária de temperatura em função da vazão de ar para o condensador (F_{cond}) e evaporador (F_{evap}).
- Perda de carga no condensador e evaporador.
- Volume deslocado do compressor (\dot{V}_{dest}).
- Curvas do rendimento isentrópico (η_{isent}) e volumétrico (η_{vol}) do compressor em função da relação de pressão (RP).
- Pressão de mola para abertura máxima ($P_{mola,MRL}$) e mínima ($P_{mola,OS}$) da válvula de expansão.
- Curva para o coeficiente Ka da válvula em função da temperatura de vaporização (T_{evap}).
- Temperatura interna da câmara (T_{cam}) e temperatura ambiente (T_{ext}).

Dados de saída do programa:

- Temperaturas de condensação (T_{cond}) e vaporização (T_{evap}).
- Superaquecimento ($DTSA$) e sub-resfriamento ($DTSR$).
- Vazão mássica de fluido refrigerante (\dot{m}_f).

4.2.2. Resultados para a Simulação do Sistema

Os resultados obtidos na simulação do sistema de refrigeração para todas as variáveis de interesse são apresentados em forma de tabelas e curvas nesse item. O comportamento dinâmico entre os componentes do sistema pode ser observado pelos dados simulados no programa desenvolvido no software EES (*Engineering Equation Solver*). Os valores são obtidos em regime permanente para vários valores de temperatura da câmara e temperatura ambiente.

Primeiramente observa-se o comportamento do coeficiente de performance do sistema (*COP*) para diferentes temperaturas internas da câmara frigorífica (Figura 34).

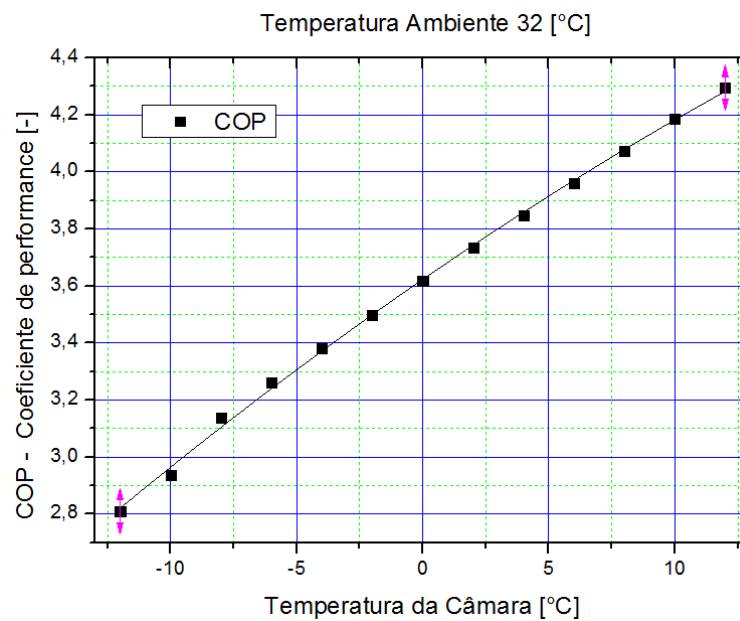


Figura 34: Coeficiente de performance COP.

Observa-se que existe uma redução do COP com a redução da temperatura interna da câmara. Como visto no capítulo 3, o COP é calculado como a razão entre a capacidade frigorífica (\dot{Q}_{evap}), e a potência de compressão (\dot{W}_{comp}) solicitada pelo sistema. Na Figura 35 pode observar-se a redução da capacidade frigorífica (\dot{Q}_{evap}) e da potência de compressão (\dot{W}_{comp}) para menores temperaturas da câmara, assim como a redução do calor rejeitado no

condensador (\dot{Q}_{cond}), entretanto, sendo mais significativa a queda na capacidade frigorífica com relação à queda no trabalho de compressão.

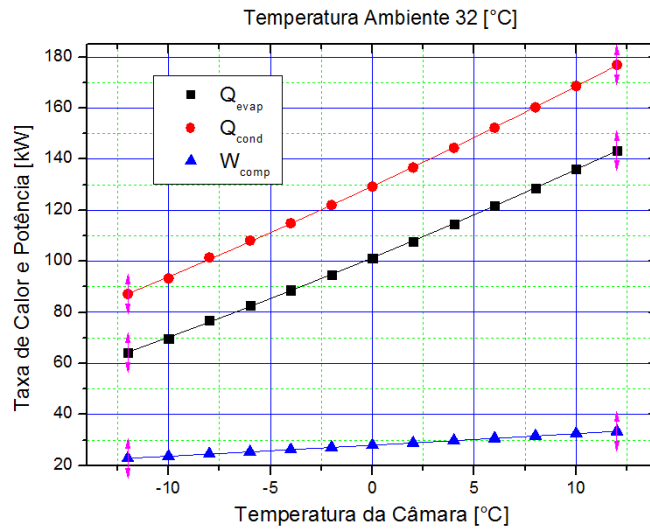


Figura 35: Taxa de calor e potência.

Na Figura 36 pode-se observar a redução da vazão mássica de refrigerante, esse fato é devido ao aumento do volume específico e a redução do rendimento volumétrico do compressor para menores temperaturas da câmara (maior relação de pressão). Efeito esse que contribui para redução da capacidade frigorífica e potência de compressão.

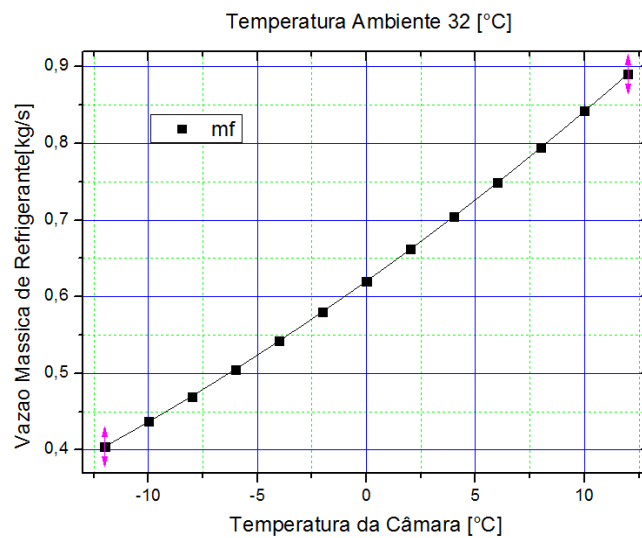


Figura 36: Vazão mássica de fluido refrigerante.

A Figura 37 apresenta o comportamento do coeficiente de performance em função da temperatura ambiente, considerando a temperatura da câmara fixa.

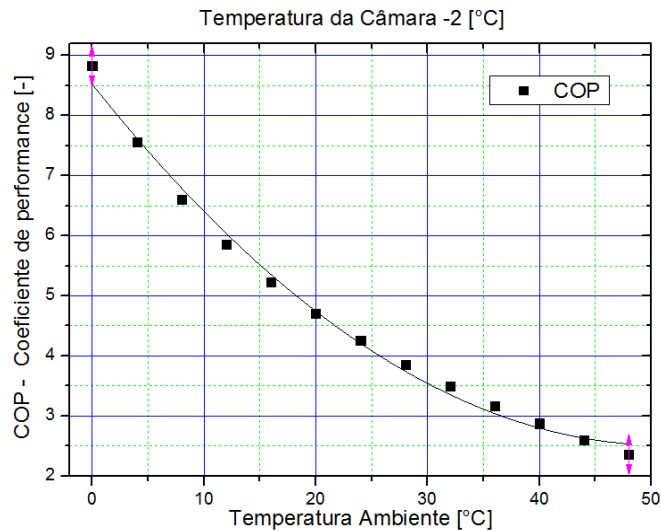


Figura 37: Coeficiente de performance COP.

Na Figura 38 pode-se observar o aumento do trabalho de compressão, devido ao maior relação de pressão, redução da capacidade frigorífica devido à menor vazão mássica (menor rendimento volumétrico do compressor), assim como a redução na rejeição de calor no condensador, com o aumento da temperatura ambiente.

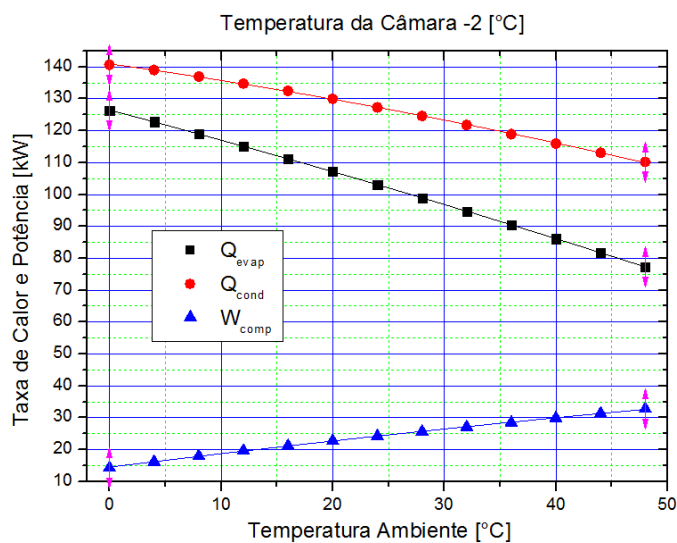


Figura 38: Taxa de calor e potência.

Na Figura 39 a redução da vazão mássica de refrigerante, devido à redução do rendimento volumétrico do compressor para aumento da temperatura ambiente (maior relação de pressão), pode ser visualizada. Efeito esse que contribui para redução da capacidade frigorífica.

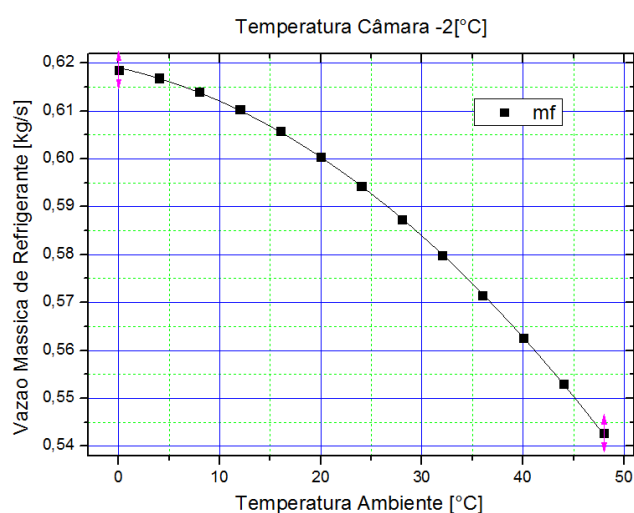


Figura 39: Vazão mássica de refrigerante.

O comportamento da vazão mássica de fluido refrigerante pode ser visualizado para variação da temperatura interna na Figura 40, e para variação da temperatura ambiente Figura 41.

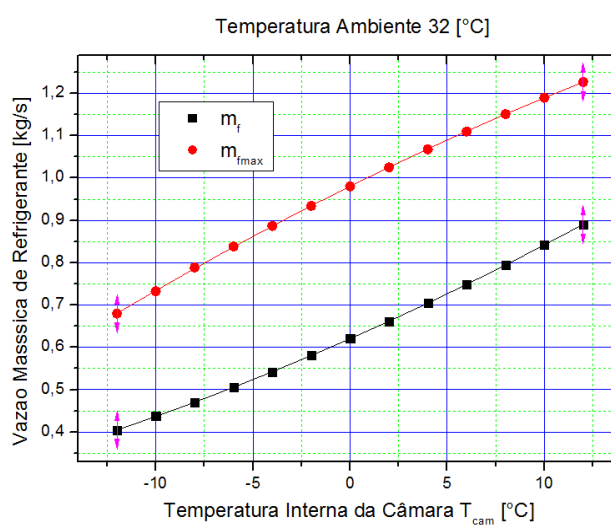


Figura 40: Vazão de refrigerante para válvula.

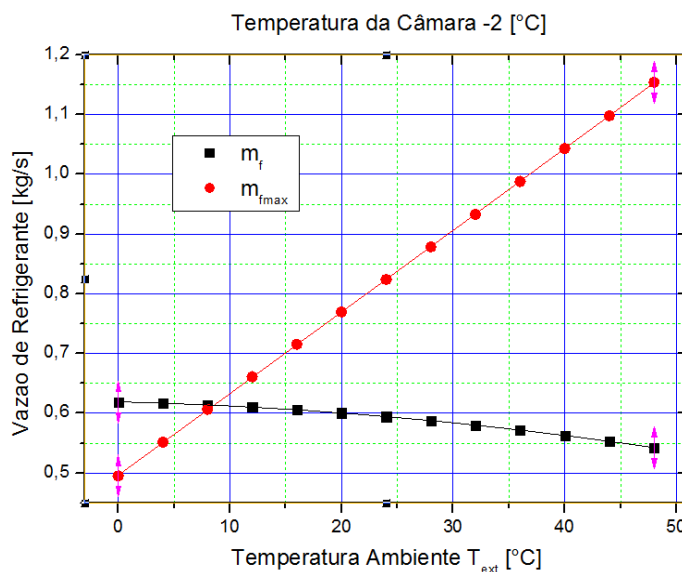


Figura 41: Vazão de refrigerante para válvula.

Para a variação da temperatura interna da câmara observa-se que a válvula atende com folga a solicitação de vazão mássica de refrigerante (\dot{m}_f) ao comparar sua vazão mássica máxima fornecida (\dot{m}_{fmax}).

Para a variação da temperatura ambiente observa-se que a válvula atende solicitação de vazão mássica de refrigerante (\dot{m}_f) para grande parte das temperaturas, sendo bastante satisfatório para o sistema tendo em vista que a mesma não necessariamente deva cumprir essa exigência.

Tabela 17: Simulação do sistema para condição de projeto.

Grandezas	Ponto de projeto	Ponto simulado	Erro Absoluto [%]
Temperatura da câmara [°C]	-2	-2	-
Temperatura ambiente [°C]	32	32	-
Temperatura de condensação [°C]	42	42,130	0,30
Temperatura de vaporização [°C]	-7,5	-7,273	3,00
Superaquecimento [°C]	8,0	7,896	1,30
Sub-resfriamento [°C]	6,0	6,006	0,10
Vazão mássica de refrigerante [kg/s]	0,58	0,579	0,03
Coeficiente de performance [-]	3,50	3,497	0,30

Para finalizar na Tabela 17 é demonstrado o ponto de projeto do sistema, e o resultado de algumas grandezas obtidas com o auxílio do modelo matemático e da simulação do sistema, sendo os dados de entrada as temperaturas da câmara e ambiente.

No funcionamento real do sistema no ponto mencionado, espera-se que as grandezas descritas da Tabela 17 fiquem o mais próximo das estabelecidas em seu projeto.

4.2.3. Resultados da Análise Exergética

A análise exergética no sistema de refrigeração pode ser realizada de forma individual em seus componentes, podendo assim identificar os principais locais de destruição de exergia, exibindo os potenciais de melhoria do mesmo. Com isso uma avaliação em cada um dos principais componentes é efetuada nesse item, com o objetivo de identificar o que ocorre no sistema em termos de exergia.

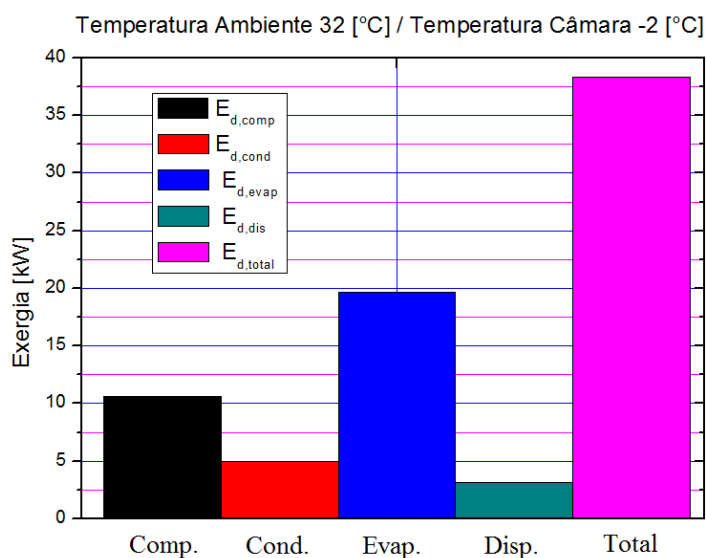


Figura 42: Exergia destruída nos componentes.

Primeiramente observa-se na Figura 42 a destruição de exergia em cada componente para uma dada condição de funcionamento do sistema, para a qual foram mantidas constantes as temperaturas ambiente e interna da câmara. Observam-se parcelas maiores de destruição de

exergia no evaporador e compressor sendo esse último o elemento responsável pela utilização dos recursos externos da instalação.

Segundo Kotas (1985), as perdas de exergia relacionadas ao compressor são devido ao atrito mecânico, dissipação de calor e atrito com o fluido refrigerante, portanto estando associadas com as eficiências elétrica, mecânica e isentrópica. Podendo chegar à ordem de 40 % da exergia total destruída no sistema de refrigeração.

Para o evaporador, Kotas (1985) menciona que as irreversibilidades são proporcionais a diferença de temperatura entre o trocador de calor e o meio refrigerado. Para Ahamed et al. (2011), a diferença de temperatura finita do meio refrigerado é uma grande fonte de irreversibilidades em trocadores de calor.

Segundo Ahamed et al. (2011), o grau de superaquecimento no processo de compressão, leva a grandes diferenças de temperatura na fase inicial de transferência de calor nos condensadores, além da rejeição de calor entre o sistema e o ambiente ocorrer a uma diferença finita de temperatura. O conjunto desses fatos leva esse componente a gerar mais irreversibilidades, tendo assim seu desempenho degradado.

O dispositivo de expansão embora seja um componente dissipativo, para o caso particular do sistema de refrigeração é responsável pela menor geração de irreversibilidades entre os demais componentes (Kotas,1985).

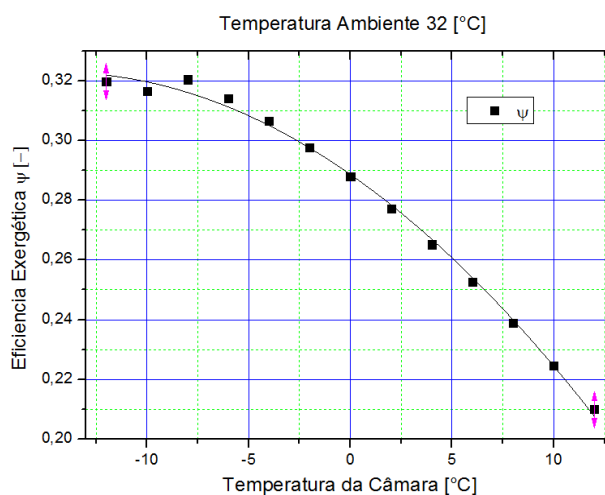


Figura 43: Eficiência exergética do sistema.

O comportamento da eficiência de segunda lei (Ψ) para diferentes temperaturas interna da câmara frigorífica é mostrado na Figura 43.

Na Figura 44 observar-se o aumento da exergia destruída total com maior contribuição dos componentes evaporador e compressor para maiores temperaturas internas da câmara frigorífica. Segundo Ahamed et al. (2011), a exergia destruída diminui com a redução da temperatura de vaporização, devido a aumentar a transferência de calor entre o fluido refrigerante e os tubos do evaporador para menores temperaturas de vaporização, o que aumenta o efeito frigorífico do sistema. Ahamed et al. (2011) também afirma que a diferença de temperatura no evaporador é menor para menores temperaturas de vaporização.

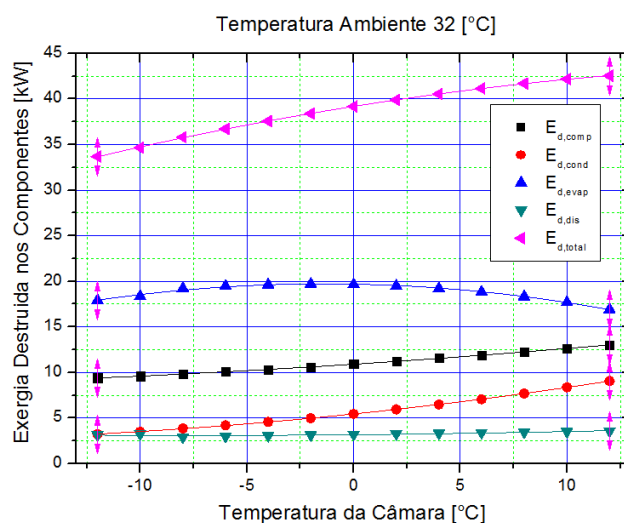


Figura 44: Exergia destruída nos componentes.

O comportamento da eficiência de segunda lei para diferentes valores de temperatura ambiente é apresentado na Figura 45.

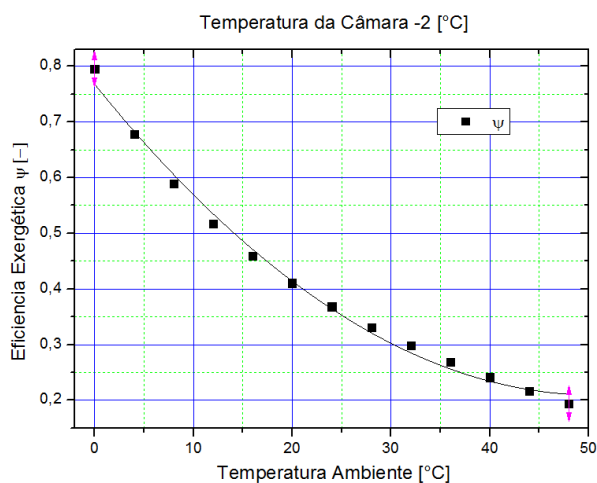


Figura 45: Eficiência exergética do sistema.

