

PROJETO DE GRADUAÇÃO

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE DETECÇÃO E DIAGNÓSTICO DE FALHA APLICADO EM UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Por, Marcelo Silva Mourão George Lopes Palmeira Junior

Brasília, 29 de Junho de 2011.

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA UNIVERSIDADE DE BRASILIA Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE DETECÇÃO E DIAGNÓSTICO DE FALHA APLICADO EM UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

POR,

George Lopes Palmeira Junior Marcelo Silva Mourão

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. João M. D. Pimenta, Dr. Sci. App. (Orientador) Prof. Alberto C. G. Diniz, UnB/ ENM Prof. Mário Olavo M. Carvalho, UnB/ ENM

Brasília, 29 de Junho de 2011

Dedicatória(s)

Dedico este trabalho primeiramente a Deus, que sempre está comigo e me dá forças para superar cada obstáculo. Dedico também à minha mãe, ao meu pai e ao meu irmão, que são os meus maiores amigos; e à minha namorada, minha companheira tão amada.

George Lopes Palmeira Junior

Dedico este trabalho a Deus, que sempre esteve ao meu lado, e aos meus pais, que me proporcionaram todo o apoio e as ferramentas necessárias para ser um engenheiro, mas acima de tudo, para ser um bom homem.

Marcelo Silva Mourão

Agradecimentos

Agradeço ao Bom Deus, que sempre esteve ao meu lado nas horas de dificuldade, aos meus pais, parentes, amigos e namorada que entenderam as ausências e que agora partilham as alegrias.

George Lopes Palmeira Junior

Agradeço a Deus, por me proporcionar tantas alegrias e me fortalecer nos momentos de dificuldade, à minha família, que sempre me apoiou para que eu alcançasse meus objetivos e à minha namorada, por entender e reconhecer a importância deste curso.

Marcelo Silva Mourão

O presente trabalho é referente à etapa final da disciplina projeto de graduação realizada no primeiro semestre de 2011. Aqui será desenvolvido um sistema de detecção e diagnóstico de falha aplicável em um sistema de refrigeração por compressão a vapor.

O sistema proposto tem como principais funções auxiliar e otimizar a manutenção de equipamentos. Sua implementação é justificada principalmente por razões econômicas, pois sistemas que operam sem falhas, consomem menos energia, exigem menos manutenção e desempenham melhor sua função.

A metodologia consiste basicamente em alimentar um modelo semi-empírico (que simula as condições de operação do equipamento de refrigeração) com algumas medições experimentais, que, com a formulação adequada e alguns parâmetros construtivos geram uma saída modelada. Essa saída, por sua vez, fornece valores a serem comparadas com a saída do sistema real, que também é alimentado por medições experimentais e representa o comportamento real do equipamento em um dado momento, a diferença entre as duas saídas gera um resíduo, a partir do qual é possível detectar uma falha. Com a falha detectada, um diagnóstico para cada situação deve ser gerado. O programa também reconhece quando o mesmo está desligado ou entrando em um regime permanente de operação.

ABSTRACT

This work is related to the final stage of the graduation project course held in the first half of 2011. Here is developed a model of Fault Detection and Diagnosis (FDD) applicable in a vapor compression refrigeration system.

The proposed system has the main task of assisting and optimizes equipment maintenance. Its implementation is mainly motivated by economic reasons, because systems that operate with no faults consume less energy, require less maintenance and better perform their function.

The methodology basically consists of powering a semi-empirical model (which simulates the operating conditions of refrigeration equipment) with some experimental measurements, which, with proper formulation and some constructive parameters generate a model output. This output, in turn, provides values to be compared with the output of the real system, which is also powered by experimental measurements and represents the actual behavior of the equipment at any given time, the difference between the two outputs generates a residue from which can detect a failure. With the failure detected, a diagnosis for each situation must be generated. The program also recognizes when it is off or going into a steady state of operation.