Com o aumento da temperatura ambiente, os valores da eficiência exergética diminuíram, mesmo com a redução da exergia destruída total (Figura 46). Mas em contrapartida o aumento da pressão de alta implica em maiores potência de compressão e destruição de exergia no compressor (Ahamed et al., 2011).

Na Figura 46 observa-se uma menor variação na exergia destruída total com relação à Figura 44. Mas embora exista uma redução na exergia destruída no evaporador ocorre um aumento na exergia destruída no compressor para maiores temperaturas do ambiente.

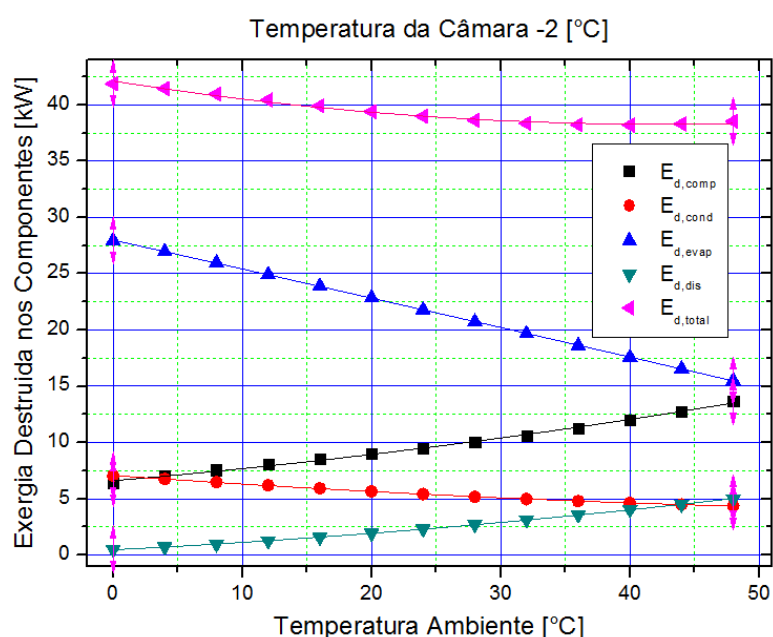


Figura 46: Exergia destruída nos componentes.

4.2.4. Resultados da Análise Termoeconômica e Diagnóstico

Para análise em termos de diagnóstico serão utilizados os conceitos desenvolvidos e a estrutura produtiva apresentados no item 3.4 do capítulo 3 desta dissertação, sendo aplicadas possíveis anomalias de forma individual ao sistema de refrigeração que no presente capítulo foi idealizado. Para condição de referência (Figura 47) foram adotados os valores para a temperatura ambiente de 32 [°C] e para a temperatura da câmara de -2[°C] .

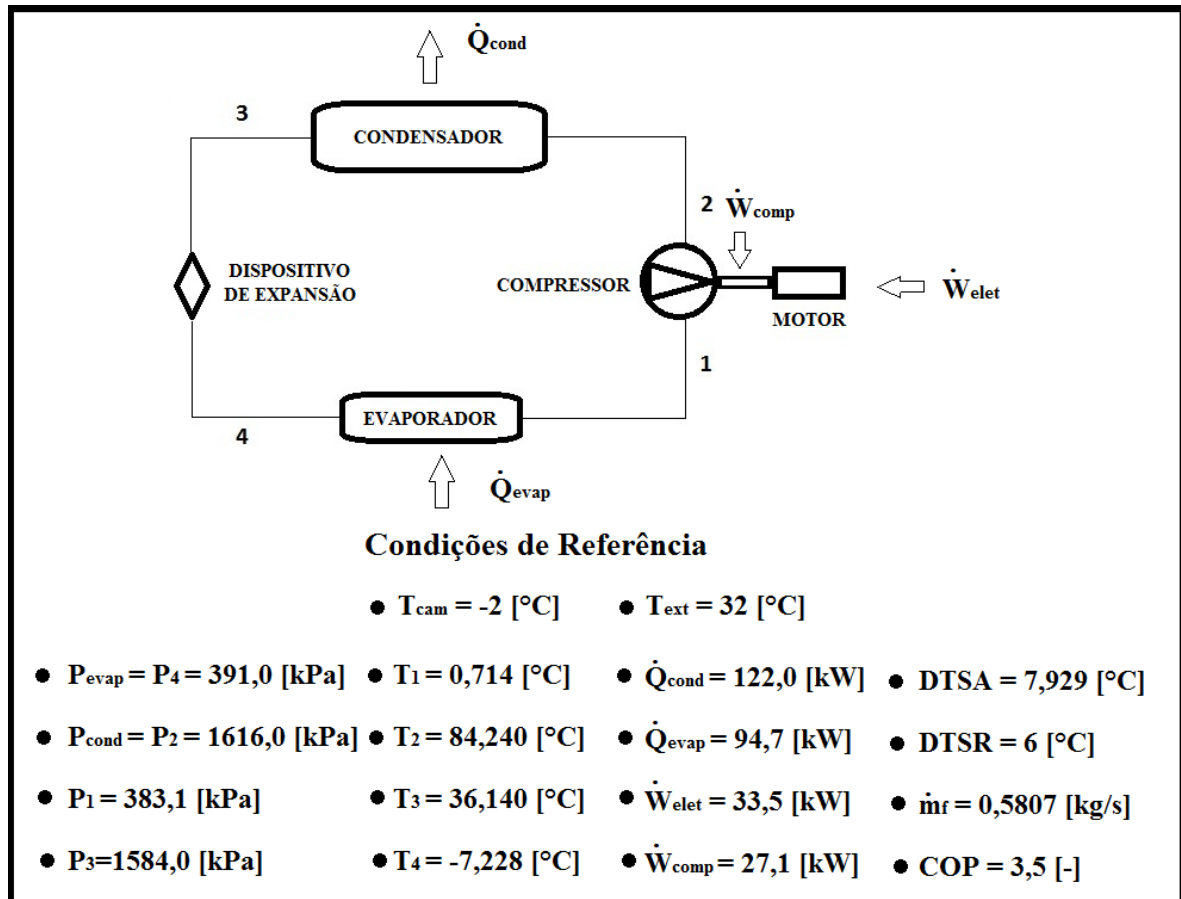


Figura 47: Estado de referência para o sistema de refrigeração.

Em primeiro lugar será descrito como as anomalias (Tabela 18) foram simuladas. Em seguida as implicações dessas anomalias nos fluxos da estrutura produtiva e nas grandezas definidas no item 3.4.2 do capítulo 3 para os principais componentes do sistema: compressor, condensador, evaporador e dispositivo de expansão.

Tabela 18: Descrição das anomalias simuladas.

Anomalia	Componente	Descrição da anomalia
Anomalias 1, 2 e 3	Condensador	Parada do ventilador
Anomalias 4, 5 e 6	Evaporador	Parada do ventilador
Anomalias 1a e 2a	Condensador	Acúmulo de sujeira
Anomalias 4a e 5a	Evaporador	Formação de gelo
Anomalia 6	Compressor	Lubrificação ineficiente
Anomalia 7	Compressor	Obstrução na sucção
Anomalia 8	Válvula	Problema na mola
Anomalia 9	Válvula	Vapor na linha de líquido

4.2.4.1. Anomalias nos Trocadores de Calor

As anomalias no condensador e evaporador foram consideradas de duas formas, primeiro na Tabela 19 anomalias ligadas ao funcionamento dos ventiladores e na Tabela 20 anomalias relacionadas à queda da capacidade devido a incrustações nesses componentes.

Tabela 19: Modo de anomalia para o condensador e evaporador (ventiladores).

Condensador	Vazão de Ar [m ³ /s]	Modo de Anomalia	Evaporador	Vazão de Ar [m ³ /s]	Modo de Anomalia
Referência	11,604	-	Referência	31,083	-
Anomalia 1	7,736	Parada de 1 Ventilador	Anomalia 4	24,866	Parada de 1 Ventilador
Anomalia 2	3,868	Parada de 2 Ventiladores	Anomalia 5	12,433	Parada de 3 Ventiladores
Anomalia 3	0	Parada de 3 Ventiladores	Anomalia 6	0	Parada de 5 Ventiladores

Tabela 20: Modo de anomalia para o condensador e evaporador (capacidade).

Condensador	Capacidade	Modo de Anomalia	Evaporador	Capacidade	Modo de Anomalia
Referência	Nominal	-	Referência	Nominal	-
Anomalia 1a	75% da Nominal	Acúmulo de Sujeira	Anomalia 4a	75% da Nominal	Acúmulo de Gelo
Anomalia 2a	50% da Nominal	Acúmulo de Sujeira	Anomalia 5a	50% da Nominal	Acúmulo de Gelo

Na Tabela 21 e Tabela 22 estão presentes os valores dos fluxos referentes à estrutura produtiva para cada situação de anomalia descrita na Tabela 19, em comparação com o estado de referência respectivamente para o condensador e evaporador.

Para essas anomalias no condensador e evaporador observa-se em ambos que o fluxo exergético relacionado à capacidade frigorífica do sistema (E_p) sofre redução, sendo esse efeito progressivo com a gravidade da anomalia.

Para a anomalia especificamente no evaporador existe uma redução no fluxo de exergia relacionado com a potência elétrica do compressor (insumo geral do sistema). O

mesmo não ocorre para a falha no condensador, onde há um aumento do fluxo relacionado com a potência elétrica do compressor.

Tabela 21: Comparação entre estado de referência e estado com anomalia para o condensador (ventiladores).

Fluxo [kW]	ET ₁	EP ₁	E _{1c}	W _{elet}	S	ET ₂	EP ₂	ET ₃	EP ₃	E _{3c}	ET ₄	E _{4b}	EP ₄	E _p
Referência	9,810	13,060	4,243	33,470	112,200	9,761	0,015	9,607	12,730	3,123	9,656	104,800	0,310	9,724
Anomalia 1	10,540	12,930	4,412	34,420	109,800	10,410	0,016	9,233	12,600	3,369	9,364	102,000	0,307	9,407
Anomalia 2	12,380	12,570	4,947	36,920	104,100	11,990	0,018	8,236	12,260	4,020	8,625	95,100	0,300	8,662
Anomalia 3	19,050	10,880	8,330	47,240	80,420	16,950	0,026	3,460	10,590	7,135	5,560	64,960	0,263	5,580

Tabela 22: Comparação entre estado de referência e estado com anomalia para o evaporador (ventiladores).

Fluxo [kW]	ET1	EP1	E1c	Welet	S	ET2	EP2	ET3	EP3	E3c	ET4	E4b	EP4	Ep
Referência	9,810	13,060	4,243	33,470	112,200	9,761	0,015	9,607	12,730	3,123	9,656	104,800	0,310	9,724
Anomalia 4	9,606	13,050	4,222	33,180	110,500	9,574	0,015	9,625	12,730	3,104	9,657	103,200	0,305	9,724
Anomalia 5	8,733	12,970	4,142	31,910	103,000	8,773	0,014	9,654	12,670	3,019	9,614	95,860	0,282	9,679
Anomalia 6	5,898	11,830	4,050	26,880	73,140	6,018	0,009	8,579	11,620	3,044	8,458	66,040	0,198	8,520

Para as anomalias mencionadas da Tabela 19, os valores da simulação do sistema que são observados para condensador e evaporador se encontram na Tabela 23 e Tabela 24 respectivamente.

Tabela 23: Valores da simulação para anomalia no condensador.

Grandeza	P _{cond} [kPa]	P _{evap} [Pa]	T _{evap} [°C]	T _{cond} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	m _f [kg/s]
Referência	1616,0	391,0	-7,255	42,190	0,5352	84,24	0,5807
Anomalia 1	1699,0	392,2	-7,113	44,290	0,3553	87,28	0,5753
Anomalia 2	1925,0	396,8	-6,774	49,630	0,1904	95,35	0,5628
Anomalia 3	3166,0	417,6	-5,276	72,750	0,5624	134,8	0,4944

De acordo com a Tabela 23, pode se observar o aumento da temperatura de condensação e vaporização para as anomalias simuladas no condensador. A queda da vazão mássica de refrigerante é devido ao menor rendimento volumétrico do compressor, causado pela maior relação de pressão, que também é responsável pela maior potência de compressão. A menor vazão de refrigerante é responsável pela redução da capacidade frigorífica.

Tabela 24: Valores de equilíbrio para anomalia no evaporador.

Grandeza	P_{cond} [kPa]	P_{evap} [Pa]	T_{evap} [°C]	T_{cond} [°C]	T₁ [°C]	T₂ [°C]	m_f [kg/s]
Referência	1616,0	391,0	-7,255	42,190	0,7148	84,24	0,5807
Anomalia 4	1610,0	385,1	-7,691	42,030	0,3326	84,50	0,5705
Anomalia 5	1583,0	359,4	-9,667	41,340	-1,383	85,79	0,5253
Anomalia 6	1481,0	266,1	-17,90	38,610	-8,005	94,45	0,3621

Para anomalia no evaporador observa-se a redução da temperatura de condensação e vaporização. O menor rendimento volumétrico do compressor (maior relação de pressão) e a menor temperatura na sucção do compressor contribuem na redução da vazão mássica de refrigerante que é responsável pela redução da capacidade frigorífica e potência de compressão.

Em acordo com o que foi apresentado no item 3.4.2 em análise termoeconômica segue o consumo específico de exergia para os componentes do sistema nas Tabela 25 e Tabela 26.

Tabela 25: Consumo específico de exergia para anomalia no condensador.

k [-]	k_{comp}	k_{cond}	k_{evap}	k_{disp}
Referência	1,64921	0,08714	11,80571	1,64970
Anomalia 1	1,65468	0,09502	11,86848	1,72985
Anomalia 2	1,67754	0,11540	12,01016	1,97626
Anomalia 3	1,85635	0,21110	12,68527	5,12444

Tabela 26: Consumo específico de exergia para anomalia no evaporador.

k [-]	k_{comp}	k_{cond}	k_{evap}	k_{disp}
Referência	1,64921	0,08714	11,80571	1,64970
Anomalia 4	1,65098	0,08678	11,63559	1,64506
Anomalia 5	1,66105	0,08529	10,92619	1,62545
Anomalia 6	1,74506	0,08241	8,76756	1,70956

Na Tabela 27 e Tabela 28 são apresentadas as variações do consumo específico de exergia para todos os componentes do sistema em análise, traduzindo a necessidade de outras

unidades em mudar sua produção devido à presença da anomalia no condensador e evaporador, respectivamente.

Tabela 27: Variação do consumo específico de exergia para anomalia no condensador.

Δk [-]	Δk_{comp}	Δk_{cond}	Δk_{evap}	Δk_{disp}
Referência	0	0	0	0
Anomalia 1	0,00547	0,00788	0,06336	0,07878
Anomalia 2	0,02833	0,02827	0,20504	0,32519
Anomalia 3	0,20714	0,12396	0,88015	3,47337

Tabela 28: Variação do consumo específico de exergia para anomalia no evaporador.

Δk [-]	Δk_{comp}	Δk_{cond}	Δk_{evap}	Δk_{disp}
Referência	0	0	0	0
Anomalia 1	0,00177	-0,00036	-0,16953	-0,00601
Anomalia 2	0,01184	-0,00184	-0,87892	-0,02562
Anomalia 3	0,09585	-0,00473	-3,03755	0,05849

Observando-se a Tabela 27 e Tabela 28 fica evidente o aumento do consumo específico de exergia para o compressor, ou seja, o aumento da geração de irreversibilidades nesse equipamento devido à presença de falhas no condensador e evaporador.

Na Tabela 29 e Tabela 30 é aplicado o conceito de Anomalia (*Malfunction*) nos equipamentos do sistema, que representa a soma das irreversibilidades devido à variação do consumo específico de exergia. Observa-se que essa grandeza é mais significativa nos componentes do sistema devido à avaria no condensador, por essa acarretar em maior geração de irreversibilidades nos mesmos.

Tabela 29: Anomalia nos componentes devido à avaria no condensador.

<i>Malfunction</i> [kW]	Compressor	Condensador	Evaporador	Válvula
Referência	0	0	0	0
Anomalia 1	0,12509	0,88458	0,61614	0,75660
Anomalia 2	0,64785	3,17160	1,99380	3,12299
Anomalia 3	4,73644	13,90804	8,55836	33,35709

Tabela 30: Anomalia nos componentes devido à avaria no evaporador.

<i>Malfunction</i> [kW]	Compressor	Condensador	Evaporador	Válvula
Referência	0	0	0	0
Anomalia 1	0,04044	-0,04020	-1,64848	-0,05772
Anomalia 2	0,27076	-0,20661	-8,54644	-0,24604
Anomalia 3	2,19165	-0,53018	-29,53639	0,56173

Tabela 31: Impacto no insumo combustível do compressor devido às anomalias no condensador e evaporador.

Anomalia no Condensador	Impacto no Insumo do Compressor [kW]	Anomalia no Evaporador	Impacto no Insumo do Compressor [kW]
Referência	0	Referência	0
Anomalia 1	0,15324	Anomalia 1	0,04921
Anomalia 2	0,81179	Anomalia 2	0,33177
Anomalia 3	6,78380	Anomalia 3	2,80097

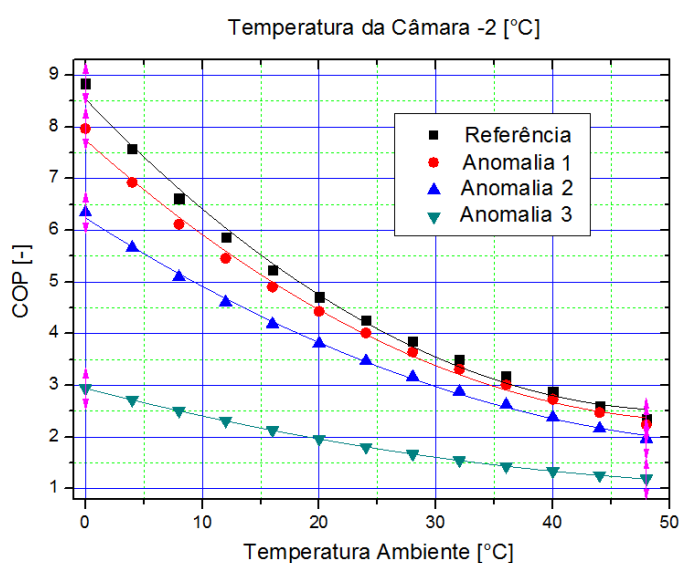


Figura 48: Variação no coeficiente de performance do sistema para anomalia no condensador.

Na Tabela 31 é demonstrado o impacto no consumo de energia em forma de eletricidade do sistema devido às anomalias simuladas. Na expressão do Impacto no Combustível (insumo) é estabelecido uma relação direta entre o aumento das irreversibilidades com o impacto sobre o consumo de insumo de um determinado componente. O maior impacto no insumo do sistema foi devido às avarias no condensador, e

o componente analisado foi o compressor devido a esse elemento ser responsável pela utilização de recursos externos do sistema de refrigeração.

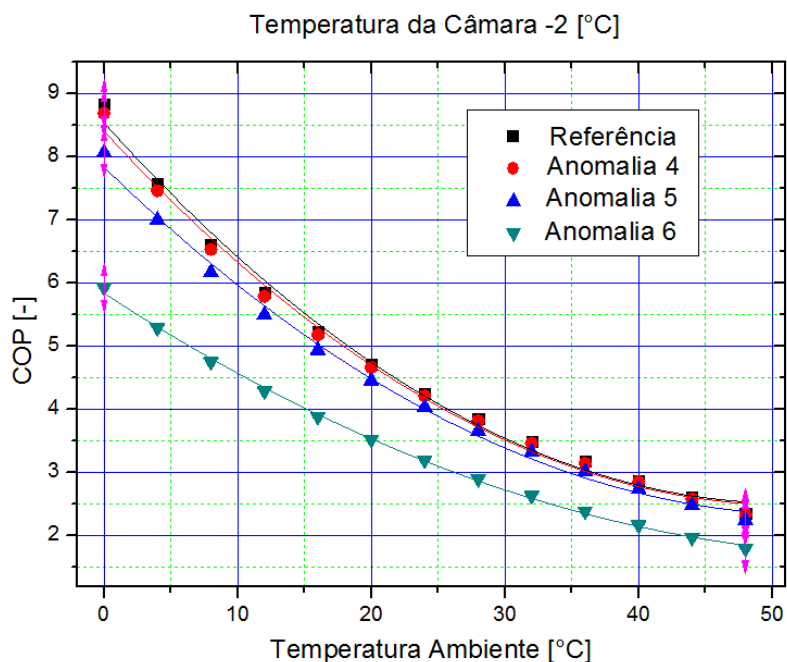


Figura 49: Variação no coeficiente de performance do sistema para anomalia no evaporador.

Na Figura 48 e Figura 49 é mostrada as variações no coeficiente de performance para as falhas no condensador e evaporador, respectivamente, em função da variação da temperatura ambiente, mantendo fixa a temperatura da câmara.

Para as falhas no condensador observam-se maiores variações no COP com relação às falhas no evaporador, sempre analisando com base na condição de referência.

Para as anomalias ligadas a perda de capacidade dos trocadores de calor (Tabela 20), segue na Tabela 32 e Tabela 33 os valores dos fluxos referentes à estrutura produtiva para cada situação de anomalia descrita, em comparação com o estado de referência.

Para essas anomalias observa-se para o condensador e evaporador, que o fluxo exergético relacionado à capacidade frigorífica do sistema (E_p) sofre redução, sendo esse efeito progressivo com a gravidade da anomalia e mais representativo para a perda de capacidade do condensador.

Para a anomalia especificamente no evaporador, existe uma redução no fluxo de exergia relacionado com a potência elétrica do compressor. O mesmo não ocorre para a anomalia no condensador, onde há um aumento do fluxo relacionado com a potência elétrica do compressor.

Tabela 32: Comparação entre estado de referência e estado com anomalia para o condensador (capacidade).