SUMÁRIO

1	INTRO	DUÇÃO	1
1.1	OE	STUDO PROPOSTO E SUA IMPORTÂNCIA	1
1.2	RE	VISÃO BIBLIOGRÁFICA (ESTADO-DA-ARTE)	2
1.3	OB	JETIVO	8
1.4	ME	TODOLOGIA	8
1.5	ES	TRUTURA DO TRABALHO	9
2	O CICL	O DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR	10
2.1	CIC	LO DE COMPRESSÃO A VAPOR	10
	2.1.1	ÍNDICE DE DESEMPENHO DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO	11
2.2	CIC	LO PADRÃO DE COMPRESSÃO A VAPOR	13
2.3	CIC	LO REAL DE COMPRESSÃO A VAPOR	15
2.4	AS	PECTOS GERAIS SOBRE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	16
	2.4.1	APLICAÇÕES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	17
	2.4.2	FALHAS TÍPICAS EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	18
3	DETEC	ÇÃO E DIAGNÓSTICO DE FALHA	24
3.1	AS	PECTOS GERAIS	24
3.2	FU	NDAMENTOS	25
3.3	DE	FINIÇÕES IMPORTANTES	27
3.4	MC	DELOS	30
3.5	ΤÉ	CNICAS DE DIAGNÓSTICO	31
	3.5.1	TÉCNICAS BASEADAS EM MODELOS DE PROCESSOS	31
	3.5.1.1	MODELOS CASUAIS QUALITATIVOS	31
	3.5.1.2	MODELOS QUANTITATIVOS	32
	3.5.2	TÉCNICAS BASEADAS NO HISTÓRICO DO PROCESSO	32
	3.5.2.1	MÉTODOS QUALITATIVOS	32
	3.5.2.2	MÉTODOS QUANTITATIVOS	33
3.6	PA	SSOS DA DETECÇÃO E DIAGNÓSTICO DE FALHA	34
	3.6.1	DETECÇÃO DE FALHA	34
	3.6.2	DIAGNÓSTICO DE FALHA	34
	3.6.3	AVALIAÇÃO DE FALHAS / REAÇÃO	35
4	MODEL	AGEM DO SISTEMA	37
4.1	PR	INCIPAIS COMPONENTES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	37

4.2	MO	DELAGEM MATEMÁTICA DOS COMPONENTES	39
	4.2.1	COMPRESSOR	39
	4.2.2	CONDENSADOR	42
	4.2.2.1	EFETIVIDADE DO CONDENSADOR	42
	4.2.2.2 CONDE	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO	43
	423	DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	40
	424		48
	4241		48
	4.2.4.2 EVAPO	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO RADOR	48
	4.2.5	FLUIDO REFRIGERANTE	50
5	DESEN		51
5.1	DEI	FINIÇÃO DO MODELO DE DDF	51
5.2	МО	DELO DE DETECÇÃO DE FALHA	51
5.3	МО	DELO DE DIAGNÓSTICO DE FALHA	56
5.4	MÉ	TODO DE AVALIAÇÃO DE FALHA E REAÇÃO	57
5.5	DE	SENVOLVIMENTO DE UM MODELO SEMI-EMPÍRICO	58
	5.5.1	ANÁLISE DE PROPOSTAS ANTERIORES	58
6	MODEL	O DE DDF DESENVOLVIDO	69
6.1	MO	DELO SEMI-EMPÍRICO ADOTADO	69
6.2	EQ	UACIONAMENTO DO MODELO	70
6.3	CA	RACTERÍSTICAS DO SISTEMA	72
6.4	ME	TODOLOGIA DE MONITORAMENTO	73
6.5	INS	TRUMENTAÇÃO	76
	6.5.1	TEMPERATURA	77
	6.5.2	PRESSÃO	78
	6.5.3	POTÊNCIA	79
	6.5.4	MÓDULOS DE AQUISIÇÃO DE SINAIS	80
	6.5.5	SOFTWARE	81
7	O PROC	GRAMA DE DDF	82
7.1	INT	RODUÇÃO	82
7.2	OB	TENÇÃO DOS DADOS PARA GERAÇÃO DO RESÍDUO	84
7.3	FUI	NCIONAMENTO	87
	7.3.1	COMPRESSOR DESLIGADO	87
	7.3.2	COMPRESSOR LIGADO	88

	7.3.2.1	REGIME TRANSIENTE	
	7.3.2.2	REGIME PERMANENTE	
7.4	DE	TECÇÃO E DIAGNÓSTICO DE FALHAS	
7.5	RE	SULTADOS	90
	7.5.1	COMPRESSOR E SISTEMAS DESLIGADOS	91
	7.5.2	SISTEMA LIGADO E COMPRESSOR DESLIGADO	92
	7.5.3	FALHA NO SISTEMA ELÉTRICO	93
	7.5.4	FALHA NO CONDENSADOR	94
	7.5.5	FALHA NO EVAPORADOR	95
7.6	CC	NCLUSÕES ACERCA DO PROGRAMA DESENVOLVIDO	97
8	CONCL	.USÃO	
8.1	1 CONCLUSÕES FINAIS		98
8.2	2 PROPOSTAS PARA PROJETOS FUTUROS		
RE	FERENC	IAS BIBLIOGRÁFICAS	

LISTA DE FIGURAS

2.1	Representação do ciclo de Carnot	11
2.2	Ciclo de Carnot para exemplificação do COP	12
2.3	Ciclo padrão de compressão a vapor (T-s)	13
2.4	Ciclo padrão de compressão a vapor, refrigerante R22 (P-h)	14
2.5	Ciclo real de compressão a vapor	16
2.6	Aplicações de refrigeração por ciclo de compressão a vapor	17
2.7	Chamadas de serviços de manutenção em URLs, Jia (2002)	23
3.1	Diagrama do funcionamento do sistema de detecção de falhas	24
3.2	Atributos importantes de um sistema DDF	27
3.3	Técnicas de DDF	31
3.4	Exemplo esquemático dos passos de DDF	36
4.1	Representação dos componentes do sistema de refrigeração	37
4.2	Diagrama Pressão x Entalpia do ciclo adotado	38
4.3	Diagrama Pressão x Volume do cilindro de um compressor	40
4.4	Esquema de um condensador a ar (Domanski, 1989)	42
4.5	Comportamento de um condensador resfriado a ar, modelo 36 da "Bohn Heat Transfer Dvision" operando com R22 (Stoecker and Jones, 1985)	43
4.6	Transferência de calor e fator de atrito para um trocador de calor com tubo circular e aleta circular, superfície CF-7.0-5/8J de Kays e London (Incroper and DeWitt, 2002)	o ra 47
4.7	Transferência de calor e fator de atrito para um trocador de calor com tubo circular e aleta contínua, superfície CF-8.0-3/8T de Keys e London (Incrop and DeWitt, 2002)) era 49
5.1	Esquema de funcionamento da detecção de falha	52
5.2	Exemplo de comparação entre dados reais e modelados	52
5.3	Fluxo de dados do modelo semi-empírico	53
5.4	Condição de pico da propriedade, onde não deve haver indicativo de	
	falha	53
5.5	Resíduo com crescimento constante	54
5.6	Resíduo com crescimento repentino e estabilização	54
5.7	Resíduo oscilando entre os limites com amplitude constante	54
5.8	Resíduo oscilando entre os limites com aumento de amplitude	55
5.9	Resíduo com rápido crescimento e retorno	55
5.10	Resíduo com rápido crescimento e retorno gradual	55

5.11	Resíduo oscilando entre os limites com períodos estáveis	56
5.12	Resíduo com crescimentos repentinos seguidos de períodos estáveis	56
5.13	Fluxo dos dados do modelo proposto por Lebrun (1995)	59
5.14	Variação de pressão durante a falha no condensador, Carvalho (2005)	61
5.15	Variação de temperatura durante a falha no condensador, Carvalho	
	(2005)	62
5.16	Fluxo de dados do modelo proposto por Ghobad e Valverde (2007)	64
5.17	Variação do fator de compressibilidade (Bruce H. Mahan. <i>Química</i> : Um cu universitário)	ırso 66
6.1	Esquema do modelo semi-empírico adotado	69
6.2	Representação esquemática do equacionamento do modelo (Parte 1)	70
6.3	Representação esquemática do equacionamento do modelo (Parte 2)	71
6.4	Esquema ilustrativo de um sistema de DDF	72
6.5	Esquema de detecção de falha desenvolvido	72
6.6	Ciclo de operação de um equipamento	74
6.7	Esquema adotado para diferenciação dos regimes transiente e	
	permanente	74
6.8	Esquema de funcionamento do sistema de monitoramento	75
6.9	Esquema de instrumentação para captação de dados advindos de sensor	es
	e transdutores	77
6.10	Exemplo de instalação do poço termométrico	78
6.11	Medição de pressão – (a) Transdutor; (b) Conexão tipo T	79
6.12	Medição de potência – (a) Transdutor de potência; (b) Transformador de	
	corrente	79
6.13	Módulos de aquisição de sinais selecionados – (a) Mod. 8017; (b) 8018;	
	(c) 8520	80
7.1	Interface do programa desenvolvido	83
7.2	Gráfico obtido no programa	83
7.3	Condições de teste padronizadas – CECOMAF	84
7.4	Dados simulados no EES	85
7.5	Gráfico do Coeficiente de performance X Razão de pressão	85
7.6	Gráfico da Eficiência de compressão X Razão de pressão	86
7.7	Especificação do compressor utilizado para os testes	86
7.8	Dados de entrada simulados	87
7.9	Interface do programa ao reconhecer um regime transiente de	
	funcionamento	88