Fluxo [kW]	ET ₁	EP ₁	E _{1c}	W _{elet}	S	ET ₂	EP ₂	ET ₃	EP ₃	E _{3c}	ET ₄	E _{4b}	EP ₄	E _p
Referência	9,810	13,060	4,243	33,470	112,200	9,761	0,015	9,607	12,730	3,123	9,656	104,800	0,310	9,724
Anomalia 1a	10,930	12,860	4,503	34,920	108,800	10,750	0,016	9,039	12,530	3,495	9,218	100,800	0,306	9,284
Anomalia 2a	12,940	12,470	5,134	37,700	102,600	12,450	0,018	7,926	12,150	4,222	8,407	93,210	0,299	8,461

Tabela 33: Comparação entre estado de referência e estado com anomalia para o evaporador (capacidade).

Fluxo [kW]	ET ₁	EP ₁	E _{1c}	Welet	S	ET ₂	EP ₂	ET ₃	EP ₃	E _{3c}	ET ₄	E _{4b}	EP ₄	E _p
Referência	9,810	13,060	4,243	33,470	112,200	9,761	0,015	9,607	12,730	3,123	9,656	104,800	0,310	9,724
Anomalia 4a	9,182	13,020	4,181	32,570	106,900	9,185	0,014	9,649	12,710	3,064	9,645	99,670	0,294	9,711
Anomalia 5a	8,172	12,870	4,102	31,040	98,000	8,257	0,013	9,629	12,590	2,958	9,544	90,940	0,267	9,589

Os valores observados da simulação do sistema para condensador e evaporador se encontram na Tabela 34 e Tabela 35 respectivamente.

Tabela 34: Valores de simulação para anomalia no condensador (capacidade).

Grandeza	P _{cond} [kPa]	P _{evap} [Pa]	T _{evap} [°C]	T _{cond} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	mf [kg/s]
Referência	1616,0	391,0	-7,255	42,190	0,7148	84,240	0,5807
Anomalia 1a	1774,0	393,6	-7,058	45,320	0,5844	88,810	0,5739
Anomalia 2a	1996,0	398,8	-6,681	51,220	0,4075	97,850	0,5597

Observa-se nos resultados da simulação do sistema, que a temperatura de condensação se eleva devido à redução da capacidade do condensador. O que contribui para um menor rendimento volumétrico e isentrópico do compressor (maior relação de pressão). Fato esse que contribui para um maior trabalho de compressão. O menor rendimento volumétrico acarreta em menores vazões mássicas de refrigerante o que reduz a capacidade frigorífica do sistema.

Tabela 35: Valores de simulação para anomalia no evaporador (capacidade).

Grandeza	P_{cond} [kPa]	P_{evap} [kPa]	T_{evap} [°C]	T_{cond} [°C]	T₁ [°C]	T₂ [°C]	m_f [kg/s]
Referência	1616,0	391,0	-7,255	42,190	0,715	84,240	0,5807
Anomalia 4a	1597,0	372,8	-8,927	41,700	0,485	85,080	0,5488
Anomalia 5a	1566,0	342,3	-10,99	40,880	-2,608	86,800	0,4955

Para redução de capacidade do evaporador ocorre queda na temperatura de vaporização. O que também contribui para um menor rendimento volumétrico e isentrópico do compressor (maior relação de pressão). O menor rendimento volumétrico acarreta em menores vazões mássicas de refrigerante, o que reduz a capacidade frigorífica do sistema e nesse caso também a potência de compressão.

Em acordo com o que foi apresentado no item 3.4.2 segue o consumo específico de exergia para os componentes do sistema na Tabela 36 e Tabela 37.

Tabela 36: Consumo específico de exergia para anomalia no condensador (capacidade).

k [-]	k_{comp}	k_{cond}	k_{evap}	k_{disp}
Referência	1,64921	0,08714	11,80571	1,64970
Anomalia 1a	1,6576	0,0989	11,8868	1,7719
Anomalia 2a	1,6863	0,1216	12,0451	2,0654

Tabela 37: Consumo específico de exergia para anomalia no evaporador (capacidade).

k [-]	k_{comp}	k_{cond}	k_{evap}	k_{disp}
Referência	1,64921	0,08714	11,80571	1,64970
Anomalia 4a	1,6553	0,0860	11,2871	1,6352
Anomalia 5a	1,6703	0,0844	10,5064	1,6145

Na Tabela 38 e Tabela 39 segue a variação do consumo específico de exergia para todos os componentes do sistema em análise. A variação gerada no consumo específico de exergia dos componentes, traduz o quanto a anomalia ocasionou em termos de irreversibilidades nos mesmos.

Tabela 38: Variação do consumo específico de exergia para anomalia no condensador (capacidade).

$\Delta k [-]$	Δk_{comp}	Δk_{cond}	Δk_{evap}	Δk_{disp}
Referência	0	0	0	0
Anomalia 1a	0,0084	0,0118	0,0817	0,1208
Anomalia 2a	0,0371	0,0345	0,2400	0,4143

Tabela 39: Variação consumo específico de exergia para anomalia no evaporador (capacidade).

$\Delta k [-]$	Δk_{comp}	Δk_{cond}	Δk_{evap}	Δk_{disp}
Referência	0	0	0	0
Anomalia 4a	0,0061	-0,0011	-0,5180	-0,0159
Anomalia 5a	0,0211	-0,0028	-1,2987	-0,0366

As anomalias nos trocadores de calor ligados a redução de capacidade, provocam geração de irreversibilidades no compressor, elemento esse responsável pela utilização dos recursos externos do sistema (potência elétrica), além de reduzirem a capacidade frigorífica do sistema. O foco é dado nessas grandezas por serem as de maior interesse em um sistema de refrigeração.

Tabela 40: Anomalia nos componentes devido à anomalia no condensador (capacidade).

<i>Malfunction</i> [kW]	Compressor	Condensador	Evaporador	Válvula
Referência	0	0	0	0
Anomalia 1a	0,1930	1,3229	0,7941	1,1603
Anomalia 2a	0,8474	3,8675	2,3335	3,9787

Tabela 41: Anomalia nos componentes devido à anomalia no evaporador (capacidade).

<i>Malfunction</i> [kW]	Compressor	Condensador	Evaporador	Válvula
Referência	0	0	0	0
Anomalia 4a	0,1397	-0,1224	-5,0369	-0,1528
Anomalia 5a	0,4818	-0,3090	-12,6282	-0,3516

Na Tabela 40 e Tabela 41 é aplicado o conceito de anomalia (*Malfunction*) nos equipamentos do sistema. A anomalia de um componente, segundo Cuadra e Valero (2000) é

a soma do aumento de irreversibilidade devido à variação do Consumo Específico de Exergia. Assim fica evidente o acúmulo de irreversibilidade no compressor devido a presença de anomalias no condensador e evaporador.

Na Tabela 42 é demonstrado o impacto no consumo de energia em forma de eletricidade do sistema devido às avarias simuladas. De acordo com Cuadra e Valero (2000), o Impacto no Combustível retrata o insumo adicional requisitado pelo componente, devido a presença de uma avaria, O maior impacto no insumo do sistema foi devido às anomalias no condensador.

Tabela 42: Impacto no insumo do compressor devido às anomalias no condensador e evaporador.

Anomalia no Condensador	Impacto no Insumo do Compressor [kW]	Anomalia no Evaporador	Impacto no Insumo do Compressor [kW]
Referência	0	Referência	0
Anomalia 1a	0,2373	Anomalia 4a	0,1706
Anomalia 2a	1,0694	Anomalia 5a	0,5935

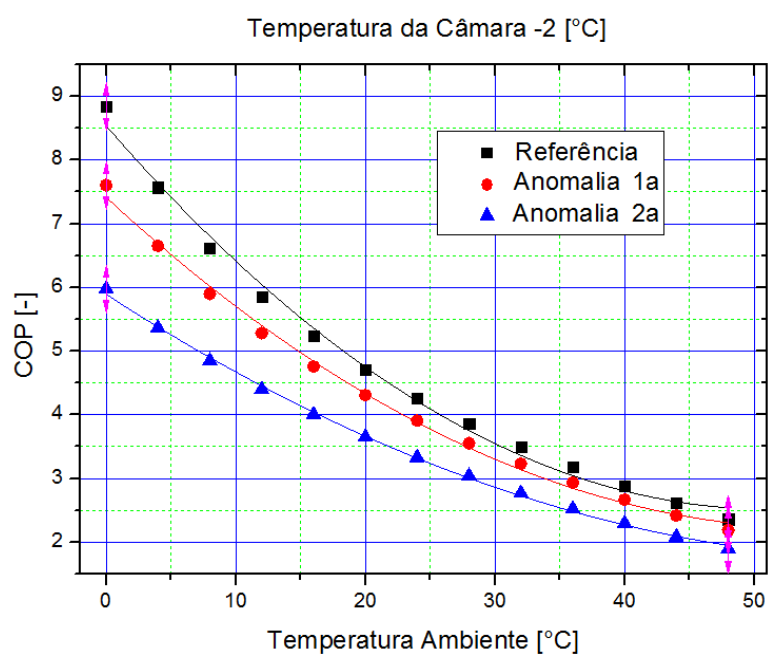


Figura 50: Variação no coeficiente de performance para o condensador.

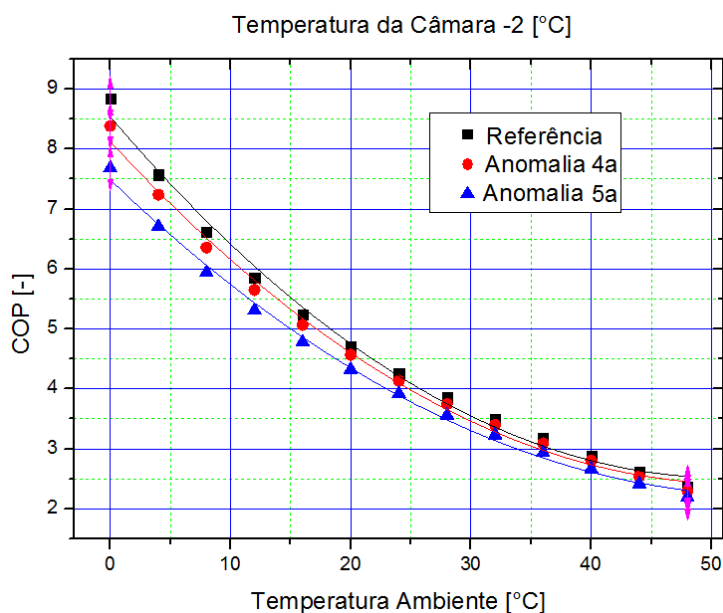


Figura 51: Variação no coeficiente de performance para o evaporador.

Na Figura 50 e Figura 51 e mostrada a variação no coeficiente de performance para as anomalias no condensador e evaporador respectivamente, para variação das condições ambiente sendo mantida fixa a temperatura da câmara frigorífica.

A anomalia ligada ao condensador possui maior influência no COP, sendo a mesma também responsável pela maior geração de irreversibilidades no sistema de acordo com os resultados discutidos nesse item.

4.2.4.2. Anomalias no Compressor

Tabela 43: Modo de anomalias para o compressor.

Compressor	Rendimento Isentrópico	Modo de Anomalia	Compressor	Perda de Carga	Modo de Anomalia
Referência	Nominal	-	Referência	Nominal	-
Anomalia 6	90% do Nominal	Problema na lubrificação.	Anomalia 7	10 % perda de carga	Sucção obstruída

As anomalias no compressor foram inseridas de tal forma a aumentar as perdas na compressão, atrito (lubrificação) e perda de carga (sucção), como segue na Tabela 43.

Na Tabela 44 estão presentes os valores dos fluxos referentes à estrutura produtiva para a situação com anomalia no compressor em comparação com o estado de referência.

Para essas anomalias no compressor, observa-se Tabela 44 que os fluxos exergético relacionados à capacidade frigorífica do sistema sofrem redução, sendo maior para o caso de baixa pressão na sucção. Para essa mesma anomalia, o fluxo exergético relacionado à potência de compressão também sofre redução, enquanto para o comprometimento na lubrificação esse fluxo sofre aumento.

Tabela 44: Comparação entre estado de referência e estado com anomalia para o compressor.

Fluxo [kW]	ET ₁	EP ₁	E _{1c}	W _{elet}	S	ET ₂	EP ₂	ET ₃	EP ₃	E _{3c}	ET ₄	E _{4b}	EP ₄	E _p
Referência	9,810	13,060	4,243	33,470	112,200	9,761	0,015	9,607	12,730	3,123	9,656	104,800	0,310	9,724
Anomalia 6	10,460	13,040	6,716	37,310	114,400	10,400	0,016	9,565	12,720	3,150	9,623	104,500	0,310	9,690
Anomalia 7	8,829	12,830	4,111	31,810	102,300	8,816	0,013	8,456	11,070	2,609	8,468	95,560	1,751	8,561

Os valores da simulação do sistema que são observados para as anomalias simuladas se encontram na Tabela 45. O maior atrito na compressão, devido à anomalia na lubrificação desse componente é responsável pela maior potência no compressor. A redução na vazão mássica de refrigerante diminui a capacidade frigorífica para o caso da anomalia na sucção do compressor. Para ambas as anomalias observam-se aumento na temperatura de descarga do compressor (T₂) o que pode prejudicar a lubrificação segundo Venturini e Pirani (2005).

Tabela 45: Valores de equilíbrio para anomalia no compressor.

Grandeza	P _{cond} [kPa]	P _{evap} [kPa]	T _{evap} [°C]	T _{cond} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	m _f [kg/s]
Referência	1616,0	391,0	-7,255	42,190	0,7148	84,24	0,5807
Anomalia 6	1625,0	391,2	-7,240	42,430	0,7040	90,71	0,5802
Anomalia 7	1581,0	398,1	-6,727	41,280	0,5974	88,23	0,5168

Como já mencionado anteriormente, em acordo com o que foi apresentado no item 3.4.2 segue o consumo específico de exergia para os componentes do sistema na Tabela 46.

Tabela 46: Consumo específico de exergia para anomalia no compressor.

k [-]	k_{comp}	k_{cond}	k_{evap}	k_{disp}
Referência	1,64921	0,08714	11,80571	1,64970
Anomalia 6	1,87312	0,09109	11,81194	1,65868
Anomalia 7	1,65869	0,08633	12,35580	1,61708

Na Tabela 47, a variação do consumo específico de exergia para todos os componentes, mostra o quanto às anomalias ocasionaram em termos de irreversibilidades nos mesmos. O destaque é dado para o compressor para o caso da anomalia na lubrificação e do evaporador para o caso da obstrução na sucção.

Tabela 47: Variação do consumo específico de exergia para anomalia no compressor.

Δk [-]	Δk_{comp}	Δk_{cond}	Δk_{evap}	Δk_{disp}
Referência	0	0	0	0
Anomalia 6	0,22390	0,00400	0,00680	0,00760
Anomalia 7	0,00948	-0,00080	0,55068	-0,03398

Na Tabela 48 é aplicado o conceito de Anomalia (*Malfunction*) nos equipamentos do sistema. A anomalia na lubrificação do compressor provoca mais acúmulo de irreversibilidades no próprio compressor, elemento esse responsável pela utilização dos recursos externos do sistema (potência elétrica). Enquanto que para a anomalia na sucção o acúmulo de irreversibilidades se dá no evaporador.

Tabela 48: Anomalias (*Malfunction*) nos componentes devido às anomalias no compressor.

Malfunção [kW]	Compressor	Condensador	Evaporador	Válvula
Referência	0	0	0	0
Anomalia 6	5,11984	0,44337	0,06634	0,07310
Anomalia 7	0,21685	-0,08999	5,35469	-0,32637

Na Tabela 49 é demonstrado o impacto no consumo de energia em forma de eletricidade do sistema devido à falha simulada no componente compressor. O maior impacto nesse componente é devido sua própria lubrificação.

Tabela 49: Impacto no insumo do compressor devido às anomalias no compressor.

Anomalia no Compressor	Impacto no Insumo do Compressor [kW]
Referência	0
Anomalia 6	6,33788
Anomalia 7	0,26567

Na Figura 52 segue a variação do COP para várias condições de temperatura ambiente. O maior impacto no coeficiente de performance se dá devido a obstrução na sucção do compressor.

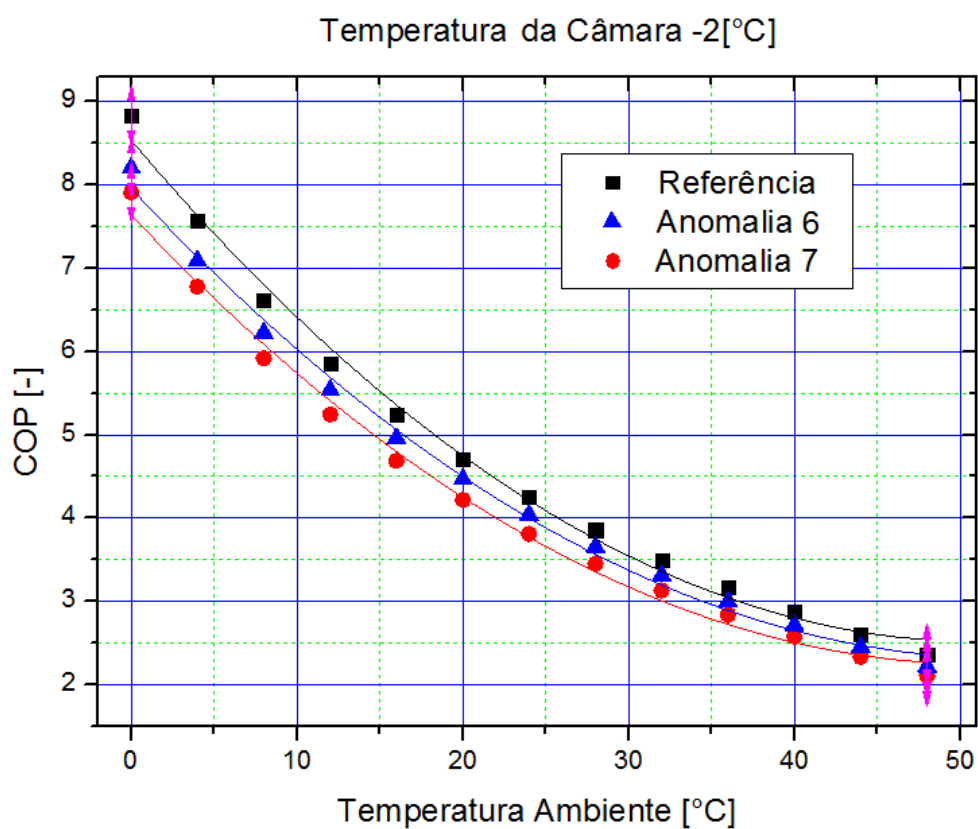


Figura 52: Variação no coeficiente de performance para o compressor.

4.2.4.3. Anomalias no Dispositivo de Expansão

As anomalias no dispositivo de expansão (válvula de expansão termostática) foram inseridas de acordo com a Tabela 50.

Tabela 50: Modo de anomalia no dispositivo de expansão.

Válvula	Pressão de Mola	Válvula	Constante da Válvula
Anomalia 8	-20% na pressão de mola	Anomalia 9	-20% na constante da válvula

Na Tabela 51 estão presentes os valores dos fluxos referentes à estrutura produtiva para cada situação de anomalia em comparação com o estado de referência para a válvula.

Para as anomalias na válvula observam-se efeitos menos significativos nos fluxos exergéticos da estrutura produtiva do sistema. Em particular para a anomalia na mola (pressão de mola), que é responsável pelo ajuste do superaquecimento do sistema, onde especificamente ocorre um aumento do fluxo exergético relacionado à capacidade frigorífica.

O fato mencionado anteriormente ocorre devido ao menor superaquecimento (DTSA) promover uma maior vazão mássica de fluido refrigerante (Tabela 52). Essa menor pressão de mola, embora pareça benéfica para o sistema, pode acarretar em problemas como superaquecimento muito baixo em determinadas condições de funcionamento do sistema (temperatura interna e externa da câmara), ou seja, refrigerante em estado líquido na sucção do compressor (calço hidráulico).

A anomalia relacionada ao K_a da válvula, representa segundo Peitsaman et al. (1992) bloqueio parcial da válvula, vazamento de fluido ou presença de vapor de refrigerante na linha de líquido. Para essa anomalia, observa-se uma redução pouco significativa no fluxo exergético relacionado à capacidade frigorífica.

Os valores observados da simulação para o dispositivo de expansão se encontram na Tabela 52, onde se pode visualizar a redução e aumento do superaquecimento para as anomalias 8 e 9 respectivamente.

Tabela 51: Comparação entre estado de referência e estado com anomalia para a válvula.

Fluxo [kW]	ET ₁	EP ₁	E _{1c}	W _{et}	S	ET ₂	EP ₂	ET ₃	EP ₃	E _{3c}	ET ₄	E _{4b}	EP ₄	E _p
Referência	9,810	13,060	4,243	33,470	112,200	9,761	0,015	9,607	12,730	3,123	9,656	104,800	0,310	9,724
Anomalia 8	9,691	13,150	4,262	33,460	112,300	9,687	0,016	9,678	12,820	3,145	9,682	104,900	0,313	9,732
Anomalia 9	9,897	12,990	4,229	33,470	112,100	9,818	0,015	9,558	12,660	3,104	9,637	104,800	0,309	9,719

Tabela 52: Valores de equilíbrio para anomalia na válvula.

Grandezas	P _{cond} [kPa]	P _{evap} [kPa]	T _{evap} [°C]	T _{cond} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	m _f [kg/s]	DTSA [°C]
Referência	1616,0	391,0	-7,255	42,190	0,7148	84,240	0,5807	7,951
Anomalia 8	1616,0	390,9	-7,258	42,200	-0,7779	82,610	0,5849	6,460
Anomalia 9	1616,0	391,0	-7,253	42,190	1,8270	85,460	0,5777	9,063

Na Tabela 53 segue o consumo específico de exergia para os componentes do sistema para as anomalias simuladas na válvula em comparação com o estado de referência.

Tabela 53: Consumo específico de exergia para anomalia na válvula.

k [-]	k _{comp}	k _{cond}	k _{evap}	k _{disp}
Referência	1,64921	0,08714	11,80571	1,64970
Anomalia 8	1,65147	0,08638	11,80844	1,64987
Anomalia 9	1,64754	0,08771	11,80320	1,64958

Na Tabela 54 segue a variação do consumo específico de exergia para todos os componentes do sistema para as anomalias na válvula. As variações no consumo específico de exergia são menores comparados com as anomalias mencionadas anteriormente nos trocadores de calor (condensador e evaporador) e compressor, ou seja, provocam menos irreversibilidades.

Tabela 54: Variação do consumo específico de exergia para anomalia na válvula.

Δk [-]	Δk_{comp}	Δk_{cond}	Δk_{evap}	Δk_{disp}
Referência	0	0	0	0
Anomalia 8	0,00226	-0,00076	0,00332	-0,00120
Anomalia 9	-0,00166	0,00058	-0,00192	-0,00149

Na Tabela 55 é aplicado o conceito de anomalia nos equipamentos, e a soma do aumento de irreversibilidade é bem pequena devido à variação do Consumo Específico de Exergia mostrado anteriormente.

Tabela 55: Anomalia nos componentes devido à anomalia na válvula.

Anomalia [kW]	Compressor	Condensador	Evaporador	Válvula
Referência	0	0	0	0
Anomalia 8	0,05168	-0,08483	0,03233	-0,01155
Anomalia 9	-0,03804	0,06460	-0,01867	-0,01429

Na Tabela 56 é demonstrado o impacto no consumo de energia em forma de eletricidade do sistema devido às anomalias simuladas. Sendo o mesmo pouco expressivo com relação às anomalias anteriormente simuladas.

Tabela 56: Impacto no insumo do compressor devido à anomalia na válvula.

Anomalia na Válvula	Impacto no Insumo do Compressor [kW]
Referência	0
Anomalia 8	0,06278
Anomalia 9	-0,04623

Na Figura 53 segue a variação do COP para várias condições de temperatura ambiente. Para o dispositivo de expansão as variações no coeficiente de performance são poucos significativas.

Embora os efeitos no COP para a anomalia no dispositivo de expansão sejam insignificantes, deve-se atentar para situações mais extremas, já que na presente análise são simuladas situações com pequeno grau de comprometimento no componente. Tais situações como golpe de líquido no compressor (baixo grau de superaquecimento), que levaria ao comprometimento total do compressor e parada do sistema, ou valores altos de superaquecimento segundo Venturini e Pirani (2005) para alguns tipos de fluidos ocorre redução no coeficiente de performance.

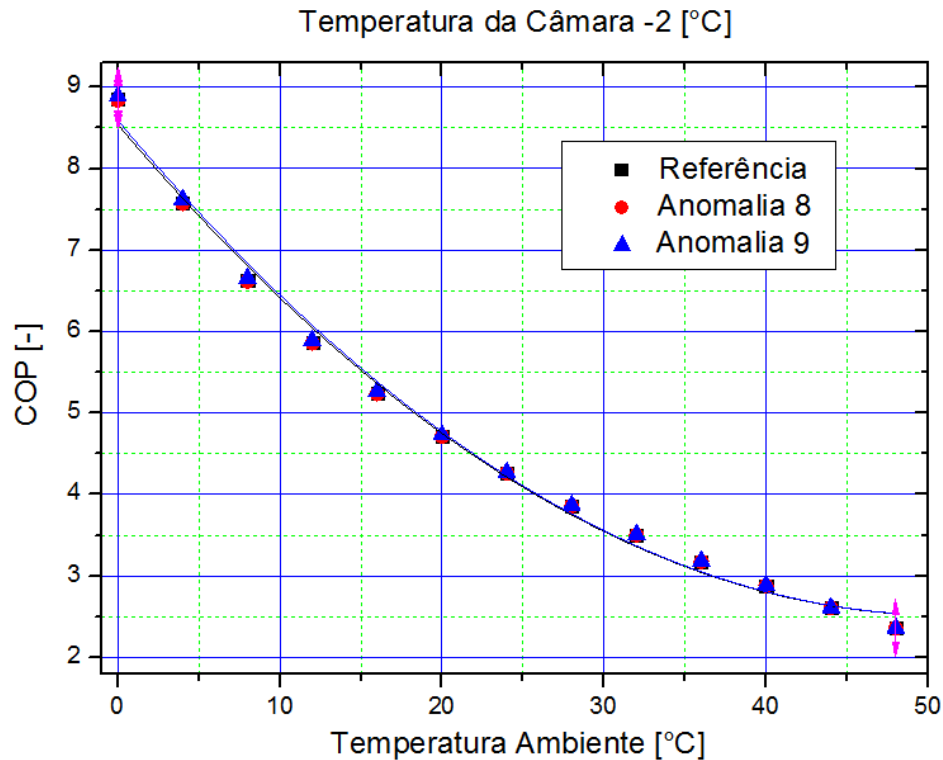


Figura 53: Variação no coeficiente de performance para válvula.

O dispositivo de expansão embora seja um componente dissipativo, para o caso particular do sistema de refrigeração é responsável pela menor geração de irreversibilidades entre os demais componentes (Kotas,1985).

Tabela 57: Grandezas observadas na simulação do sistema de refrigeração.

Anomalia	P_{cond}	P_{evap}	T_{evap}	T_{cond}	T_1	T_2	m_f	DTSA
Ventilador do Condensador	↑	↑	↑	↑	↓	↑	↓	↓
Ventilador do Evaporador	↓	↓	↓	↓	↓	↑	↓	↑
Sujeira no Condensador	↑	↑	↑	↑	↓	↑	↓	↓
Gelo no Evaporador	↓	↓	↓	↓	↓	↑	↓	↑
Baixa Lubrificação (Compressor)	↑	↑	↑	↑	↓	↑	↓	→
Obstrução na Sucção (Compressor)	↓	↑	↑	↓	↓	↑	↓	↓
Problema na Mola (Válvula)	→	→	→	→	↓	↓	→	↓
Vapor na Linha de Líquido	↑	→	→	→	↑	↑	→	↑

Na Tabela 57 segue as implicações nas grandezas observadas do sistema, de forma qualitativa, devido à presença das anomalias mencionadas anteriormente com relação ao estado de referência.

Sendo que (↑) e (↓) representam aumento e redução, respectivamente da grandeza observada e (→), significa que seu valor não se alterou.

Na Tabela 58 segue as implicações nos fluxos de exergia relacionados à potência elétrica e a capacidade frigorífica, assim como no coeficiente de performance (COP) de forma quantitativa, devido à presença das anomalias mencionadas anteriormente com relação ao estado de referência.

Tabela 58: Variações das grandezas devido às anomalias.

Anomalia	W_{elet} [%]	E_p [%]	COP [-]
Ventilador do Condensador	3,8	-3,0	-5,3
Ventilador do Condensador	10,0	-11,0	-17,6
Ventilador do Condensador	41,0	43,0	-56,0
Sujeira no Condensador	4,3	-4,5	-7,8
Sujeira no Condensador	12,6	-13,0	-21,0
Ventilador do Evaporador	-0,9	0,0	-1,0
Ventilador do Evaporador	-5,0	-0,5	-5,0
Ventilador do Evaporador	-20,0	-12,0	-24,7
Gelo no Evaporador	-2,6	-0,1	-2,8
Gelo no Evaporador	-7,2	-1,4	-7,7
Baixa Lubrificação (Compressor)	11,5	-0,3	-10,5
Obstrução na Sucção (Compressor)	-5,0	-12,0	-5,5
Problema na Mola (Válvula)	0,0	0,0	0,0
Vapor na Linha de Líquido	0,0	0,0	0,0

Capítulo 5

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES

5.1. CONCLUSÕES

Em posse das características dos métodos de diagnóstico termodinâmico, obtidas através da revisão bibliográfica realizada neste trabalho, foi escolhido o método de diagnóstico termoeconômico para ser aplicado em um estudo de caso. Essas características possibilitaram a representação da estrutura física do sistema de refrigeração por compressão de vapor analisado, de maneira mais apropriada estabelecendo o papel individual de seus componentes. Além de determinar cada componente o seu insumo e produto, em forma de exergia, ou seja, representando a disponibilidade de cada fluxo em realizar trabalho.

Esses fluxos exergéticos são organizados em uma estrutura denominada Estrutura Produtiva do sistema. Para o caso particular deste trabalho, a Estrutura Produtiva do sistema de refrigeração analisado não foi tão simples de ser obtida, necessitando de conceitos a respeito da divisão dos fluxos exergéticos em parcelas relacionadas à temperatura e pressão (mecânica).

Para aplicação do diagnóstico termoeconômico foi modelado e simulado matematicamente um sistema de refrigeração hipotético, utilizando como ferramenta o

software EES (Engineering Equation Solver). O EES se apresentou como uma ferramenta de bastante valia para a realização da simulação da instalação. Os resultados obtidos pelo modelo se mostraram satisfatórios, e as condições simuladas descreveram com grande proximidade o funcionamento um sistema de refrigeração real.

O modelo computacional desenvolvido é bastante robusto, pois possibilita a obtenção de resultados para várias condições de funcionamento do sistema de refrigeração, em termos das temperaturas ambiente e interna da câmara frigorífica. Com isso, esse modelo do sistema permite estabelecer a condição de referência para várias condições operacionais, além de possibilitar a substituição do fluido refrigerante, devido seus componentes estarem devidamente caracterizados em termos de equações e parâmetros.

A análise exergética do sistema de refrigeração identificou os principais locais de destruição de exergia. Os componetes com maiores contribuição são o evaporador com 51,2 [%], e o compressor com 27,6 [%] com relação à exergia destruída total para uma determinada condição de funcionamento. O condensador vem logo em seguida com 13,0 [%], e embora seja um componente dissipativo, o dispositivo de expansão é responsável pela menor parcela da exergia destruída, 8,2 [%].

Para realização do diagnóstico termoeconômico do sistema, simulou-se o caminho inverso, ou seja, inseriu-se no modelo uma anomalia caracterizada de forma matemática, observando seus efeitos nos fluxos exergéticos relacionados à potência elétrica e capacidade frigorífica do sistema. Com o conhecimento desses efeitos será possível em um sistema monitorado chegar ao equipamento degradado ou pelo menos a possibilidades de componentes degradados. Além e claro de visualizar o coeficiente de performance do sistema (COP), estabelecendo a necessidade ou não de parada para manutenção ou até mesmo substituição de componentes.

As anomalias simuladas nos trocadores de calor ocasionaram queda na capacidade desses componentes, sendo os maiores efeitos observados devido às anomalias no condensador. Para as anomalias no condensador observou-se aumento do fluxo exergético relacionado à potência de compressão de até 41,0 [%], e redução do fluxo exergético relacionado à capacidade frigorífica da ordem 43,0 [%], e para essa mesma situação houve uma redução no COP de 56,0 [%]. Para o evaporador as anomalias reduziram o fluxo de

capacidade frigorífica da ordem de 12,0 [%] e para essa mesma situação o COP sofreu uma redução de 24,7 [%].

Na anomalia relacionada à lubrificação do compressor, houve um aumento do fluxo de exergia relacionado à potência elétrica de por volta de 11,5 [%], e uma redução de 0,3 [%] do fluxo de exergia relacionado à capacidade frigorífica do sistema, e em termos do coeficiente de performance (COP) ocorreu uma redução de 10,5 [%]. Por último os fluxos de exergia relativos ao insumo e produto do sistema assim como o COP se mostraram poucos sensíveis à presença de anomalias no dispositivo de expansão, muito provavelmente pela compensação no superaquecimento.

Foram observadas também variações em grandezas do sistema (temperatura, pressões e vazão mássica), para estado com e sem anomalias, com o objetivo de criar um padrão para cada falha simulada, onde através de uma leitura dessas variáveis possa encontrar o componente degradado. Desta forma, o resultado obtido pela aplicação da técnica de diagnóstico termoeconômico em um sistema de refrigeração por compressão de vapor se mostrou satisfatório. A detecção de uma anomalia através das variações de grandezas tais como pressões, temperaturas e etc se mostrou possível para o monitoramento desses sistemas.

5.2. SUGESTÕES

Para trabalhos futuros, melhorias no modelo matemático desenvolvido seriam de extrema valia, com o intuito de aproximar os resultados da simulação do sistema de refrigeração ainda mais de uma condição real de funcionamento. Portanto seria interessante introduzir uma bancada de testes ou simplesmente equipar uma instalação frigorífica para confrontar dados reais com os do modelo realizando os devidos ajustes.

Também poderiam ser previstos, para uma bancada de teste, quais instrumentos de medição como, por exemplo, termopares e manômetros seriam necessários e onde os mesmos deveriam ser inseridos no sistema. Além de modelar alguns equipamentos auxiliares e de controle típicos de instalações frigoríficas, e também fazer uso de outros métodos de

convergência para o modelo computacional, a fim de comparar o desempenho com o utilizado nesse trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Ahern, J., E., “The Exergy Method of Energy Systems Analysis”, ed. Macgraw-Hil, Wiley, New York, 1980.

Alkan, A., Hosoz, M., “Comparative Performance of an Automotive air Conditioning System Using Fixed and Variable Capacity Compressors”, International Journal of Refrigeration Vol.33, pp. 487–495, 2010.

Almeida, M., S., V., “Modelamento Matemático de um Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor em Regime Permanente e Transitório, com Análise Comparativa de Dois Tipos de Controle de Temperatura”, Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia de Campinas-SP, UNICAMP, Campinas, 1982.

ASHRAE, Handbook, “Fundamentals: Refrigeration - Systems and Applications”, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, 2006.

ASHRAE, Research Project 1275, “Evaluation and Assessment of Fault Detection And Diagnostic Methods for Centrifugal Chillers- Phase II, - Systems and Applications”, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, 1999.

Bailey, B., M., Kreider, J., F., “Creating an Automated Chiller Fault Detection and Diagnostics Tool Using a Data Fault Library”, ISA Transactions, Vol. 42, pp. 485–495, 2003.

Bailey, M., B., “The Design and Viability of a Probabilistic Fault Detection and Diagnosis Method for Vapor Compression Cycle Equipment,” Ph.D. Thesis, School of Civil Engineering, University of Colorado, 1998.

Basseville, M., “Detecting Changes in Signals and Systems Survey”, ISA Transactions, Vol. 24, N^o. 3, pp. 309-326, 1988.

Bongs, C., Henninga, H., “The Impact of Reference State on the Second-Law Analysis of Evaporative Cooling Processes”, *International Journal of Refrigeration*, Vol.42, pp. 510–545, 2010.

Breuker, M., S., Braun, J., E., “Demonstration of a Statistical Rule-based Fault Detection and Diagnostic Method on a Rooftop Air Conditioning Unit”, *International Journal of Heating, Ventilating, and Air Conditioning and Refrigerating Research*, Vol. 6, No. 4, pp. 501-525,, 1997.

Breuker, M., S., Braun, J.,E., “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, No. 4, pp. 401-425, 1998.

Buzelin, L., O., S., Amico, S., C., Vargas, J., V., C., Pariseb, J., A., R., “Experimental Development of an Intelligent Refrigeration System”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, pp.165–175, 2005.

Cai Z., Sun, S., Si, S.,Yonnou, B., “Identifying product Failure Rate Based on a Conditional Bayesian Network Classifier”, *Expert Systems with Applications*, Vol. 38, pp. 5036–5043, 2011.

Capra, B., Le, D., Wolff, J.,“Reinforced Concrete Corrosion: Application of Bayesian Networks to the Risk Management of a Cooling Tower” *Journal. Physics and Sciences*, Vol. 136, pp. 213–222, 2006.

Cerqueira, S., *Metodologias de Análise Termoeconômica de Sistemas. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica - Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP, Campinas-SP, 1999.*

Cho S., Yang, H., Zaheer M., Byung, B.,”Transient Pattern Analysis for Fault Detection and Diagnosis of HVAC Systems”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 46, pp. 3103–3116, 2005.

Comstock, M., C. Braun, J.,E., “Detection and Diagnostic Methods to Vapour Compression Cooling Equipament”, Graduate Research Assistant, ASHRAE, Deliverable for

Research Project 1043-RP Fault Detection and Diagnostic (FDD) Requirements and Evaluation Tools for Chillers,1999.

Cuadra, C; Valero, A., “Curso de Doctorado”, Department of Mechanical Engineering, University of Zaragoza, Maria de Luna, Zaragoza Spain, Energy Convers Termoeconomía. 2000.

Cui, J., Wang, S., “A Model-based Online Fault Detection and Diagnosis Strategy for Centrifugal Chiller Systems”, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 44, pp. 986–999, 2005.

D’Accadia, M., D., Rossi, F., “Thermoeconomic Analysis and Diagnosis of a Refrigeration Plant”, Energy Conversion and Management, Vol. 39, N°. 12, pp. 1223-1232, 1998.

Denève, S., Duhamel, J., Pouget, A., “Optimal Sensorimotor Integration in Recurrent Cortical Networks: A Neural Implementation of Kalman Filters”, The Journal of Neuroscience, Vol. 27(21), pp. 5744–5756, 2007.

Dexter, A. L., “Fuzzy Model Based Fault Diagnosis”, IEE Proceedings-Control Theory Apply, Vol. 142, N°.6, pp. 545-550, 1995.

Dexter, A., L., Benouarets, M., “A Generic Approach to Identifying Faults in HVAC Plants”, ASHRAE Transactions, Vol. 102, pp. 550-556, 1996.

Dialynas, E., N., Machias A., V., Souflis J., L., “Reliability and Fault Diagnosis Methods of Power System Components”, IEE Proceedings-Control Theory Apply, Vol. 1, pp. 327-341, 1987.

Dossat, R., J., “Manual de Refrigeração” Ed. Hemus Brasil, São Paulo, 1980.

Fang, G., Xing, L., Yang, F., Li; H., ” Exergy Analysis of a Dual-mode Refrigeration System for Ice Storage Air Conditioning”, International Journal on Architectural Science, Vol. 6, N°1, pp.1-6, 2005.

Faruqui, A., Hung-po, C., Niemeyer, V., Platt, J., Stahlkopf, K., “Analyzing California’s Power Crisis”, Energy Journal, Vol. 22, pp. 29–52, 2001.

Fasolo, P., S., Seborg, D., E., “Monitoring and Fault Detection for an HVAC Control System” International Journal of Heating, Ventilating and Air-Conditioning and Refrigerating Research, Vol. 1, N^o.3, pp. 177-193, 1995.

Frangopolos, C., “Thermoeconomic Functional Analysis: A Method for Optimize Design or Improvement of Complex Thermal Systems, Tese de Doutorado, Georgia Institute of Technology, Atlanta-EUA, 1983.

Frank, P., M., “Fault Diagnosis in Dynamic Systems Using Analytical and Knowledge-Based Redundancy: A Survey and Some New Results”, Automatica, Vol. 26, N^o. 3, pp. 459-474, 1990.

Frank, P.M., “Fault Diagnosis in Dynamic Systems via State Estimation System Fault Diagnostics, Reliability and Related Knowledge-Based Approaches”, Automatica, Vol. 1, pp. 35-98, 1987.

Gertler, J., “Fault Detection and Diagnosis in Engineering Systems”, Ed. Marcel Dekker, New York-USA, 1998.

Glass, A., S., P., Gruber, Roos, M., Tödli J., “Qualitative Model-Based Fault Detection in Air-Handling Units”, IEEE Control Systems Magazine, Vol. 15, No. 4, pp. 11-22, 1995.

Gordon J., M., Ng, K., C., “Cool Thermodynamics: Engineering and Physics of Predictive, Diagnostic and Optimization Methods for Cooling Systems”, Ed. International Science Publishing, Cambridge-UK, 2000.

Grimmelius, H.,T., Woud, J., K., Been, G., “On-line Failure Diagnosis for Compression Refrigeration Plants”, International Journal of Refrigeration, Vol. 18, N^o. 1, pp. 31-41, 1995.

Guan, L., “Implication of Global Warming on Air-Conditioned Office Buildings in Australia”, Building Research e Information, Vol.37 (1), pp. 43–54, 2009.

Han, H., Gua, B., T., Wanga, T., Li, Z., R., “Important Sensors for Chiller Fault Detection and Diagnosis (FDD) from the Perspective of Feature Selection and Machine Learning”, International Journal of Refrigeration, Vol. 34, pp. 586 -599, 2011.

Himmelblau, D., M., “Fault Detection and Diagnosis in Chemical and Petrochemical Processes”, Elsevier Scientific Publishing Amsterdam, Vol. 45, pp.456 -480, 1978.

Inatsu, H., Matsuo H., K., Fujiwara, K., Yamada, Y., Nishizawa K., “Development of Refrigerant Monitoring Systems for Automotive Air-Conditioning Systems”, Society of Automotive Engineers, SAE Paper N^o. 920212, 1992.

Isermann, R., “Process Fault Detection Based on Modeling and Estimation: a survey”, *Automatica*, Vol 20 (4), pp. 387–404, 1984.

Jones, A., H., Burge, S., E., “An Expert System Design Using Cause-Effect Representations and Simulation for Fault Detection”, Dordrecht, Holland D. Reidel Publishing Company, Vol. 2, pp. 71-80, 1987.

Katipamula, S., Brambley, M., R., “Methods for Fault Detection, Diagnostics, and Prognostics for Building Systems: A Review, Part I”, *International Journal of Heating, Ventilating, Air Conditioning and Refrigerating Research*, Vol. 11, pt 1, pp.3-26, 2005.

Kato, Y., Kametani, S., “Performance Evaluation Methods of System” Proceedings of ECOS 2009 22nd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization Simulation and Environmental Impact of Energy Systems August 31 – September 3, 2009, Foz do Iguaçu, Paraná, Brazil, 2009.