7.10	Dados inseridos como tabelas no LabVIEW	.91
7.11	Interface do programa indicando que o equipamento encontra-se	
	desligado	.92
7.12	Interface do programa com o compressor desligado	.93
7.13	Interface do programa ao acusar uma suposta falha elétrica	.94
7.14	Interface do programa ao detectar uma falha no condensador	.95
7.15	Comportamento das pressões em uma falha no evaporador, Carvalho	
	(2005)	.96
7.16	Interface do programa ao detectar uma falha no evaporador	.96

LISTA DE TABELAS

2.1	Causas para serviço de manutenção em sistemas de ar condicionado, ASHRAE (2000)	.22
2.2	Classificação das falhas pelo custo total do serviço, ASHRAE (2000)	.23
5.1	Exemplo de assinaturas de falhas	.57
5.2	Características das falhas	.62
7.1	Dados de desempenho do sistema fornecido pelo fabricante (Embraco)	.59
7.2	Exemplos de dados de entrada adotados na simulação	.59

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

F	Capacidade por diferença unitária	[kW/K]
g	Gravidade	[m/s²]
G	Fator de proporcionalidade	[kW/K]
G	Vazão mássica	[kg/s.m ²]
G_E	Vazão mássica média	[kg/s.m ²]
h	Coeficiente de convecção	[W/m².K]
h	Entalpia especifica	[kJ/kg]
h_{fg}	Calor latente de vaporização	[kJ/kg]
j _H	Coeficiente de massa adimensional	[-]
k	Condutividade térmica	[W/m.K]
L	Comprimento	[m]
m	Vazão mássica	[kg/s]
р	Pressão	[Pa]
q	Calor trocado	[kJ/kg]
Q	Taxa de calor trocado	[W]
r	Constante do gás	[kJ/kg.K]
Т	Temperatura	[K]
U	Coeficiente global de transferência de calor	[W/m2.K]
V	Vazão volumétrica	[m³/s]
V_s	Taxa de deslocamento do compressor	[m³/s]
Х	Título	[-]
W	Trabalho específico	[kJ/kg]
W	Potência de compressão	[kW]
W_s	Potência de compressão isentrópica	[kW]

Símbolos Gregos

α	Difusividade térmica	[m²/s]
Δ	Variação entre duas grandezas similares	
ρ	Densidade	[m3/kg]
γ	Coeficiente isentrópico	[-]
ζ	Fator de compressibilidade	[-]
μ	Viscosidade	[N.s/m²]
σ	Relação entre a área livre de escoamento e a área front	al do trocador
η_f	Eficiência de uma aleta	[-]
η_0	Eficiência global da superfície	[-]
ν	Volume específico	[m³/kg]

Grupos Adimensionais

Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
Re	Número de Reynolds

Subscritos

1	Entrada do compressor (padrão)
1'	Entrada do compressor (real)
2	Saída do compressor
3	Saída do condensador (padrão)
3'	Saída do condensador (real)
amb	Ambiente
cd	Condensador
ev	Evaporador
e	Entrada
ext	Externo
liq	Líquido
ref	Refrigerante
sub	Sub-resfriamento
sup	Superaquecimento
vap	Vapor

Sobrescritos

•	Variação temporal
-	Valor médio

1 INTRODUÇÃO

Este capítulo retrata aspectos preliminares a respeito dos sistemas de refrigeração e ar condicionado, bem como a importância da aplicação dos sistemas de detecção e diagnóstico de falha neste contexto. Serão retratados também os princípios de funcionamento da detecção e diagnóstico de falha, bem como alguns trabalhos feitos nessa área. Objetivos e metodologia também serão apresentados nesse capítulo.

1.1 O ESTUDO PROPOSTO E SUA IMPORTÂNCIA

Sistemas de Ar condicionado, refrigeração, ventilação e aquecimento (ACRVA) são utilizados em diversos setores, seja na indústria ou no dia a dia da população. Partindo do amplo uso desses e considerando que, por serem sistemas mecânicos, é possível afirmar que consomem energia, apresentam falhas e necessitam de manutenções periódicas. Faz-se necessário então, o uso de um sistema que possa diminuir o gasto de energia, aspecto extremamente relevante no contexto atual; prever falhas, para que o aparato não tenha que parar provocando prejuízos; e facilitar a manutenção periódica indicando os pontos críticos do sistema, facilitando o trabalho do técnico responsável.

Estima-se que de 10 a 25% do consumo total de energia elétrica nos grandes centros empresariais pode ser atribuído aos sistemas ACRVA (Huang et al, 1991). Sabe-se que quando um sistema funciona fora de suas condições ideais, ou seja, com algum tipo de defeito ou até mesmo com alguma falha pequena quase imperceptível, este tende a consumir mais energia e conseqüentemente aumentar o custo de operação.