Kharseh, M., Altorkmany, L., Nordell, B., Global Warming’s Impact on the Performance of GSHP”, *Renewable Energy*, Vol. 36, pp. 1485-1491, 2011.

Kotas, T., J., “The exergy method of Thermal Plant Analysis”, Ed. Butterworths, London, 1985.

Kumamaru, T., Utsunomiya, T., Yamada, Y., Iwasaki, Y., Shoda, I., Obayashi M., “A Fault Diagnosis System for District Heating and Cooling Facilities,” Proceedings of the International Conference on Industrial Electronics, Vol. 1, pp. 131-136, 1991.

Lee, W.Y., House, J.M., Park, C., Kelly G.E., “Fault Diagnosis of an Air-Handling Unit Using Artificial Neural Networks”, *ASHRAE Transactions*, Vol. 102, Pt. 1, pp. 540-549, 1996.

Lee, W.,Y., Park, C., Kelly G.E., “Fault Detection in an Air-Handling Unit Using Residual and Recursive Parameter Identification Methods”, ASHRAE Transactions, Vol. 102, Pt. 1, pp. 528-539, 1996.

Li, B., Alleyne, A., G., “A dynamic Model of a Vapor Compression Cycle with Shut-down and Start-up Operations”, International Journal of Refrigeration, Vol. 33, pp. 538–552, 2010.

Li, X., Hossein, V., Visier, J., “Development of a Fault Diagnosis Method for Heating Systems Using Neural Networks”, ASHRAE Transactions, Vol. 102, Pt. 1, pp. 607-614, 1996.

Li, X., Visier, J., Vaezi-Nejad, H., “A Neural Network Prototype for Fault Detection and Diagnosis of Heating Systems”, ASHRAE Transactions, Vol. 103, Pt. 1, pp. 634-644, 1997.

Lozano, M; Valero, A., “Theory of the Exergetic Cost”, Energy, Vol.18, N^o.9, pp. 939-960, 1986.

Massaffeli, N., “Análise de Resfriamento de Instalações Frigoríficas para Carne Bovina”, Escola Federal de Engenharia de Itajubá EFEI, Itajubá-MG, Departamento de Engenharia Mecânica, 1991.

McKellar, M.,G., “Failure Diagnosis for a Household Refrigerator”, Master’s Thesis, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, IN, 1987.

McKinley, T., L., Alleyne, A., G., “Anadvanced Nonlinear Switched Heat Exchanger Model for Vapor Compression Cycles Using the Moving-Boundary Method”, International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp.1253–1264, 2008.

Moran, M., J., Shapiro, H., N., “Princípios de Termodinâmica para Engenharia”,Ed. LTC, 4^a edição. Rio de Janeiro, 2002.

Morosuk, T; Tsatsaronis, G., “A New Approach to the Exergy Analysis of Absorption Refrigeration Machines” Energy, Vol. 33, pp. 890-907, 2008.

Morosuk, T; Tsatsaronis, G., “Advanced Exergetic Evaluation of Refrigeration Machines Using Different Working Fluids”, Energy, Vol. 34, pp. 2248-2258, 2009.

Moureh J., Derens, E., “Numerical Modelling of the Temperature Increase in Frozen Food Packaged in Pallets in the Distribution Chain”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 23, pp. 540-552, 2000.

Navarro-Esbri´, J., Torrella, E., Cabello, B., “A Vapour Compression Chiller Fault Detection Technique Based on Adaptative Algorithms. Application to On-line Refrigerant Leakage Detection”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 29, pp.716–723, 2006.

Nerger, L., Hiller, W., Schroter, J., “A comparison of Error Subspace Kalman Filters”, *Alfred Wegener Institute for Polar and Marine Research*, Vol.57A, pp.715–735, 2005.

Omer A., M., “Energy, Environment and Sustainable Development”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 12, pp. 2265–2300, 2008.

Pacheco, M., C., P., “Algoritmos Genéticos: Princípios e Aplicações”, Departamento de Engenharia Elétrica: Laboratório de Inteligência Computacional Aplicada, Pontifícia Universidade Católica – PUC, Rio de Janeiro-RJ, 1999.

Pape, F., L., F., Mitchell, J., W. “Optimal Control and Fault Detection in Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Systems”, *ASHRAE Transactions*, Vol. 97, Pt. 1, pp. 729-736, 1990.

Peitsaman, H., C., Van, D., A., “Current Status of a Trouble Analysis: Review of the most Common Faults in Chiller Systems”. *International Energy Agency*, Annex 25, 1992.

Peitsman, H., e Bakker, V., “Aplicação de Modelos Box-Negro para Sistemas de HVAC para Detecção de Falhas”, *ASHRAE Transactions*, Vol. 102, Pt. 1, pp. 628-640, 1996.

Phelan, J., M., Brandemuehl, T., Krarti M., “Review of Laboratory and Field Methods to Measure Fan, Pump, and Chiller Performance”, *ASHRAE Transactions*, Vol. 103, Pt. 2, pp. 914-925, 1997.

Potter, J., E., Suman, M., C., “Thresholdless Redundancy Management with Arrays of Skewed Instruments”, *Ingegrity in Electronic Flight Control Systems*, Vol. 15, pp.1-25, 1977.

Rossi, T., M., Braun, J.,E., “A Statistical, Rule-Based Fault Detection and Diagnostic Method for Vapor Compression Air Conditioners”, *International Journal of Heating, Ventilating*, Vol. 3, No. 1, pp. 19-37, 1997.

Royo, J., Valero, A., Zaleta, A., “The dissipation Temperature: a Tool for The Analysis of malfunctions n thermomechanical systems”. Department of Mechanical Engineering, University of Zaragoza, Maria de Luna, Zaragoza Spain, Energy Convers, Vol. 38, pp. 1557-1566, 1997.

Santos, J., J., C., S., “Aplicação da Neguentropia na Modelagem Termoeconômica de Sistemas”, Itajubá, Tese de Doutorado em Conversão de Energia - Instituto de Engenharia Mecânica, UNIFEI, Itajubá-MG, 2009.

Silva, J., A., M., “Sistema de Informação para a Monitoração e Diagnóstico de Desempenho de Unidades Termelétricas de Ciclo Combinado”, Itajubá. Dissertação de Mestrado em Conversão de Energia - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, 2009.

Solomon, S., Qin, D., Manning, M., Chen, Z., Marquis, M., Averyt, K., B., Tignor, M., Miller, H., L., “Climate Change 2007: Contribution of Working Group I to the 4th Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC)”, The Physical Science Basis”, Cambridge University Press, Cambridge, 2007.

Stallard, L., A., “Model Based Expert System for Failure Detection and Identification of Household Refrigerators”, Master’s Thesis, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, IN, 1989.

Stoecker W F Jabardo J M, “Refrigeração Industrial” Ed. Edgard Blücher, São Paulo, 2002.

Stoecker W., F., and Jones J., W., “Refrigeration and Air Conditioning”, Ed. McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, Vol II, 1985.

Stylianou, M., Nikanpour, D., “Performance Monitoring, Fault Detection, and Diagnosis of Reciprocating Chillers”, ASHRAE Transactions, Vol. 102(1), pp.615-627, 1996.

Stylianou, M., P., “Application of Classification Functions to Chiller Fault Detection and Diagnosis,”ASHRAE Transactions, Vol. 103, Pt. 1, pp. 645-656, 1997.

Szargut, J., Morris, D., Steward, F., “Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical”, Ed. McGraw-Hill, London-UK, 1988.

Tassou, S., A., Grace, I., N., “Fault diagnosis and Refrigerant Leak Detection in Vapour Compression Refrigeration Systems”, *International Journal of Refrigeration*, Vol.28, pp.680–688, 2005.

Taufiq, B.,N., Masjuki., H., Mahlia., T.,M.,I., Amalina, M.,A., Faizul, M.,S., Saidur R, “Exergy Analysis of Evaporative Cooling for Reducing Energy use in a Malaysian Building”, *The Ninth Arab International Conference on Solar Energy (AICSE-9)*, Kingdom of Bahrain Desalination, Vol. 209, pp. 238–243, 2007.

Threlkeld, J. L., Ramsey, J. W., Kuehn, T. H., “Thermal Environmental Engineering”, Ed. Prentice Hall, 3^a Edição Engineering”, Minnesota-USA, 1998.

Tran, V., T., Yang, B., Oh, M. Tan, A., C., C., “Fault Diagnosis of Induction Motor Based on Decision Trees and Adaptive Neuro-fuzzy Inference”. *Expert Systems with Applications*, Vol.36, pp. 1840–1849, 2009.

Trott, A., R., Welch, T., “Refrigeration and Air Conditioning” Third Edition, Ed. Butterworth-Heinemann, London, 2000.

Tsatsaronis, G., “Definitions and Nomenclature in Exergy Analysis and Exergoeconomics,” *Energy*, Vol. 32, pp. 249-253, 2009.

Tsatsaronis, G., Pisa, J., “Exergoeconomic Evaluation and Optimization of Energy Systems – Application to the CGAM Problem”, *Energy*, Vol.19, pp. 287-321, 1994.

Tsatsaronis, G., Winhold, M., “Exergoeconomic Analysis and Evaluation of Energy Conversion Plants: A New General Methodology”, *Energy*, Vol.10, n.1, pp.69-80, 1985.

Tsutsui, H., Kamimura, K., “Chiller Condition Monitoring Using Topological Case-Based Modeling”, *ASHRAE Transactions*, Vol. 12, pp. 250-253, 1996.

Tzafestas, S., G., “A Look at the Knowledge-Based Approach to System Fault Diagnosis and Supervisory Control”, *Reliability and Related Knowledge-Based Approaches* Vol. 2, pp. 3-15, 1987.

Usón, S., Valero, A., “Intrinsic and Induced Malfunctions Quantification in Thermo-economic Diagnosis Through quantitative causality analysis”. *ECOS. CIRCE –Centre*

of Research of Energy Resources and Consumptions, University of Zaragoza, Zaragoza, Spain, 2007.

Usón, S., Valero, A., Correas, L., “Quantitative Causality Analysis for the Diagnosis of Energy Systems”. ECOS. CIRCE: Centre of Research of Energy Resources and Consumptions, University of Zaragoza, Zaragoza, Spain. International Journal Thermodynamics, Vol.12, No.1, pp 09-16, 2009.

Valdes, J., C., A., Nodal, Y., V., Rodríguez, M., L., Sarduy, J., G., Calvo R., “Procedure for the optimization of the Conceptual Design of Centralized Air Conditioning Chiller Water Systems”, ECOS 2009 22nd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization Simulation and Environmental Impact of Energy Systems August 31 - September 3, 2009, Foz do Iguacu, Paraná, Brazil.

Valero, A., Correas, L., Lazzaretto, A., Rangel, V., Reini, M., Taccani, R., Toffolo, A., Verda, V., Zaleta, A., Thermoeconomic Philosophy Applied to the Operating Analysis and Diagnosis of Energy Utility Systems”, International Journal Thermodynamics, Vol.7, No.2, pp.33-39, 2004.

Venturini, O., J., “Levantamento Experimental e Simulação de um Sistema de Ar Condicionado com Acumulação de Gelo “, Dissertação de Mestrado Escola Federal de Engenharia de Itajubá-EFEI, Itajubá-MG, Departamento de Engenharia Mecânica, 1996.

Venturini, O., J., Pirani, M., J., “Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial”, Ed. Eletrobrás, Centrais Elétricas Brasileira, FUPAI, Rio de Janeiro-RJ, 2005.

Verda, V., “Thermoeconomic Analysis and Diagnosis of Energy Utility Systems From Diagnosis to Prognosis”, International Journal Thermodynamics, Vol.7, No. 2, pp. 73-83, 2004.

Wagner, J., Shoureshi, R., “Failure Detection Diagnostics for Thermofluid Systems”, Journal of Dynamic Systems, Vol. 114, No. 4, pp. 699-706, 1992.

Willatzen, M., Pettit, N., B., Ploug-Sorensen, L., “A general Dynamic Simulation Model for Evaporators and Condensers in Refrigeration, Part I: Moving Boundary

Formulation of Twophase Flows with Heat Exchange”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 21 5, pp. 398–403, 1998.

Willsky, A., S., “A Survey of Design Methods for Failure Detection in Dynamic Systems”, *Automatica*, Vol. 12, pp. 601-611, 1976.

Yassuda, H., “Simulation Model of Vapour Compression Refrigeration System” *ASHARE Transactions*, part 2a, pp. 408-425, 1983.

Yoshida, H., T., Iwami, H., Yuzawa, N., Suzuki, M., “Typical Faults of Air-Conditioning Systems and Fault Detection by ARX Model and Extended Kalman Filter”, *ASHRAE Transactions*, Vol. 102, Pt. 1, pp. 557-564, 1986.

Yoshimura, M., Ito N., “Effective Diagnosis Methods for Air-Conditioning Equipment in Telecommunications Buildings,” In *Proceedings of IEEE - The Eleventh International Telecommunications Energy Conference*, October 15-18, 1989, Centro dei Congressi, Firenze, Vol. 2, pp. 1-7, 1989.

Yumruta, R; Kunduz, M; Kanoglu, M., “Exergy Analysis of Vapor Compression Refrigeration Systems Exergy”, *International Journal Thermodynamics*, Vol. 2, pp. 266–272, 2002.

Zaleta, A., Muñoz, A.,G.,Hernandez, V., R., Capilla, A.,V., “A Reconciliation Method Based on a Simulator, An Approach to the Diagnosis of Energy System Malfunctions”, *International Journal Thermodynamics*, pp. 51-60, 2004.

Zaleta, A., Royo, J., Rangel, V., H., Torres, E., “Thermo-characterization of Power Systems Components: A Tool to Diagnose their Malfunctions”, *Department of Mechanical Engineering, University of Guanajuato, Salamanca- Mexico, Energy* Vol. 29, pp. 361-377, 2004.

Zhang, L., Xiong, G., Liu, H., Zou, H., Guo W., “Bearing Fault Diagnosis Using Multi-scale Entropy and Adaptive Neuro-fuzzy Inference”, *Expert Systems with Applications*, Vol.37, pp. 6077–6085, 2010.

Zhang, W., J., Zhang, C., L., “A Generalized Movingboundary Model for Transient Simulation of Dry-expansion Evaporators Under Larger Disturbances”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 29, pp. 1119–1127, 2006.

Zio, E., Gola, G., “A Neuro-fuzzy Technique for Fault Diagnosis and its Application to Rotating Machinery Reliability”, *Engineering and System Safety*, Vol. 94, pp. 78–88, 2009.

Apêndices

Apêndice 01: Bases de Cálculo para Carga Térmica

Formulário para o cálculo de carga térmica

A seguir é apresentado o equacionamento para cálculo da carga térmica da câmara frigorífica, baseado em Venturini e Pirani (2005).

Espessura do isolante térmico:

$$L_i = \frac{k_i \cdot \Delta T}{(\dot{Q}/A)} \quad (72)$$

Diferencial de temperatura corrigido pela influência da radiação solar direta:

$$\Delta T = (T_{ext} - T_{cam}) + \Delta T' \quad (73)$$

Resistência térmica equivalente:

$$R_T = \frac{1}{\alpha_{EXT}} + \frac{L_i}{k_i} + \frac{L_{ALV}}{k_{ALV}} + \frac{1}{\alpha_{CAM}} \quad (74)$$

Fluxo de calor por unidade de área:

$$(\dot{Q}/A) = \frac{\Delta T}{R_T} \quad (75)$$

Temperatura em um dado ponto (interno ou externo da câmara):

$$T_X = T_Y - R (\dot{Q}/A) \quad (76)$$

Temperatura de saturação do ar:

$$\ln(P_{SAT}) = \frac{1,50038 + 0,08382 \cdot T}{1 + 0,005627 \cdot T - 0,0000098 \cdot T^2} \quad (77)$$

Pressão de vapor do ar:

$$P_V = UR \cdot P_{SAT} \quad (78)$$

Carga térmica devido à transmissão de calor:

$$\dot{Q}_{tm} = (\dot{Q}/A) \cdot A \cdot 24 \quad (79)$$

Carga térmica devido ao produto:

$$\dot{Q}_{prod} = G_M \cdot c_{p1} (T_{ent} - T_1) + G_{M,C} \cdot c_{pc} (T_{ent} - T_1) + G_{M,A} \cdot c_{pa} (T_{ent} - T_1) \quad (80)$$

Carga térmica devido à infiltração de ar externo:

$$\dot{Q}_{inf} = V_{cam} \cdot FTA \cdot \Delta H' \quad (81)$$

Carga térmica devido à iluminação:

$$\dot{Q}_{ilum} = P_{ilum} \cdot A_p \cdot \tau \cdot 0,86 \quad (82)$$

Carga térmica devido à presença de pessoas:

$$\dot{Q}_{pes} = (272 - 6 \cdot T_{cam}) \cdot \tau \cdot n \cdot 0,86 \quad (83)$$

Carga térmica devido aos motores da empilhadeira:

$$\dot{Q}_{motor} = \frac{W_{motor1}}{\eta_{motor1}} \cdot \tau_{mot} \cdot 632 + \frac{W_{motor2}}{\eta_{motor2}} \cdot \tau_{mot} \cdot 632 \quad (84)$$

Carga térmica devido aos paletes e papelão:

$$\dot{Q} = m \cdot c_p (T_{ent} - T_1) \quad (85)$$

Carga térmica devido aos motores dos ventiladores:

$$\dot{Q}_{vent} = \frac{W_{vent}}{\eta_{vent}} \cdot \tau_{op} \cdot 632 \quad (86)$$

Capacidade frigorífica do compressor:

$$\dot{Q}_0 = \frac{\dot{Q}_{trn} + \dot{Q}_{prod} + \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_{ilum} + \dot{Q}_{pes} + \dot{Q}_{vent}}{\tau_{op}} \quad (87)$$

Capacidade por diferença unitária de temperatura do evaporador:

$$F_{evap} = \frac{\dot{Q}_0}{\Delta T}, \dot{Q}_0 \text{ e } \Delta T \text{ retirados do catálogo de evaporadores.} \quad (88)$$

Fluxo de massa do fluido refrigerante:

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{Q}_0}{h_1 - h_4} \quad (89)$$

Rendimento volumétrico real do compressor:

$$\eta_{VR} = \frac{\dot{m}_f \cdot v_s}{\dot{V}_d} \quad (90)$$

Razão de pressão:

$$RP = \frac{P_d}{P_s} \quad (91)$$

Calor rejeitado no condensador:

$$\dot{Q}_{c,p} = \dot{m}_{fp} \cdot (h_2 - h_3) \quad (92)$$

Capacidade por diferença unitária de temperatura do condensador

$$F_{cond} = \frac{\dot{Q}_c}{\Delta T}, \dot{Q}_c \text{ e } \Delta T \quad (93)$$

Cálculo da carga térmica e isolamento

De acordo com a norma ABNT NBR 16401, a temperatura de bulbo seco média do verão para a cidade de São Paulo-SP é de 32 [°C].

A temperatura de congelamento para carne de carneiro é de -2 [°C] e foi obtida nos dados fornecidos pelo manual de refrigeração da ASHRAE (2006).

O carregamento (produtos, embalagem e paletes) entra na câmara frigorífica a temperatura de 16 [°C].

Para tal armazenamento foi definido que o tempo do ciclo frigorífico será de 20 [h/dia] de acordo com a Tabela 59, devido ao tipo de degelo ser elétrico. Para exigência de umidade relativa interna da câmara e de 90%, foi utilizado um ΔT no evaporador de 5,5 [°C] (Venturini e Pirani, 2005).

Tabela 59: Tipo de degelo e operação dos compressores. Fonte Venturini e Pirani (2005).

TIPO DE DEGELO DOS EVAPORADORES	TEMPO DE OPERAÇÃO DOS COMPRESSORES
Natural ($T_{CAM} > +1$ °C)	16 a 18 h/dia
Circulação de Ar e Aspersão de Água ($T_{CAM} > +1$ °C)	18 a 20 h/dia
Elétrico	até 20 h/dia
Por Gás Quente	20 a 22 h/dia

Isolamento

Correção da temperatura

A entrada da câmara está voltada para o norte e sofre influência da radiação direta do sol. As paredes externas serão pintadas de cor clara (branca). Assim, na Tabela 60 os valores corrigidos das temperaturas em função da orientação das paredes e de sua coloração segundo Venturini e Pirani (2005).

Tabela 60: Correção da temperatura.

Parede	$\Delta T'$ [°C]
Norte	2,0
Leste	3,0
Oeste	0,0
Sul	0,0
Teto Plano	5,0
Piso	0,0

Tem-se então através da Equação 73:

$$\Delta T_N = (T_{ext} - T_{cam}) + \Delta T'_N = (32 - (-2)) + 2 \quad \Delta T_N = 36 [^\circ C]$$

$$\Delta T_L = (T_{ext} - T_{cam}) + \Delta T'_L = (32 - (-2)) + 3 \quad \Delta T_L = 37 [^\circ C]$$

$$\Delta T_O = (T_{ext} - T_{cam}) + \Delta T'_O = (32 - (-2)) + 0 \quad \Delta T_O = 34 [^\circ C]$$

$$\Delta T_S = (T_{ext} - T_{cam}) + \Delta T'_S = (32 - (-2)) + 0 \quad \Delta T_S = 34 [^\circ C]$$

$$\Delta T_T = (T_{ext} - T_{cam}) + \Delta T'_T = (32 - (-2)) + 5 \quad \Delta T_T = 39 [^\circ C]$$

$$\Delta T_P = (T_{ext} - T_{cam}) + \Delta T'_P = (32 - (-2)) + 0 \quad \Delta T_P = 34 [^\circ C]$$

Cálculo da espessura do isolante

No cálculo da espessura do isolamento, uma forma simplificada consiste na fixação de um valor para o fluxo de calor por unidade de área da parede (\dot{Q}/A), em função da qualidade do isolamento. A seguir, têm-se os seguintes valores para este fluxo segundo Venturini e Pirani (2005):

Isolamento excelente: $8,0 \text{ kcal/h.m}^2$.