Tendo em vista todos esses fatores, se fazem importantes o estudo e aplicação de um sistema de detecção e diagnóstico de falha (DDF), que tem como objetivo principal proporcionar maior segurança e economia a sistemas ACRVA.

O processo de DDF envolve a monitoração do estado atual do sistema por meio de leituras feitas por sensores e a comparação destas com um determinado padrão de operação. A diferença encontrada entre as condições ideais calculadas de operação e as condições reais lidas pelo sistema é chamada de desvio ou resíduo. Se o resíduo ultrapassar um limite pré-determinado, um alarme pode ser usado para acusar a falha. Se as falhas puderem ser detectadas, diagnosticadas e eliminadas, o nível de conforto e a confiabilidade do sistema serão melhorados, criando instalações cada vez mais eficientes.

Sabe-se que atualmente a maioria dos problemas nos sistemas ACRVA é descoberta em virtude de reclamações dos ocupantes ou alarmes dos sistemas de automação instalados. Geralmente esses

problemas podem ser evitados por meio de manutenções periódicas intensivas no sistema, contudo esse tipo de manutenção provoca custos excessivos.

Com a utilização de sistemas DDF os diversos tipos de problemas encontrados podem ser resolvidos a custos reduzidos e um melhor rendimento energético do sistema é obtido automaticamente e continuamente devido à monitoração constante da "saúde" do sistema.

1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA (ESTADO-DA-ARTE)

A aplicação de sistemas DDF em sistemas AVAC-R ainda é pouco difundida. Enquanto em diversas áreas da engenharia de equipamentos, como a de manufatura, controle de processos e a automotiva, a literatura sobre DDF é vasta, no campo dos sistemas de refrigeração e ventilação, o seu desenvolvimento ainda é tímido. Ao mesmo tempo, o desenvolvimento de sensores e hardware mais poderosos e a conseqüente redução do seu custo tornam viável a utilização destes sistemas nesta área atualmente.

Um sistema DDF tem como objetivo principal a rápida detecção da falha para que maiores danos ou perdas não ocorram no equipamento. O diagnóstico da causa da falha é importante para auxiliar na tomada de decisão. Isso é possível por meio de um constante monitoramento do sistema. Isermann (1984) propôs um típico processo de operação e manutenção utilizando DDF que pode ser visto como quatro processos distintos. O primeiro passo consiste em monitorar o sistema físico e detectar condições anormais de funcionamento. Quando uma condição anormal é detectada, um diagnóstico de falha é utilizado para identificar a falha e determinar sua causa. Após isso, o terceiro passo consiste em determinar a importância e o tamanho do impacto no desempenho do sistema, em termos do uso de energia, custo, disponibilidade, entre outros indicadores. Por último, uma decisão é tomada de forma a responder a falha, podendo ser uma medida corretiva ou até mesmo nenhuma ação.

Uma das primeiras aplicações de DDF em refrigeradores baseados em um ciclo de compressão à vapor foi feita por McKellar (1987) que identificou falhas básicas em um refrigerador e identificou o efeito dessas nos estados termodinâmicos em vários pontos do ciclo. Concluiu que a pressão (ou temperatura) de sucção, pressão (ou temperatura) de descarga e razão de compressão eram informações suficientes para o desenvolvimento de um sistema de DDF. As falhas consideradas foram: vazamento na válvula do compressor, falhas nos ventiladores (condensador e evaporador), gelo no evaporador, bloqueio parcial do tubo capilar e carga imprópria de refrigerante.

Stallard (1989) desenvolveu um sistema de DDF automatizado, consistindo de um sistema especialista baseado em regras que decodificam o conhecimento utilizado com a verificação de limites tanto para detecção quanto para o diagnóstico. As temperaturas de condensação e de evaporação, na entrada do condensador, e a razão de pressões foram usadas diretamente como características de classificação. As falhas eram detectadas e diagnosticadas comparando-se as mudanças nas direções

das quantidades medidas com os valores esperados e combinando essas com a direção de mudança esperada associada a cada tipo de falha.

Yoshimura & Ito (1989) usaram medidas de pressão e temperatura para detectar problemas no condensador, evaporador, compressor, dispositivo de expansão, e na carga de refrigerante em uma unidade condicionadora de ar. As diferenças entre os valores esperados e os valores medidos eram usadas para detectar as falhas. Os valores esperados eram estimados por informações dos fabricantes, e os pontos iniciais para detecção de falha eram determinados experimentalmente em laboratório. Os processos de detecção e diagnóstico eram conduzidos em um mesmo passo.

As redes neurais artificiais consistem em um método de solucionar problemas, a partir da construção de um sistema que tenha circuitos que simulem o cérebro humano, inclusive seu comportamento, aprendendo, errando e fazendo descobertas, ou seja, adquirindo conhecimento através da experiência. Venkatasubramanian et al (1990) desenvolveram uma análise para a aplicação de redes neurais na DDF em regime permanente. O uso desse artifício parece ser adequado em aplicações nas quais a extração de informações é difícil ou nos casos em que a relação entre os parâmetros de processo é muito complexa. Dados incompletos e incertos de sintomas e falhas no sensor foram analisados no desempenho da rede neural. Essa se adapta com facilidade a mudanças na configuração da planta quando a rede necessita de um novo treinamento. Uma desvantagem é que a mesma não oferece nenhuma perspicácia nos processos de resolução de problemas, sendo interessante assim a combinação dessa com outro método.

Stylianou et al (1991) apresentaram um método de DDF utilizado na indústria espacial, o "Hardware redundancy", no qual se utilizam três ou mais sensores para medir uma variável. Os resultados apresentados são considerados muito bons, no entanto essa metodologia tem um custo elevado. Assim duas técnicas alternativas foram apresentadas: (i) Redundância Analítica e (ii) Inteligência Artificial (IA). O método da Redundância Analítica utiliza um modelo matemático do sistema para verificar a redundância contida nas relações estáticas e dinâmicas entre as entradas do sistema e as saídas medidas.

A principal desvantagem desse método é a limitação de não trabalhar com as características nãolineares dos processos envolvendo ACRVA. Para vencer essa limitação, o método da Inteligência Artificial é utilizado. Este é dividido em três áreas de pesquisa: (i) Regra base de sistemas especialistas; (ii) Conhecimento aprofundado do sistema e (iii) Sistema Artificial de Redes Neurais (SARN). Como nenhum método é completo, os autores apontaram para a utilização de uma técnica híbrida, que ofereceria maior flexibilidade ao sistema.

Wagner e Shoureshi (1992) usaram abordagens diferentes para a DDF em refrigeradores. Técnicas dinâmicas e de estimativa de estado não-linear foram usadas para gerar resíduos entre o estado observado e o esperado. Temperatura do compressor, temperatura de condensação e potência do compressor foram medidas de resposta do sistema, enquanto a temperatura ambiente foi uma medida

de entrada do modelo. Experimentos foram utilizados para desenvolver modelos de falhas dinâmicas para cada falha considerada. Medidas on-line foram comparadas estatisticamente com modelos normais de falha a fim de promover uma classificação de diagnóstico.

Jiang (1992) apresentou um procedimento para identificar a presença de falhas em sensores no sistema AVAC-R, estabelecendo a confiabilidade dos dados medidos. Cinco tipos de falhas foram classificadas: sem sinal elétrico, ruído na saída de dados aumenta gradativamente, emissão de dados errados acidentalmente e volta a operar normalmente, flutuação lenta em uma direção, sobe e desce lentamente mas com um ruído alto. Testes preliminares atestaram a validade do método, no entanto, uma análise posterior foi sugerida.

Gordon et al (1994a), a partir de uma Unidade Resfriadora de Líquido (URL) centrífuga instalada em um estabelecimento comercial, avaliaram a capacidade de diagnóstico de um modelo termodinâmico simples. Um estudo experimental foi efetivado, medindo o desempenho do sistema antes e depois de uma operação de manutenção. Os resultados mostraram que o desempenho (1/COP) é linear com a taxa de resfriamento (1/taxa de resfriamento). Em outro estudo, Gordon (1994b) validou, por meio de medidas experimentais extensivas, um modelo termodinâmico simples, capaz de englobar aspectos gerais do comportamento de uma URL. O modelo proveu um procedimento para a realização de diagnósticos e para predição do desempenho da URL sob várias condições de operação a partir de um número pequeno de medidas selecionadas.

Afgan et al (1994) tentou demonstrar as possibilidades de aplicar o SRMES a máquinas de refrigeração de pequeno porte. SRMES é um sistema especialista baseado em regras projetado para uso na indústria de refrigeração, visando o diagnóstico de maus funcionamentos mais freqüentes. Esse sistema segue uma abordagem baseada no método de "pergunta-resposta", e os dados coletados são trabalhados por meio da metodologia de árvore de decisão, a qual associa perguntas apropriadas a respostas correspondentes no caminho mais curto entre um sintoma inicial e um diagnóstico final. Como o tamanho da árvore de decisão é limitado apenas pela capacidade computacional do hardware, o conhecimento-base do sistema pode ser modificado facilmente. Foi utilizada uma versão que descrevia apenas análises off-line, porém, sua expansão para versão on-line também é possível.