Isolamento bom: $10,0 \text{ kcal/h.m}^2$.

Isolamento aceitável: $12,0 \text{ kcal/h.m}^2$.

Painel Isojoint® Frigo PUR



Os Painéis ISOJOINT® FRIGO PUR são altamente recomendados para câmaras frigoríficas em geral, em especial para baixa temperatura, oferecendo resistência superior, alto poder de isolamento térmica e perfeita estanqueidade.

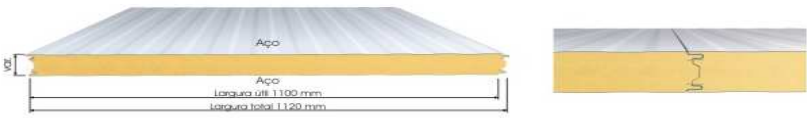


A injeção da espuma de PUR é feita de forma contínua, com equipamento de alta pressão, evitando bolhas de ar no núcleo isolante, garantindo um produto com densidade homogênea e resistência mecânica e térmica superior.

Dados Químico-Físico do Núcleo

- Espuma rígida de Poliuretano (PUR):	Dens. média = 38 a 42 kg/m ³
- Espuma rígida de Polissocianurato (PIR):	Dens. média = 38 a 42 kg/m ³
- Tensão de Compressão:	> 130 Kpa - ASTM D 1621
- Estabilidade dimensional:	< 1% - ASTM 2126: 72 h a -20°C a +70°C
- Resistência ao Fogo - PUR / PIR:	Classe R1 - ABNT MB 1562
- Condutibilidade térmica:	0,022 Kcal/h.m.°C - ASTM C 518
- Produto ecologicamente correto	livre de CFC

Características Técnicas



Opção: Os painéis ISOJOINT® FRIGO também podem ser preenchidos com núcleo de PIR (Polissocianurato)

Dimensões

Largura útil: 1100mm
 Espessuras: 50, 70, 100, 120, 150 e 200mm
 Comprimento: Conforme projeto, limitado ao transporte

Principais Vantagens

- Maior poder isolante
- Maior resistência mecânica
- Maior durabilidade
- Rapidez na execução
- Layout flexível

Figura 54: Isolante: Disponível em

http://www.isoeste.com.br/pdf/paineis_isotermicos.pdf data de acesso 31/08/2011.

A partir dos dados do fabricante do isolante (Figura 54) a condutibilidade térmica é $k_i = 0,022$ [kcal/h.m.°C] e o fluxo de calor por unidade de área adotado como sendo $(\dot{Q}/A) = 10,0$ [kcal/h.m²], pois foi considerado a câmara com isolamento bom. Assim, desconsiderando a resistência térmica imposta pelo ar externo, pelo ar interno e pela parede, pode-se calcular a espessura do isolamento. Assim, para as diversas superfícies através da Equação 72.

$$L_{i,N} = \frac{k_i \cdot \Delta T_N}{\left(\frac{\dot{Q}}{A}\right)} = \frac{0,022 \cdot 36}{10,0}$$

$$L_{i,N} = 0,0792[m] \cong 79,2[mm]$$

$$L_{i,L} = \frac{k_i \cdot \Delta T_L}{\left(\frac{\dot{Q}}{A}\right)} = \frac{0,022 \cdot 37}{10,0}$$

$$L_{i,L} = 0,0814[m] \cong 81,4[mm]$$

$$L_{i,O} = \frac{k_i \cdot \Delta T_O}{\left(\frac{\dot{Q}}{A}\right)} = \frac{0,022 \cdot 34}{10,0}$$

$$L_{i,O} = 0,0748[m] \cong 74,8[mm]$$

$$L_{i,S} = \frac{k_i \cdot \Delta T_S}{\left(\frac{\dot{Q}}{A}\right)} = \frac{0,022 \cdot 34}{10,0}$$

$$L_{i,S} = 0,0748m \cong 74,8cm$$

$$L_{i,T} = \frac{k_i \cdot \Delta T_T}{\left(\frac{\dot{Q}}{A}\right)} = \frac{0,022 \cdot 39}{10,0}$$

$$L_{i,T} = 0,0858[m] \cong 85,8[mm]$$

$$L_{i,p} = \frac{k_i \cdot \Delta T_P}{\left(\frac{\dot{Q}}{A}\right)} = \frac{0,022 \cdot 34}{10,0} \qquad L_{i,p} = 0,0748[m] \cong 74,8[mm]$$

Como as diferentes espessuras calculadas são próximas, julga-se adequado, para facilidade de montagem e a favor da segurança, que todas as paredes, incluindo o teto e piso, tenham espessura de 100 [mm]. Tal espessura será composta de duas camadas contrafiadas de 50 [mm] de isolante.

Cálculo da resistência térmica equivalente

Como o isolante térmico é revestido por chapas de aço, não é necessária a aplicação de uma barreira de vapor, porém, foi realizado o cálculo somente para verificação.

Condutividade térmica do isolante: $k_i = 0,022 [kcal / h.m.^{\circ}C]$

Condutividade térmica da alvenaria: $k_{ALV} = 0,84 [kcal / h.m.^{\circ}C]$

Coefficiente de convecção externo: $\alpha_{EXT} = 18,0 [kcal / h.m^2.^{\circ}C]$

Coefficiente de convecção da câmara: $\alpha_{CAM} = 7,0 [kcal / h.m^2.^{\circ}C]$

Permeabilidade da alvenaria: $\delta_{ALV} = 16,5 [g / h.m.bar]$

Fator de resistência a difusão do vapor do PUR: $\mu = 230$

Com os dados mencionados e fazendo uso da Equação 74 tem-se:

$$R_T = \frac{1}{18} + \frac{0,1}{0,022} + \frac{0,2}{0,84} + \frac{1}{7,0}$$

$$R_T = 4,98 [h.m.^{\circ}C / kcal]$$

O cálculo do fluxo de calor da câmara através da Equação 72:

$$(\dot{Q}/A) = \frac{(32 - (-2))}{4,98}$$

$$(\dot{Q}/A) = 6,82 \text{ [kcal / h.m}^2 \text{]}$$

Cálculo das temperaturas nos pontos da Figura 55 com o auxílio da Equação 76.

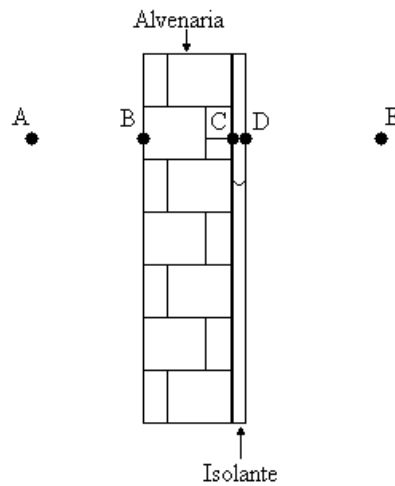


Figura 55: Representação esquemática da parede com isolante.

Temperatura do Ponto A:

$$T_A = T_{BS} = 32 \text{ [}^\circ\text{C]}]$$

Temperatura do Ponto B:

$$T_B = T_A - \Delta T_{AB}$$

$$T_B = T_A - R_{EXT}(\dot{Q}/A)$$

$$T_B = T_A - \frac{1}{\alpha_{EXT}}(\dot{Q}/A)$$

$$T_B = 32 - \frac{1}{18}6,82$$

$$T_B = 31,03 [^{\circ}C]$$

Temperatura do Ponto C:

$$T_C = T_B - \Delta T_{BC}$$

$$T_C = T_B - R_{ALV}(\dot{Q}/A)$$

$$T_C = T_B - \frac{L_{ALV}}{k_{ALV}}(\dot{Q}/A)$$

$$T_C = 31,03 - \frac{0,2}{0,84}6,82$$

$$T_C = 29,4 [^{\circ}C]$$

Temperatura do Ponto D:

$$T_D = T_C - \Delta T_{CD}$$

$$T_D = T_C - R_i(\dot{Q}/A)$$

$$T_D = T_C - \frac{L_i}{k_i}(\dot{Q}/A)$$

$$T_D = 29,4 - \frac{0,1}{0,022} 6,82$$

$$T_D = -1,62 [^{\circ}C]$$

Temperatura do Ponto E:

$$T_E = T_{cam} = -2[^{\circ}C]$$

Cálculo das pressões de saturação

Para o cálculo da pressão de saturação do vapor em cada ponto mencionado acima foi utilizado o programa EES (Engineering Equation Solver). Assim tem-se para as diversas superfícies da câmara:

Pressão de saturação do Ponto A:

$$P_{SAT,A} = 4,758 [kPa]$$

Pressão de saturação do Ponto B:

$$P_{SAT,B} = 4,502 [kPa]$$

Pressão de saturação do Ponto C:

$$P_{SAT,C} = 4,102 [kPa]$$

Pressão de saturação do Ponto D:

$$P_{SAT,D} = 0,5344 [kPa]$$

Pressão de saturação do Ponto E:

$$P_{SAT,E} = 0,5177 [kPa]$$

Cálculo das pressões de vapor

Para o cálculo da pressão do vapor em cada em cada ponto mencionado acima foi utilizado o programa EES (Engineering Equation Solver). Assim temos para as diversas superfícies da câmara:

Pressão de vapor do Ponto A:

$$P_{VA} = 2,855 [kPa]$$

Pressão de vapor do Ponto B:

$$P_{VB} = 2,855 [kPa]$$

Para o cálculo das Pressões de Vapor dos pontos D e E, deve-se utilizar a Umidade Relativa da Câmara, a qual obtém pelo $\Delta T_{EVAP} = 5,5 [^{\circ}C]$ e pela Tabela 61.

Tabela 61: Umidade relativa e diferença de temperatura no evaporador. Fonte Venturini e Pirani (2005).

UMIDADE RELATIVA	VARIACÃO DE TEMPERATURA				
[%]	70 a 75	76 a 80	81 a 85	86 a 90	91 a 95
(T = (Tea - To) [(C)	10,0 a 9,0	9,0 a 8,0	8,0 a 6,5	6,5 a 5,5	5,5 a 4,0

Pressão de vapor do ponto D através da Equação 78:

$$P_{VD} = UR_{CAM} \cdot P_{SAT,D}$$

$$P_{VD} = 0,9 \cdot 0,5344$$

$$P_{VD} = 0,481[kPa]$$

Pressão de vapor do Ponto E através da Equação 78:

$$P_{VE} = UR_{CAM} \cdot P_{SAT,E}$$

$$P_{VE} = 0,481[kPa]$$

Pressão de vapor do Ponto C através da Equação 78:

$$P_{VC} = P_{VB} - \dot{m}_v \frac{L_{ALV}}{\delta_{ALV}}$$

$$\text{Sendo, } \dot{m}_v = \frac{P_{VB} - P_{VD}}{R_{VB \rightarrow D}}$$

$$R_{VB \rightarrow D} = \frac{L_{ALV}}{\delta_{ALV}} + \frac{L_i}{\delta_i}$$

$$\text{Sendo também, } \mu = \frac{\delta_{AR}}{\delta_i}$$

$$\text{Portanto, } \delta_i = 4,0565 \cdot 10^{-4} \left[g / h \cdot m \cdot ^\circ C \right]$$

$$\text{Assim, } \dot{m}_v = 0,1642$$

$$\text{E por fim, } P_{VC} = 2,656 [kPa]$$

Assim, pode-se verificar que haverá condensação do vapor de água dentro da parede da câmara. Sendo assim é recomendada a utilização de uma barreira de vapor de aço.

Carga Térmica

Carga Térmica Devido à Transmissão de Calor (Equação 79)

$$\dot{Q}_{tm} = (\dot{Q}/A) \cdot A \cdot 24$$

$$\dot{Q}_{tm} = 126720 [kcal / dia]$$

Carga Térmica Devido aos Produtos (Equação 80)

$$\dot{Q}_{prod} = G_M \cdot c_{p1} (T_{ent} - T_1) + G_{M,C} \cdot c_{pc} (T_{ent} - T_1) + G_{M,A} \cdot c_{pa} (T_{ent} - T_1) + G_M \cdot h_{p2}$$

$$\dot{Q}_{prod} = 1070000 [kcal / dia]$$

Carga Térmica Devido à Infiltração de Ar Externo (Equação 81)

$$\dot{Q}_{inf} = V_{cam} \cdot FTA \cdot \Delta H'$$

$$\dot{Q}_{inf} = 53917 [kcal / dia]$$

Cargas Térmicas Diversas**Carga Térmica Devido à Iluminação (Equação 82)**

$$\dot{Q}_{ilum} = P_{ilum} \cdot A_p \cdot \tau \cdot 0,86$$

$$\dot{Q}_{ilum} = 1238 [kcal / dia]$$

Carga Térmica Devido à Presença de Pessoas (Equação 83)

$$\dot{Q}_{pes} = (272 - 6 \cdot T_{cam}) \cdot \tau \cdot n \cdot 0,86$$

$$\dot{Q}_{pes} = (272 - 6 \cdot 1) \cdot 3 \cdot 1 \cdot 0,86$$

$$\dot{Q}_{pes} = 447,2 [kcal / dia]$$

Carga Térmica Devido à Empilhadeira (Equação 84)

$$\dot{Q}_{motor} = \frac{W_{motor}}{\eta_{motor}} \cdot \tau \cdot 632$$

$$\dot{Q}_{motor} = 0 [kcal / dia]$$

Carga Térmica Devido aos paletes e embalagem (Papelaõ) (Equação 85)

$$\dot{Q}_{pol} = m_{pol} \cdot c_{pol} \cdot (T_{ent} - t_1)$$

$$\dot{Q}_{pol} = 228,8 [kcal / dia]$$

$$\dot{Q}_{pa} = m_{pa} \cdot c_{pa} \cdot (T_{ent} - t_1)$$

$$\dot{Q}_{pa} = 844,8 [kcal / dia]$$

Seleção dos equipamentos

Escolha dos Evaporadores

O cálculo da carga térmica devido aos motores dos ventiladores é feita de forma iterativa com a carga térmica parcial calculada pela Equação 87:

$$\dot{Q}_{0,parcial} = \frac{\dot{Q}_{trn} + \dot{Q}_{prod} + \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_{ilum} + \dot{Q}_{pes} + \dot{Q}_{palete} + \dot{Q}_{papelaõ}}{\tau_{op}}$$

$$\dot{Q}_{0,parcial} = 62636 [kcal / h] \cong 20,7 [TR]$$

Segundo Venturini e Pirani (2005), para o cálculo da potência dos ventiladores de forma estimada pode-se utilizar valores entre 0,5 e 1 cv por TR (tonelada de refrigeração). E seu rendimento pode ser adotado de acordo com a Tabela 62.

Tabela 62: Potência do motor de ventilador. Fonte Venturini e Pirani (2005).

POTÊNCIA DO MOTOR [cv]	RENDIMENTO DO MOTOR [%]	CALOR LIBERADO [kcal/h.cv] (motor e carga na câmara)	CALOR LIBERADO [kcal/h.cv] (carga na câmara e motor fora)
Menor que 1/4	≅ 60	1050 (1,221)	632 (0,735)
1/2 a 1,0	≅ 70	900 (1,046)	632 (0,735)
1 ^{1/2} a 5,0	≅ 78	800 (0,930)	632 (0,735)
7 ^{1/2} a 20	≅ 84	750 (0,872)	632 (0,735)
Acima de 20 cv	≅ 88	725 (0,843)	632 (0,735)

Com isso tem-se a potência dos motores dos ventiladores de forma estimada de $\dot{W}_{vent} = 10,3 [cv]$. Adotando um rendimento elétrico de 84% de acordo com a Tabela 62, e utilizando a Equação 86 tem-se:

$$\dot{Q}_{vent, estimado} = \frac{\dot{W}_{vent}}{\eta_{vent}} \cdot \tau_{op} \cdot 632$$

$$\dot{Q}_{vent, estimado} = 155841 [kcal / dia] \cong 7792,0 [kcal / h]$$

Assim a carga térmica estimada dada pela Equação 87:

$$\dot{Q}_{0, parcial} = \frac{\dot{Q}_{trn} + \dot{Q}_{prod} + \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_{ilum} + \dot{Q}_{pes} + \dot{Q}_{paleta} + \dot{Q}_{papalão} + \dot{Q}_{vent, estimado}}{\tau_{op}}$$

$$\dot{Q}_{0, estimado} = 70450 [kcal / h] \cong 23,3 [TR]$$

Com a carga térmica estimada, e a umidade relativa para o produto de 90% segundo manual de refrigeração da ASHRAE (2006), pode-se então determinar $\Delta t = 5,5 [^{\circ}\text{C}]$ através da Tabela 63 (Venturini e Pirani, 2005).

Tabela 63: Umidade relativa interna da câmara frigorífica. Fonte Venturini e Pirani (2005).

UMIDADE RELATIVA	VARIÇÃO DE TEMPERATURA				
[%]	70 a 75	76 a 80	81 a 85	86 a 90	91 a 95
$(T = (T_{ea} - T_o) [^{\circ}\text{C}])$	10,0 a 9,0	9,0 a 8,0	8,0 a 6,5	6,5 a 5,5	5,5 a 4,0

Com diferença de temperatura entre a entrada e a saída do evaporador, pode-se então calcular a capacidade por diferença unitária de temperatura estimada do evaporador, $F_{evap,projeto,estimado}$ pela Equação 88.

$$F_{evap,projeto,estimado} = \frac{\dot{Q}_{0,estimado}}{\Delta t}$$

$$F_{evap,projeto} = \frac{70450}{5,5} \quad F_{evap,projeto} = 12809 [kcal / h.^{\circ}\text{C}]$$

Modelo	DT = 6°C Temperatura de Evaporação/ Temperatura de Evaporación								Dados dos Ventiladores / Datos de los Ventiladores			
	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C	-35°C	-40°C	Vazão/ Caudal (m³/h)	Quantidade Cantidad	Diâm./Diám (mm)	Flecha de ar/ Flecha de aire (m)
EU*3520	95740	94890	94040	91300	89510	88620	86850	83380	106730	5	910	28

Nota:
1- DT = Diferencial de Temperatura = (Temperatura interna - Temperatura de evaporação);
1- DT = Diferencial de Temperatura = (Temperatura interna - Temperatura de evaporación);
2- Capacidades baseadas com R22, R507 e R404a. Para capacidades com R134a, multiplicar por 0,9.
2- Capacidades baseadas con R22, R507 y R404a. Para capacidades con R134a, multiplicar por 0,9.

Modelo	Nº Ventiladores	Dados dos Ventiladores/Datos de los Ventiladores				Entrada gás (Ø externo) Entrada gas (Ø externo) **	Peso líquido aproximado(kg) Peso neto aproximado (Kg)	Peso bruto aproximado (Kg)	Carga de refrigerante (kg)
		Linha de sucção (Ø externo) Línea de succión (Ø externo)	Tubulação de entrada (Ø externo) Tubería de entrada (Ø externo)	Equalização externa (Ø externo) Ecuilización externa (Ø externo)	Ø Dreno (BSP) Ø Desagüe (BSP)				
EU*3520	5	Ø 2 5/8" (3x)	Ø 7/8" (3x)	Ø 1/4" (3x)	Ø 2 1/2" (3x)	Ø 1 3/8" (3x)	960	1250	170

Modelo	Motores					Resistência/Resistencia			
	Nº de ventiladores	Potência consumida (W) Potencia consumida (W)	Corrente total (A)/Corriente total (A)			Watts	Corrente total (A)/Corriente total (A)		
			220/3/60	380/3/50/60	440/3/60		220/3/60	380/3/50/60	440/3/60
EU*3520	5	20500	62,5	36,1	36,5	56600	148,5	85,8	74,3

Figura 56: Evaporador: Disponível em <http://www.daikin>

mcquay.com.br/products/for_building/mcquay.jsp

data de acesso 31/08/2011.

Utilizando o evaporador da McQuay, modelo EU* 3520, tem-se do catálogo (Figura 56) os dados necessários para sua seleção.

Primeiramente realiza-se uma média entre as capacidades fornecidas no catálogo (Figura 56):

$$\dot{Q}_0 = \frac{95740 + 94890 + 94040 + 91300 + 89510}{2} = 93096 [kcal / h]$$

Com essa média e a diferença ΔT de catálogo, pode-se então calcular a capacidade por diferença unitária de temperatura de catálogo:

$$\Delta T = 6 [^{\circ}C]$$

$$F_{evap} = \frac{\dot{Q}_0}{\Delta T} = \frac{93096}{6}$$

$$F_{evap} = 15516 [kcal / h^{\circ}C]$$

Assim o valor está acima do necessário estimado de $F_{evap,projeto,estimado} = 12809 [kcal / h^{\circ}C]$.

Segundo o catálogo McQuay, cada grupo de ventiladores consome 20500 [W] por evaporador.

Portanto tem-se que a potência consumida é de aproximadamente 27,8 [cv]. A estimativa feita nos cálculos anteriores forneceu um consumo para os ventiladores de 10,3 [cv].

Assim, calculando a carga térmica real dos ventiladores através da Equação 86, obtém-se:

$$\dot{Q}_{vent,real} = \frac{W_{vent}}{\eta_{vent}} \cdot \tau_{op} \cdot 632$$

$$\dot{Q}_{vent,real} = 400074 [kcal / dia] \cong 20003,7 [kcal / h]$$

E por fim, a carga térmica total real será de:

$$\dot{Q}_{0,real} = \frac{\dot{Q}_{tm} + \dot{Q}_{prod} + \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_{ilum} + \dot{Q}_{pes} + \dot{Q}_{vent}}{\tau_{op}}$$

$$\dot{Q}_{0,real} = 83141,0 [kcal / h]$$

Com isso pode-se então calcular a capacidade por diferença unitária de temperatura real:

$$F_{evap,real} = \frac{\dot{Q}_0}{\Delta T} = \frac{83141}{6}$$

$$F_{evap,real} = 15025 [kcal / h^{\circ}C]$$

Assim, o evaporador selecionado fornece um valor 3,3 % maior que o real necessário e, portanto, validando a escolha desse modelo de equipamento.