Rossi (1995) descreveu o desenvolvimento de um método de DDF estatístico baseado em regras, para aplicação em AVAC-R, utilizando nove medidas de temperatura e uma de umidade. O método se mostrou capaz de detectar e diagnosticar a formação de depósitos (incrustações/sujeira) sobre a superfície de transferência de calor do condensador, do evaporador, restrição na linha de líquido, escapamento da válvula do compressor e vazamento de refrigerante.

Grimmelius et al (1995) desenvolveram uma proposta de monitoramento e diagnóstico em sistemas de refrigeração, sendo usada em diversas condições de operação. Uma matriz de sintoma de falhas foi gerada baseando-se em uma combinação de análise causal, conhecimento técnico e modos de simulação de falha. A "saúde" do sistema foi predita a partir de um modelo de regressão linear.

Utilizando uma lógica difusa (ou fuzzy), o reconhecimento em tempo real dos modos de falha foi possível em um tempo relativamente curto. Algumas desvantagens foram apontadas: a análise de regressão utilizada serve apenas para uma instalação em particular, a rotina padrão de reconhecimento foi sensível apenas para uns poucos sintomas e nenhum diagnóstico foi possível durante condições transientes.

Rossi e Braun (1997) justificaram o uso da avaliação de falhas em equipamentos de ar condicionado visando reduzir custos operacionais. Um método simples para estimar o tempo minimizado, juntamente com a energia economizada, e com serviços de limpeza de condensadores e evaporadores. Eles ainda compararam os custos associados com uma manutenção periódica e os associados com uma manutenção baseada em um sistema de DDF automático. Uma economia entre 5 e 15% nos custos de operação foi possível através dessa otimização no processo de manutenção.

O WSTM (Weighted Symptom Tree Model), "árvore de ponderação de sintomas", é utilizado para gerar candidatos às falhas e listá-los de acordo com a probabilidade de ocorrência, criando pesos para os sintomas, os quais são determinados segundo uma simulação dinâmica e um tratamento estatístico. Oh (1997) apresentou uma metodologia de DDF baseada nesse modelo e em um modelo de comparação entre a tendência de propagação da falha medida e da falha simulada e armazenada. Esse método pode realizar diagnósticos mesmo quando as condições operacionais estão longe do normal, e ainda possui flexibilidade, robustez e boa resolução no diagnóstico.

Isermann (1997) propõe uma metodologia que realiza o diagnóstico de falha identificando o tipo, o tamanho, a localização das falhas e seu tempo de detecção baseados em sintomas analíticos e heurísticos observados. Informações analíticas são baseadas nas variáveis medidas no processo, nas tolerâncias e parâmetros adotados e nas equações utilizadas. Informações heurísticas, por sua vez, são provenientes de operadores humanos: informações qualitativas de ruídos, cores, cheiros, história do processo, manutenção, tempo de vida, entre outras. Vários métodos de detecção de falha foram considerados, comparando característica dos sinais medidos com os sinais-modelo. Segundo o estudo, um bom diagnóstico deve levar em conta todos os diagnósticos, para que todos os tipos de falha possam ser determinados, e isso pode ser feito pela classificação dos métodos utilizando abordagens possíveis ou probabilísticas (fuzzy).

Braun et al (1999) justificam a implementação de DDF em sistemas de ACRVA para redução dos custos de operação. Em seguida comparam serviços de manutenção periódica com um sistema de DDF automático. As vantagens apontadas para este é que o mesmo trabalha de forma integrada com os diversos equipamentos do sistema, permite um monitoramento contínuo, emite recomendações de serviço quando necessário e por isso possui uma relação custo-benefício mais vantajosa. O modelo de DDF proposto pelos autores é composto de dois módulos, o FDD Module e o Evaluator Module.

O primeiro utiliza medidas termodinâmicas do sistema para detectar e diagnosticar problemas assim que ocorrerem. Depois que as falhas são identificadas, o Evaluator Module deve determinar se essas requerem ou não serviço especial. As saídas desse módulo podem ser recomendações que incluem: não faça nada, faça ajuste necessário, agende um serviço, pare o sistema ou execute operações de reparo. O método proposto compara um estado padrão de funcionamento do sistema com o real.

Um detalhe do modelo proposto é que possui um detector que verifica se a condição de regime permanente é verificada ou não. O sistema de DDF apresentado só trabalha nessa condição. Cada falha é diagnosticada de acordo com uma combinação de alterações (aumento e redução de temperatura) em diversos pontos do sistema. Testes realizados revelaram que as falhas podem, geralmente, ser detectadas e diagnosticadas antes de uma perda de 5% na eficiência.