Escolha do Compressor

Seguem as condições de projeto para câmara frigorífica:

$$T_c = 42 [^{\circ}C]$$

$$T_o = -7,5 [^{\circ}C]$$

$$DTSR = 6 [^{\circ}C]$$

$$DTSA = 8 \left[^\circ C \right]$$

Operando com fluido frigorífico R22, têm-se os seguintes valores para capacidades frigoríficas em kW:

$$Q_0 = 159,7 \text{ [kW]}, T_c = 30 \text{ }^\circ\text{C e } T_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C (Ponto 1)}$$

$$Q_0 = 96,99 \text{ [kW]}, T_c = 50 \text{ }^\circ\text{C e } T_0 = -5 \text{ }^\circ\text{C (Ponto 2)}$$

Os dados acima foram retirados do catálogo do compressor COLDEX FRIGOR modelo CG060 (Figura 57).

R22		CAPACIDADE CALORÍFICA EM Mcal/h REFERENTE À 8,3°C DE SUPERAQUECIMENTO NA SUÇÃO, COM 8,3°C DE SUB-RESFRIAMENTO. REFRIGERATING CAPACITY IN Mcal/h RELATING TO A 8,3°C SUCTION SUPERHEAT, WITH A 8,3°C LIQUID SUBCOOLING			
MOD. COMPRESSOR COMPRESSOR MODEL	Ø POLIA MOTOR mm PULLEY DIAM. mm	COMPRESSOR rpm rpm COMPRESSOR	DESLOCAMENTO m³/h DISPLACEMENT m³/h	TEMP. CONDENSACÃO CONDENSING TEMP. °C	TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO °C EVAPORATION TEMPERATURE °C
CG-060	235	1300	166.9	30 40 50	0.0 -5.0 Mcal/h Mcal/h 137.3 83.4

As capacidades com refrigerante 22, estão baseadas em um superaquecimento de 8,3°C, devido à ajustagem na válvula de expansão. As capacidades podem ser usadas sem a utilização dos fatores de ajuste. As perdas na sucção não estão incluídas.

- * Δ t (máx) = 15°C - superaquecimento (para condições normais de operação)
- ** Veja limites de operação com simples estágio.

Necessário resfriamento adicional com cabeçotes a água e resfriador de óleo com vazão não inferior:

- 4,6,8 cilindros - 1.0 m³/h
- 12 cilindros - 1.3 m³/h

1) Acoplamento direto
Motor de acionamento à 1750 rpm / 60 Hz

Figura 57: Compressor: Disponível em

<http://www.inmar.com.br/caldeiras/proddanfossvalv.html> data de acesso 31/08/2011.

Em posse desses valores de temperatura para o R22 no diagrama de Mollier obteve-se os seguintes valores:

Ponto1

$$\dot{m}_{f1} = \frac{\dot{Q}_0}{h_1 - h_4}$$

$$\dot{m}_{f1} = \frac{159,7}{411,1 - 226,3}$$

$$\dot{m}_{f1} = 0,8639 \text{ [kg / s]}$$

$$\eta_{VR1} = \frac{\dot{m}_f \cdot v_s}{\dot{V}_d}$$

$$\eta_{VR1} = \left(\frac{0,8639 \cdot 0,04917}{166,9} \right) \cdot 3600$$

$$\eta_{VR1} = 0,9162$$

$$RP_1 = \frac{P_d}{P_s}$$

$$RP_1 = \frac{1192}{498,1}$$

$$RP_1 = 2,394$$

Ponto2

$$\dot{m}_{f2} = \frac{\dot{Q}_0}{h_1 - h_4}$$

$$\dot{m}_{f2} = \frac{96,99}{409,1 - 252,0}$$

$$\dot{m}_{f2} = 0,6174 \text{ [kg / s]}$$

$$\eta_{VR2} = \frac{\dot{m}_f \cdot v_s}{\dot{V}_d}$$

$$\eta_{VR2} = \left(\frac{0,6174 \cdot 0,05766}{166,9} \right) \cdot 3600$$

$$\eta_{VR2} = 0,7679$$

$$RP_2 = \frac{P_d}{P_s}$$

$$RP_2 = \frac{1943,0}{421,9}$$

$$RP_2 = 4,606$$

Assim, com esses valores calculados tem-se o gráfico como mostrado na Figura 58.

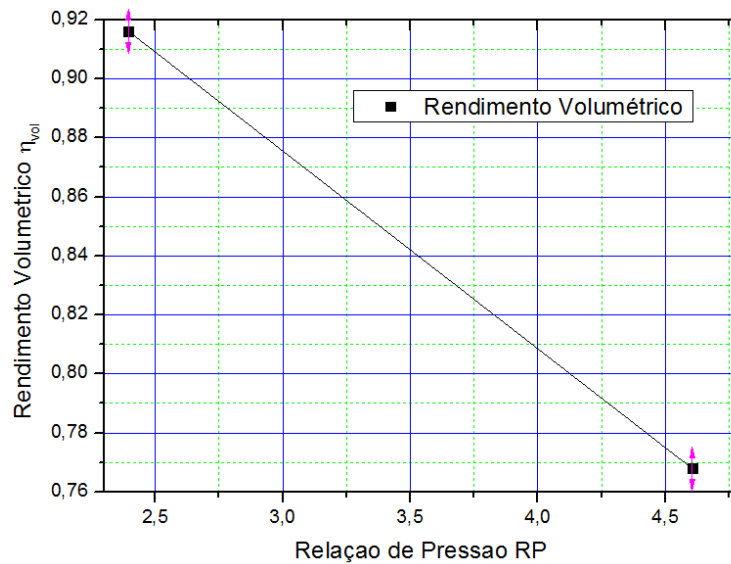


Figura 58: Curva rendimento volumétrico compressor.

Após uma regressão linear, obtém-se a seguinte Equação 94:

$$\eta_{VR} = 1,0767 - 0,06704 \cdot RP \quad (94)$$

Fazendo o cálculo da relação de pressão para os dados do projeto, tem-se:

$$RP_p = \frac{P_d}{P_s}$$

$$RP_p = \frac{1610}{387,3}$$

$$RP_p = 4,158$$

Agora, com o valor calculado e a fórmula obtida pela regressão linear, obtem-se:

$$\eta_{VR} = 1,00767 - 0,06704 \cdot 4,158$$

$$\eta_{VR} = 0,798$$

$$\dot{m}_{fp} = \frac{\dot{V}_d \cdot \eta_{VRp}}{v_{5p}} = \frac{166,9 \cdot 0,798}{0,06248} = 2131,56 [kg / h]$$

$$\dot{m}_{fp} = 0,5921 [kg / s]$$

Sendo a capacidade frigorífica de projeto de $Q_o=83141$ [kcal/h] e a massa de fluido refrigerante necessária de $0,5821$ [kg/s], com isso o compressor está $0,60$ % maior que o necessário, portanto, validando a escolha desse modelo de equipamento.

Escolha do Condensador

Sendo o valor do calor rejeitado no condensador real:

$$\dot{Q}_{c,real} = 102183 [kcal / h]$$

Pode-se calcular a capacidade por diferença unitária de temperatura utilizando o valor de ΔT para condensador de acordo com Venturini e Pirani (2005).

$$\Delta T = 10 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$F_{cond,real} = \frac{\dot{Q}_0}{\Delta T} = \frac{102187}{10}$$

$$F_{cond,real} = 10218,7 \text{ [kcal / h}^\circ\text{C]}$$

Assim, com o condensador da marca McQuay, modelo ACC 103, cujos dados estão na Figura 59.

ACC - 10
(Aletas por polegada)

Número de ventiladores		3
Número de fileiras		3
8 Pólos	Modelo ACC103	
	Capacidade R22 Δt 10°C	Kcal/h 102.900
	Vazão de ar	m ³ /h 41.776
	Potência	KW 3,1
	Corrente 220V	A 12,3
	Corrente 380V	A 7,1
	Corrente 440V	A 6,2
	Nível de ruído a 10m	dB(a) 45

Figura 59: Condensador: Disponível em http://www.daikin-mcquay.com.br/products/for_building/mcquay.jsp data de acesso 31/08/2011.

$$Q_{c,catálogo} = 102900 \text{ [kcal / h]}$$

$$\Delta T = 10 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Calcula-se então:

$$F_{cond,catálogo} = \frac{102900}{10}$$

$$F_{cond, catálogo} = 10290,0 [kcal / h^{\circ}C]$$

Assim, o condensador selecionado fornece um valor 0,7 % maior que o necessário e, portanto, validando a escolha desse modelo de equipamento.

Escolha da Válvula de Expansão

Segundo os cálculos de projeto, é necessário um total de 27,3 [TR] de capacidade frigorífica no evaporador. Do catálogo da Danfoss, escolheu-se uma válvula de expansão termostática com equalização externa modelo TE20-01.

R22

Válvula	Capacidade nominal Gama N: -40 a 10°C kW ¹⁾	Capacidade nominal Gama B: -60 a -25°C kW ¹⁾	N.º	Códigos ²⁾
TEX 20-30	108.0	70.0	01	067B2172

Tipo de válvula / Orifício	Temp. cond. ³⁾ [°C]	Capacidade em [kW]				
		Temp. de evaporação [°C]				
		-35	-30	-10	0	5
TE20 / 01	25	60	67	90	96	95
TE20 / 01	35	65	72	99	109	112
TE20 / 01	45	69	76	105	118	122
TE20 / 01	55	70	78	109	122	128

- ¹⁾ A capacidade nominal baseia-se em:
 Temperatura de evaporação $t_e = 5^{\circ}C$ para a gama N e $t_e = -30^{\circ}C$ para a gama B,
 Temperatura de condensação $t_c = 32^{\circ}C$
 Temperatura do refrigerante a montante da válvula $t_1 = 28^{\circ}C$
- ²⁾ Os números de código a negrito normalmente encontram-se em stock.

Figura 60: válvula de expansão: Disponível em

<http://www.inmar.com.br/caldeiras/proddanfossvalv.html> data de acesso 31/08/2011.

Com esses dados de catálogo pode-se calcular sua constante Ka e verificar se a válvula fornece a vazão de fluido frigorífico solicitada para o superaquecimento de projeto.


```

"
"
"
SUBRESFRIAMENTO
"
Function DTSR_função(DELTA_cond) " Função calcula o subresfriamento em função da diferença de
temperatura no condensador DELTA_cond=T_ccal-T_ar "
If (DELTA_cond=>8) Then
DTSR:=6
{EndIf}
Else
DTSR:=0,5*DELTA_cond -2
EndIf
DTSR_função:= DTSR
End
"
"
"
"
"
"
"
PROCEDIMENTO DE EQUILÍBRO
"
"
"
"
"
"
"
PROCEDURE Equilíbrio
(a_1;a_2;a_3;a_4;b_1;b_2;b_3;c_1;c_2;c_3;F_cond;F_evap;PC_b;PC_a;V_d;P_molaSS;P_molaOS
;T_ar; T_cam;T_oest;T_cest;DTSA_est;DTSR_est :erroT_o;erroT_c;erroDTSA;erroDTSR; T_ocal; T_ccal;
DTSA_cal; DTSR_cal ; m_f; m_fmax;
COP;P_d;P_s;RP;Q_o;Q_c;W_comp;W_elet;eta_isent;eta_vol;T_1;h_1;s_1;T_2;h_2;s_2;T_3;h_3;s_3;T_4;h_4
;s_4;EF;ER;EC; ET_1; EP_1; E_1c;S; ET_2; EP_2; ET_3; EP_3; E_3c; ET_4; E_4b; EP_4; E_p)
"
"
"
"
"
"
"
PROCEDIMENTO (INÍCIO)
"
"
"
"
"
"
"
"
CÁLCULO DE PROPRIEDADES
"
"
If( (T_oest>90) or (T_oest<-90)) Then
T_oest:=-7,7
Else
T_oest:=T_oest
EndIf
P_s=pressure(R22;T=T_oest;x=0) "Pressão de vaporização em função da saturação (liquido) em T_o em kPa "
P_1=P_s*PC_b "Pressão no ponto 1 em kPa "
P_4=P_s "Pressão no ponto 4 em kPa "
If( (T_cest>90) or (T_cest<-90)) Then
T_cest:=42
Else
T_cest:=T_cest
EndIf
P_d=pressure(R22;T=T_cest;x=1) "Pressão de condensação em função da saturação (Vapor) em T_c em kPa "
P_3=P_d*PC_a "Pressão no ponto 3 em kPa "
P_2=P_d "Pressão no ponto 2 em kPa "
RP=P_d/(P_s*PC_b) " Relação de compressão (P_d e P_s)"
eta_isent=((a_1+a_2*RP+a_3*(RP^2)+a_4*(RP^3))/100) "Rendimento isentrópico do compressor em função da
relação de pressão RP"
T_1=T_oest+DTSA_est "Temperatura na saída do evaporador T1"
If( (T_1>90) or (T_1<-90)) Then
T_1:=0,3
Else

```

```

T_1:=T_oest+DTSA_est
EndIf
v_s=volume(R22;T=(T_1);P=P_s*PC_b) " Volume específico na sucção do compressor em função de T_1 e P_s em m3/kg"
h_1=enthalpy(R22;T=(T_1);P=P_s*PC_b) " Entalpia específica na sucção do compressor em função de T_1 e P_s em kJ/kg"
s_1=entropy(R22;T=(T_1);P=P_s*PC_b) "Entropia específica na sucção do compressor em função de T_1 e P_s em kJ/kg K"
h_2_isent=enthalpy(R22;S=s_1;P=P_d) " Entalpia específica na descarga do compressor em função de P_s e da compressão isentrópica em kJ/kg"
T_3=T_cest - DTSR_est "Temperatura na saída do condensador T3"
If( (T_3>90) or (T_3<-90)) Then
T_3:=36
Else
T_3:=T_cest - DTSR_est
EndIf
h_3=enthalpy (R22;T=(T_3);P=P_d*PC_a) " Entalpia específica na entrada do compressor em função de T_3 em kJ/kg"
s_3=entropy(R22;T=( T_3);P=P_d*PC_a) "Entropia específica na sucção do compressor em função de T_1 e P_s em kJ/kg K"
h_4=h_3 " Entalpia específica na entrada do evaporador em função da expansão isentálpica da válvula termostática em kJ/kg"
DEN3=density (R22;T=(T_3);P=P_d*PC_a) "Massa específica no ponto 3 saída do condensador e entrada do dispositivo de expansão"
h_2=((h_2_isent-h_1)/eta_isent)+h_1 "Obtenção da entalpia real do ponto 2 com o rendimento isentópico do compressor"
T_2= temperature(R22;h=h_2;P=P_d) "Temperatura real na saída do compressor T2 em °C"
s_2=entropy(R22;h=( h_2);P=P_d) "Entropia específica na saída do dispositivo de expansão em kJ/kg K"
T_2_isent= temperature(R22;h=h_2_isent;P=P_d) "Temperatura teórica na saída do compressor T2 em °C"
T_4= temperature(R22;h=h_4;P=P_s) "Temperatura na saída do dispositivo de expansão T4 em °C"
s_4=entropy(R22;h=( h_4);P=P_s) "Entropia específica na saída do dispositivo de expansão em kJ/kg K"
" DETERMINAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DE EQUILÍBRIO DO SISTEMA"
eta_vol=(b_1+b_2*(RP)+b_3*(RP)^2) "Rendimento volumétrico do compressor"
m_f=((V_d*eta_vol)/(v_s)) " Vazão mássica de fluido refrigerante fornecida pelo compressor "
" DETERMINAÇÃO DA CAPACIDADE FRIGORÍFICA E TEMPERATURA DE VAPORIZAÇÃO DE EQUILÍBRIO DO SISTEMA "
Q_o=m_f*(h_1-h_4) "Capacidade frigorífica do sistema em kJ/s"
EF=(h_1-h_4) "Efeito frigorífico em kJ/kg"
T_ocal=T_cam-(Q_o/F_evap) " Temperatura de vaporização calculada"
erroT_o=abs((T_oest-T_ocal)/(T_oest+273,15)) "Cálculo do erro da temperatura de vaporização"
"=====
"=====
"DETERMINAÇÃO DO CALOR REJEITADO PELO CONDENSADOR E TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO DE EQUILÍBRIO DO SISTEMA"
"=====
"=====
Q_c=m_f*(h_2-h_3) "Calor rejeitado no condensador em kJ/s"
ER=(h_2-h_3) "Efeito de rejeição de calor em kJ/kg"
T_ccal=T_ar+(Q_c/F_cond) " Temperatura de condensação calculada"
erroT_c=abs((T_cest-T_ccal)/T_cest) "Cálculo do erro da temperatura de condensação"
" DETERMINAÇÃO DO TRABALHO ISENTRÓPICO DE EQUILÍBRIO DO SISTEMA"
W_comp=m_f*(h_2-h_1) "Trabalho real de compressão em kJ/s"
EC=(h_2-h_1) "Efeito de compressão em kJ/kg"
" SUPERAQUECIMENTO"
DELTA_P = P_d - P_s " Salto de pressão (Diferença entre as pressões de descarga e sucção) "
Ka= (c_1+c_2* T_oest+c_3* T_oest^2) "Cálculo da constante da válvula"
m_fmax=Ka*(sqrt(abs(2*DEN3*DELTA_P*1000))) "Vazão mássica máxima fornecida pela válvula "
" Cálculo do superaquecimento para o sistema com os valores das condições de mola fixo obtidos anteriormente através da regulação da mesma "
T_bulbo_SS_cal =temperature(R22;P=(P_s+P_molaSS);x=1) "Temperatura de bulbo de abertura mínima para o sistema"
DTSA_SS_cal=T_bulbo_SS_cal - T_ocal "Superaquecimento mínimo do sistema"
T_bulbo_OS_cal=temperature(R22;P=(P_s+P_molaOS);x=1) "Temperatura de bulbo de abertura máxima para o sistema"
DTSA_max_cal=T_bulbo_OS_cal - T_ocal "Superaquecimento máximo do sistema"
DTSA_OS_cal=DTSA_max_cal- DTSA_SS_cal "Superaquecimento dinâmico do sistema"
DTSA_cal=(m_f/m_fmax)*DTSA_OS_cal + DTSA_SS_cal "Superaquecimento operacional do sistema"

```

```

erroDTSA=abs((DTSA_est-DTSA_cal)/DTSA_est) "Cálculo do erro do superaquecimento"
"
DELTA_cond=T_ccal-T_ar "Diferença de temperatura no condensador entrada da função"
DTSR_cal=DTSR_função(DELTA_cond) "Chamada da função para o cálculo do subresfriamento"
"
erroDTSR=abs((DTSR_est-DTSR_cal)/DTSR_est) "Cálculo do erro do subresfriamento"
"
"
" COEFICIENTE DE PERFORMANCE DO SISTEMA"
"
COP=Q_o/W_comp "Coeficiente de performance do sistema"
"
" VERIFICAÇÃO DA PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA
"
SOMATORIO_ENERGIA= Q_o + W_comp - Q_c "Primeira lei da termodinâmica"
"
" TRABALHOELÉTRICO"
"
eta_mec=0,9 "Rendimento mecânico"
eta_elet=0,9 "Rendimento elétrico"
W_elet=W_comp/(eta_mec*eta_elet) "Energia elétrica de alimentação do compressor"
"
" EXERGIA NOS PONTOS DO SISTEMA"
"
" CONDIÇÕES DE REFERÊNCIA (ESTADO MORTO)"
"
T_0=20 [°C] "Temperatura de referência em °C"
P_0=100 [kPa] "Pressão de referência em kPa"
h_0=enthalpy (R22;T=(T_0);P=P_0) " Entalpia específica de referência estado morto em kJ/kg"
s_0=entropy(R22;T=( T_0);P=P_0) "Entropia específica de referência estado morto em kJ/kg K"
"
" EXERGIA DOS PONTOS DO CICLO FRIGORÍFICO
"
E_0=m_f*((h_0-h_0)-( (T_0+273,15)*(s_0-s_0))) "Exergia total de referência estado morto"
h_0_M=enthalpy (R22;T=(T_0);P=P_0) "Entalpia de pressão ou mecânica do estado morto"
s_0_M=entropy(R22;T=( T_0);P=P_0) "Entropia de pressão ou mecânica do estado morto"
E_0T=m_f*((h_0-h_0_M)-( (T_0+273,15)*(s_0-s_0_M))) "Exergia de temperatura do estado morto"
E_0P=m_f*((h_0_M-h_0)-( (T_0+273,15)*(s_0_M-s_0))) "Exergia de pressão ou mecânica do estado morto"
"
E_0P_P=E_0-E_0T "Exergia de pressão ou mecânica do estado morto (CONFIRMAÇÃO)"
E_1=m_f*((h_1-h_0)-( (T_0+273,15)*(s_1-s_0))) "Exergia total do ponto 1"
h_1_M=enthalpy (R22;T=(T_0);P=P_1) "Entalpia de pressão ou mecânica do ponto 1"
s_1_M=entropy(R22;T=( T_0);P=P_1) "Entropia de pressão ou mecânica do ponto 1"
E_1T=m_f*((h_1-h_1_M)-( (T_0+273,15)*(s_1-s_1_M))) "Exergia de temperatura do ponto 1"
E_1P=m_f*((h_1_M-h_0)-( (T_0+273,15)*(s_1_M-s_0))) "Exergia de pressão ou mecânica do ponto 1"
E_1P_P=E_1-E_1T "Exergia de pressão ou mecânica do ponto 1 (CONFIRMAÇÃO)"
"
E_2=m_f*((h_2-h_0)-( (T_0+273,15)*(s_2-s_0))) "Exergia total do ponto 2"
h_2_M=enthalpy (R22;T=(T_0);P=P_2) "Entalpia de pressão ou mecânica do ponto 2"
s_2_M=entropy(R22;T=( T_0);P=P_2) "Entropia de pressão ou mecânica do ponto 2"
E_2T=m_f*((h_2-h_2_M)-( (T_0+273,15)*(s_2-s_2_M))) "Exergia de temperatura do ponto 2"
E_2P=m_f*((h_2_M-h_0)-( (T_0+273,15)*(s_2_M-s_0))) "Exergia de pressão ou mecânica do ponto 2"
E_2P_P=E_2-E_2T "Exergia de pressão ou mecânica do ponto 1 (CONFIRMAÇÃO)"
"
E_3=m_f*((h_3-h_0)-( (T_0+273,15)*(s_3-s_0))) "Exergia total do ponto 3"
h_3_M=enthalpy (R22;T=(T_0);P=P_3) "Entalpia de pressão ou mecânica do ponto 3"

```

$s_{3_M} = \text{entropy}(R22; T=(T_0); P=P_3)$ "Entropia de pressão ou mecânica do ponto 3"
 $E_{3T} = m_f * ((h_{3_h_{3_M}} - (T_0 + 273,15) * (s_{3_s_{3_M}})))$ "Exergia de temperatura do ponto 3"
 $E_{3P} = m_f * ((h_{3_M} - h_{3_0}) - (T_0 + 273,15) * (s_{3_M} - s_{3_0}))$ "Exergia de pressão ou mecânica do ponto 3"
 $E_{3P_P} = E_{3P} - E_{3T}$ "Exergia de pressão ou mecânica do ponto 1 (CONFIRMAÇÃO)"

$E_{4M} = m_f * ((h_{4_h_{4_0}} - (T_0 + 273,15) * (s_{4_s_{4_0}})))$ "Exergia total do ponto 4"
 $h_{4_M} = \text{enthalpy}(R22; T=(T_0); P=P_4)$ "Entalpia de pressão ou mecânica do ponto 4"
 $s_{4_M} = \text{entropy}(R22; T=(T_0); P=P_4)$ "Entropia de pressão ou mecânica do ponto 4"
 $E_{4T} = m_f * ((h_{4_h_{4_M}} - (T_0 + 273,15) * (s_{4_s_{4_M}})))$ "Exergia de temperatura do ponto 4"
 $E_{4P} = m_f * ((h_{4_M} - h_{4_0}) - (T_0 + 273,15) * (s_{4_M} - s_{4_0}))$ "Exergia de pressão ou mecânica do ponto 4"
 $E_{4P_P} = E_{4P} - E_{4T}$ "Exergia de pressão ou mecânica do ponto 4 (CONFIRMAÇÃO)"

" EXERGIA NOS COMPONENTES DO SISTEMA"

" ANÁLISE EXERGÉTICA NO COMPRESSOR"

$ETT_{1} = E_{2} - E_{1}$ "Exergia total"
 $ET_{1} = E_{2T} - E_{1T}$ "Exergia de temperatura"
 $EP_{1} = E_{2P} - E_{1P}$ "Exergia de pressão ou mecânica"
 $E_{1c} = m_f * (T_0 + 273,15) * (s_{2} - s_{1})$ "Exergia da entropia (Neguentropia ou Negaentropia)"

" ANÁLISE EXERGÉTICA NA VÁLVULA DE EXPANSÃO"

$ETT_{3} = E_{3} - E_{4}$ "Exergia de total"
 $ET_{3} = E_{4T} - E_{3T}$ "Exergia de temperatura"
 $EP_{3} = E_{3P} - E_{4P}$ "Exergia de pressão ou mecânica"
 $E_{3c} = m_f * (T_0 + 273,15) * (s_{4} - s_{3})$ "Exergia da entropia (Neguentropia ou Negaentropia)"

" ANÁLISE EXERGÉTICA NO CONDENSADOR"

$ETT_{2} = E_{2} - E_{3}$ "Exergia total"
 $ET_{2} = E_{2T} - E_{3T}$ "Exergia de temperatura"
 $EP_{2} = E_{2P} - E_{3P}$ "Exergia de pressão ou mecânica"
 $S = m_f * (s_{2} - s_{3}) * (T_0 + 273,15)$ "Exergia da entropia (Neguentropia ou Negaentropia)"
 $Q_{\text{cond}} = \text{FCXEXERGIA} = Q_c * (1 - ((T_0 + 273,15) / (T_{\text{ccal}} + 273,15)))$ "Exergia de fluxo de calor"

" ANÁLISE EXERGÉTICA NO EVAPORADOR"

$ETT_{4} = E_{4} - E_{1}$ "Exergia total"
 $ET_{4} = E_{4T} - E_{1T}$ "Exergia de temperatura"
 $EP_{4} = E_{4P} - E_{1P}$ "Exergia de pressão ou mecânica"
 $E_{4b} = m_f * (T_0 + 273,15) * (s_{1} - s_{4})$ "Exergia da entropia (Neguentropia ou Negaentropia)"
 $Q_{\text{evap}} = \text{FCXEXERGIA} = -Q_o * (1 - ((T_0 + 273,15) / (T_{\text{ocal}} + 273,15)))$ "Exergia de fluxo de calor"
 $E_p = Q_{\text{evap}} = \text{FCXEXERGIA}$ "Exergia do 'produto da instalação' capacidade frigorífica"

" EXERGIA DESTRUÍDA NOS COMPONENTES"

" EXERGIA DOS PONTOS DO CICLO FRIGORÍFICO"

$B_0 = m_f * (h_0 - ((T_0 + 273,15) * s_0))$ "Exergia de referência"
 $B_1 = m_f * (h_1 - ((T_0 + 273,15) * s_1))$ "Exergia do ponto 1"
 $B_2 = m_f * (h_2 - ((T_0 + 273,15) * s_2))$ "Exergia do ponto 2"
 $B_3 = m_f * (h_3 - ((T_0 + 273,15) * s_3))$ "Exergia do ponto 3"
 $B_4 = m_f * (h_4 - ((T_0 + 273,15) * s_4))$ "Exergia do ponto 4"

" EXERGIA DESTRUÍDA COMPRESSOR"

$B_{\text{des_comp}} = W_{\text{elet}} - (B_2 - B_1)$ "Exergia destruída no compressor"


```

"=====
" EXERGIA DESTRUÍDA CONDENSADOR"
"=====
B_des_cond= (B_2-B_3) -Q_c*(1-((T_0+273,15)/(T_ar+273,15))) "Exergia destruída no condensador"
"=====
" EXERGIA DESTRUÍDA EVAPORADOR"
"=====
B_des_evap= (B_4-B_1) - Q_o*(1-((T_0+273,15)/(T_ocal+273,15))) "Exergia destruída no evaporador"
"=====
" EXERGIA DESTRUÍDA DISPOSITIVO DE EXPANSÃO"
"=====
B_des_dis=m_f*((T_0+273,15)*(s_4-s_3)) "Exergia destruída no dispositivo de expansão"
"=====
B_des_total=B_des_comp+B_des_cond+B_des_evap+B_des_dis "Exergia total destruída no sistema"
"=====
" EFICIÊNCIA EXERGÉTICA"
"=====
eta_II= (B_4-B_1)/ W_elet "Rendimento exerético ou de segunda lei"
"=====
$EXPORT ' THERMALEQUILIBRIUM.CSV ' T_ar T_cam P_d P_s T_ocal T_ccal RP Q_o Q_c m_f m_fmax
W_comp
eta_isent eta_vol W_elet DTSA_cal DTSR_cal COP P_1 T_1 h_1 s_1 P_2 T_2 h_2 s_2 P_3 T_3 h_3 s_3 P_4
T_4
h_4 s_4 DEN3 Ka v_s EF ER EC
$EXPORT ' PARAMETROFLOWEXERGY.CSV ' T_ar T_cam Q_o Q_c W_comp T_ocal T_ccal P_d P_s
DTSA_cal
DTSR_cal m_f COP T_1 h_1 s_1 T_2 h_2 s_2 T_3 h_3 s_3 T_4 h_4 s_4
$EXPORT ' PARAMETROSEXERGYLOSS.CSV ' T_ar T_cam Q_o Q_c W_comp T_ocal T_ccal P_d P_s
DTSA_cal
DTSR_cal m_f COP T_1 h_1 s_1 T_2 h_2 s_2 T_3 h_3 s_3 T_4 h_4 s_4
$EXPORT ' FLOWEXERGY.CSV ' ET_1 EP_1 E_1c W_elet S ET_2 EP_2 ET_3 EP_3 E_3c ET_4 E_4b EP_4
E_p
$EXPORT ' EXERGIALOSS.CSV ' T_ar T_cam T_ocal T_ccal DTSA_cal DTSR_cal m_f COP Q_o Q_c W_comp
W_elet
B_des_comp B_des_cond B_des_evap B_des_dis B_des_total eta_II
"=====
END "(FIM)"
"=====
" CHAMADA DO PROCEDIMENTO DE EQUILÍBRO COM VARIÁVEIS DE ENTRADA
"=====
T_cam=-2[°C] "Temperatura da câmara frigorífica"
T_ar=32 [°C] "Temperatura do ar externo ou temperatura externa"
"=====
" TROCADORES DE CALOR"
"=====
V_ar_evap= 31,083 [m3/s] " Vazão de ar dos ventiladores no evaporador [m3/s] " "5
VENTILADORES 31,083 24,866 18,650 12,433 2,217 0 "
V_ar_cond = 11,604 [m3/s] " Vazão de ar dos ventiladores no condensador [m3/s]" "3
VENTILADORES 11,604 7,736 3,868 0 "
F_evap=(3,61+0,70929*V_ar_evap-0,00787*V_ar_evap^2)"Fator de troca de calor do evaporador[kJ/s °C]"
F_cond=(2,39+1,21441*V_ar_cond-0,03351*V_ar_cond^2) "Fator de troca de calor do condensador[kJ/s °C]"
"=====
" Perda de carga nos trocadores de calor"
PC_b =0,98 "Perda de carga de 10 % da pressão dos nos trocadores de calor "
PC_a = 0,98 "Perda de carga de 10 % da pressão dos nos trocadores de calor "
"=====
" COMPRESSOR"
"=====
V_d=0,046361111 [m3/s] "Volume deslocado do compressor " " 8
CILINDROS (7) 0,040565972 (6)0,034770833 (5)0,028975694 (4)0,023180555 (3)0,017385416 (2
0,011590277 (1)0,005795138 (0)0"
"=====
" Rendimento isentrópico"
"=====
"eta_isent=(a_1+a_2*RP+a_3*(RP^2)+a_4*(RP^3))/100 Rendimento isentrópico do compressor em função da
relação de
pressão RP"

```

a_1=54,52044
a_2=17,54895
a_3=-3,45423
a_4=0,18799

"Rendimento volumétrico"

" $\eta_{vol} = b_1 + b_2(RP) + b_3(RP)^2$ Rendimento volumétrico do compressor"

b_1=1,04944
b_2=-0,06817
b_3=0,00174

"DISPOSITIVO DE EXPANSÃO"

"Pressão de mola máxima e mínima para condições à temperatura de referência"

P_molaSS=33,23*1,20 "Pressão de mola mínima (Regulagem da válvula)"

P_molaOS=142,9*1,20 "Pressão de mola máxima (Regulagem da válvula)"

" $Ka = (c_1 + c_2 * T_{oest} + c_3 * T_{oest}^2)$ Cálculo da constante da válvula"

c_1=0,0000213409
c_2=0,000000490109
c_3=-0,0000000337818

CALL

Equilíbrio(a_1;a_2;a_3;a_4;b_1;b_2;b_3;c_1;c_2;c_3;F_cond;F_evap;PC_b;PC_a;V_d;P_molaSS;P_molaOS;T_ar; T_cam

;T_oest;T_cest;DTSA_est;DTSR_est:0,0001;0,001;0,001;0,001;Tocal; T_ccal; DTSA_cal; DTSR_cal ; m_f;

m_fmax; COP;P_d

;P_s;RP;Q_o;Q_c;W_comp;

W_elet;eta_isent;eta_vol;T_1;h_1;s_1;T_2;h_2;s_2;T_3;h_3;s_3;T_4;h_4;s_4;EF;ER;EC; ET_1;

EP_1; E_1c ;S; ET_2; EP_2; ET_3; EP_3; E_3c; ET_4; E_4b; EP_4; E_p) "Chamada do procedimento com a

imposição dos erros de T_o;T_c;DTSA e DTSR "

"EQUACIONAMENTO TERMOECONÔMICO"

"CUSTOS EXERGÉTICOS DE CADA FLUXO DA ESTRUTURA PRODUTIVA "

E_1c_ast+W_elet_ast-ET_1_ast-EP_1_ast=0 "COMPRESSOR"

ET_2_ast+EP_2_ast-S_ast=0 "CONDENSADOR"

EP_3_ast+E_3c_ast-ET_3_ast=0 "DISPOSITIVO DE EXPANSÃO"

ET_4_ast+EP_4_ast+E_4b_ast-E_p_ast=0 "EVAPORADOR"

EP_1_ast-EP_2_ast-EP_3_ast-EP_4_ast=0 "PONTO 5"

ET_1_ast+ET_3_ast-ET_2_ast-ET_4_ast=0 "PONTO 6"

S_ast-E_3c_ast-E_1c_ast-E_4b_ast=0 "PONTO 7"

EP_2_ast*EP_2_ast-EP_4_ast*EP_4_ast=0 "CONSIDERAÇÃO"

EP_2_ast*EP_2_ast-EP_3_ast*EP_3_ast=0 "CONSIDERAÇÃO"

ET_1_ast*ET_1_ast-EP_1_ast*EP_1_ast=0 "CONSIDERAÇÃO"

ET_2_ast*ET_2_ast-ET_4_ast*ET_4_ast=0 "CONSIDERAÇÃO"

(1/E_1c)*E_1c_ast-(1/E_3c)*E_3c_ast=0 "CONSIDERAÇÃO"

(1/E_1c)*E_1c_ast-(1/E_4b)*E_4b_ast=0 "CONSIDERAÇÃO"

1*W_elet_ast=W_elet "CONSIDERAÇÃO"

"CUSTOS EXERGÉTICOS UNITÁRIOS DE CADA FLUXO DA ESTRUTURA PRODUTIVA "

k_1a_ast=ET_1_ast/ET_1 "Custo exergético unitário"

k_1b_ast=EP_1_ast/EP_1 "Custo exergético unitário"

k_1c_ast=E_1c_ast/E_1c "Custo exergético unitário"

k_1d_ast=W_elet_ast/W_elet "Custo exergético unitário"

k_2a_ast=S_ast / S "Custo exergético unitário"

k_2b_ast=ET_2_ast/ET_2 "Custo exergético unitário"

k_2c_ast=EP_2_ast/EP_2 "Custo exergético unitário"

k_3a_ast=EP_3_ast/EP_3 "Custo exergético unitário"

k_3b_ast=ET_3_ast/ET_3 "Custo exergético unitário"

k_3c_ast=E_3c_ast/E_3c "Custo exergético unitário"

k_4a_ast=ET_4_ast/ET_4 "Custo exergético unitário"

k_4b_ast=E_4b_ast/E_4b "Custo exergético unitário"

k_4c_ast=EP_4_ast/EP_4 "Custo exergético unitário"

k_4d_ast=E_p_ast/E_p "Custo exergético unitário"

" CONSUMO EXERGÉTICO UNITÁRIO DOS COMPONENTE

" COMPRESSOR"

$(E_{1c} + W_{elet}) / (ET_1 + EP_1)$ "Consumo exergético unitário"

$P_{compressor} = ET_1 + EP_1$ " Produto "

$F_{compressor} = E_{1c} + W_{elet}$ "Insumo"

" CONDENSADOR"

$k_{condensador} = (ET_2 + EP_2) / (S)$ "Consumo exergético unitário"

$P_{condensador} = S$ " Produto "

$F_{condensador} = ET_2 + EP_2$ "Insumo"

" EVAPORADOR"

$k_{evaporador} = (ET_4 + E_{4b} + EP_4) / (E_p)$ "Consumo exergético unitário"

$P_{evaporador} = E_p$ " Produto "

$F_{evaporador} = ET_4 + E_{4b} + EP_4$ "Insumo"

" DISPOSITIVO DE EXPANSÃO"

$k_{dispositivo} = (EP_3 + E_{3c}) / (ET_3)$ "Consumo exergético unitário"

$P_{dispositivo} = ET_3$ " Produto "

$F_{dispositivo} = EP_3 + E_{3c}$ "Insumo"

\$EXPORT 'UNITCOST.CSV' k_1a_ast k_1b_ast k_1c_ast k_1d_ast k_2a_ast k_2b_ast k_2c_ast k_3a_ast
k_3b_ast k_3c_ast k_4a_ast k_4b_ast k_4c_ast k_4d_ast k_compressor k_condensador k_evaporador
k_dispositivo P_compressor F_compressor P_condensador F_condensador P_evaporador F_evaporador
P_dispositivo F_dispositivo

\$IMPORT 'UNITCOSTref.CSV' k_1a_ast_ref k_1b_ast_ref k_1c_ast_ref k_1d_ast_ref k_2a_ast_ref k_2b_ast_ref
k_2c_ast_ref k_3a_ast_ref k_3b_ast_ref k_3c_ast_ref k_4a_ast_ref k_4b_ast_ref k_4c_ast_ref k_4d_ast_ref
k_compressor_ref k_condensador_ref k_evaporador_ref k_dispositivo_ref P_compressor_ref F_compressor_ref
P_condensador_ref F_condensador_ref P_evaporador_ref F_evaporador_ref P_dispositivo_ref F_dispositivo_ref

" VARIAÇÃO DO CONSUMO EXERGÉTICO UNITÁRIO CUSTO EXERGÉTICO UNITÁRIO PRODUTO E
INSUMO "

$DELTA_{k_1a_ast} = k_{1a_ast} - k_{1a_ast_ref}$

$DELTA_{k_1b_ast} = k_{1b_ast} - k_{1b_ast_ref}$

$DELTA_{k_1c_ast} = k_{1c_ast} - k_{1c_ast_ref}$

$DELTA_{k_1d_ast} = k_{1d_ast} - k_{1d_ast_ref}$

$DELTA_{k_2a_ast} = k_{2a_ast} - k_{2a_ast_ref}$

$DELTA_{k_2b_ast} = k_{2b_ast} - k_{2b_ast_ref}$

$DELTA_{k_2c_ast} = k_{2c_ast} - k_{2c_ast_ref}$

$DELTA_{k_3a_ast} = k_{3a_ast} - k_{3a_ast_ref}$

$DELTA_{k_3b_ast} = k_{3b_ast} - k_{3b_ast_ref}$

$DELTA_{k_3c_ast} = k_{3c_ast} - k_{3c_ast_ref}$

$DELTA_{k_4a_ast} = k_{4a_ast} - k_{4a_ast_ref}$

$DELTA_{k_4b_ast} = k_{4b_ast} - k_{4b_ast_ref}$

$DELTA_{k_4c_ast} = k_{4c_ast} - k_{4c_ast_ref}$

$DELTA_{k_4d_ast} = k_{4d_ast_ref} - k_{4d_ast_ref}$

$DELTA_{k_compressor} = k_{compressor} - k_{compressor_ref}$

$DELTA_{k_condensador} = k_{condensador} - k_{condensador_ref}$

$DELTA_{k_evaporador} = k_{evaporador} - k_{evaporador_ref}$

$DELTA_{k_dispositivo} = k_{dispositivo} - k_{dispositivo_ref}$

$DELTA_{P_compressor} = P_{compressor} - P_{compressor_ref}$

$DELTA_{F_compressor} = F_{compressor} - F_{compressor_ref}$

$DELTA_{P_condensador} = P_{condensador} - P_{condensador_ref}$

$DELTA_{F_condensador} = F_{condensador} - F_{condensador_ref}$

$DELTA_{P_evaporador} = P_{evaporador} - P_{evaporador_ref}$

$DELTA_{F_evaporador} = F_{evaporador} - F_{evaporador_ref}$

$DELTA_{P_dispositivo} = P_{dispositivo} - P_{dispositivo_ref}$

$DELTA_{F_dispositivo} = F_{dispositivo} - F_{dispositivo_ref}$

\$EXPORT 'UNITCOSTEXERGY.CSV' DELTA_k_compressor DELTA_k_condensador DELTA_k_evaporador

DELTA_k_dispositivo

" ANOMALIA (MALFUNCTION)"

```
MF_compressor=DELTA_k_compressor*P_compressor_ref
MF_condenser= DELTA_k_condensador*P_condensador_ref
MF_evaporador= DELTA_k_evaporador* P_evaporador_ref
MF_dispositivo= DELTA_k_dispositivo*P_dispositivo_ref
$EXPORT 'MALFUNCTION.CSV' MF_compressor MF_condenser MF_evaporador MF_dispositivo
```

" IMPACTO NO COMBUSTÍVEL (INSUMO)"

```
FI_compressor=(k_1c_ast*DELTA_k_compressor*P_compressor_ref) +
(k_1d_ast*DELTA_k_compressor*P_compressor_ref)
FI_condenser= (k_2b_ast*DELTA_k_condensador*P_condensador_ref) +
(k_2c_ast*DELTA_k_condensador*P_condensador_ref)
FI_evaporador=(k_4a_ast*DELTA_k_evaporador*P_evaporador_ref) +
(k_4b_ast*DELTA_k_evaporador*P_evaporador_ref)
+(k_4c_ast*DELTA_k_evaporador*P_evaporador_ref)
FI_dispositivo= (k_3a_ast*DELTA_k_dispositivo*P_dispositivo_ref) +
(k_3c_ast*DELTA_k_dispositivo*P_dispositivo_ref)
$EXPORT 'FUELIMPACT.CSV' FI_compressor FI_condenser FI_evaporador FI_dispositivo
```