Dash (2000) apresentou atributos desejáveis a um sistema de DDF, como robustez isolabilidade e rapidez. As categorias dos métodos de diagnóstico foram mostradas: Modelo quantitativo, qualitativo, histórico quantitativo e histórico qualitativo. Segundo observações experimentais nenhum dos métodos atende a todos os requisitos para um bom diagnóstico, sendo uma solução interessante fazer a combinação de dois ou mais.

Thybo et al (2000) mostraram aspectos vantajosos no desenvolvimento de projetos de DDF em um sistema de refrigeração de um supermercado. Foi utilizado um número limitado de componentes, onde a complexidade do sistema deve ser a menor possível. Após a caracterização e descrição geral do sistema de refrigeração, duas técnicas de análise baseadas na redundância de informação foram utilizadas, (Failure Mode and Effect Analysis) FMEA e (Fault Tree Analysis) FTA, para identificar as possíveis falhas, suas causas e efeitos. A produção do resíduo foi baseada em um balanço de energia realizado no evaporador do sistema, no qual a vazão mássica foi medida de forma indireta na válvula de expansão. Duas falhas foram consideradas, a falha nos ventiladores e a formação de gelo no evaporador, ambas produziram redução no efeito de refrigeração do sistema.

Para o diagnóstico de falha, um método baseado em um modelo (model-based) envolveu a identificação de propriedades físicas, assim como o tamanho da válvula de expansão e dos compressores. Os limites para os resíduos foram determinados consultando técnicos em manutenção de sistemas de refrigeração. O algoritmo de detecção proposto foi capaz de perceber uma falha imposta no ventilador do sistema de refrigeração do supermercado bem como a formação gradativa de gelo no evaporador. A conclusão geral foi que o desenvolvimento desse método necessitava de mais trabalho para ser considerado estável.

Sreedharan et al (2001) verificaram a aplicação de três modelos diferentes em sistemas de DDF. Os modelos foram comparados em termos de sua capacidade de reproduzir um desempenho observado, utilizando, para isso, uma URL centrífuga antiga e uma mais nova. O modelo Gordon-Ng possui a vantagem de ser linear, o que permite estimativas mais precisas e facilidade de estimação de incertezas no valor dos parâmetros. O modelo Toolkit pode predizer o desempenho do compressor, do condensador e do evaporador separadamente, com maior confiança, quando a temperatura medida do

refrigerante é disponível, que utilizando apenas medidas térmicas do lado da água. O modelo DOE-2 pode ser vantajoso quando se tem um número limitado de dados para calibrá-lo. Resultados mostraram que os três modelos apresentaram níveis similares de precisão, porém nenhum trata das fontes principais de erro. Uma descontinuidade significante foi observada entre os valores preditos e medidos para todos os modelos.

Thybo et al (2003) utilizaram uma modelagem para um sistema de refrigeração de um supermercado com as seguintes considerações: sistema operando em regime permanente; a vazão mássica para o evaporador estimada a partir das características da válvula de expansão e da variação de pressão na mesma; a vazão do compressor calculada levando-se em conta suas características construtivas, rotação de operação, densidade do refrigerante, pressão na entrada e sua eficiência volumétrica; a capacidade térmica do condensador desprezada e o mesmo foi dividido em duas partes: lado do refrigerante e lado do ar. Para se calcular as entalpias utilizaram-se sensores de temperaturas em diversos pontos do sistema, e, a partir de um balanço de energia em cada subsistema, gerou-se um resíduo possibilitando assim a detecção de falhas.

Foram simulados: falha no ventilador do evaporador, formação de gelo no evaporador, entrada de refrigerante gasoso na válvula de expansão, sujeira no condensador e vazamento interno no compressor. As falhas analisadas geraram um resultado satisfatório, exceto os dois primeiros tipos que apresentaram resultados similares, podendo gerar dúvidas no diagnóstico real do sistema. Uma limitação verificada foi de não assumir a possibilidade de ocorrência de outros tipos de falha, uma vez que os sensores são sensíveis para mais de um tipo de falha.

Yashar et al (2004) abordou novas tecnologias de medição para aplicação em sistemas de DDF em AVAC-R, que são os Sistemas Mecânicos de Microeletrônica (Microeletronic Mechanical systems – MEMS). Um sensor MEMS incorpora dispositivos mecânicos como diafragmas, vigas, engrenagens, etc. Ele tem substituído os sensores tradicionais na indústria automobilística, aeronáutica, entre outras, devido ao baixo custo de produção, precisão, tamanho compacto, baixo peso e confiabilidade. Esses sensores apresentam um tempo de resposta melhor que os sensores convencionais. Eles podem ser introduzidos no sistema para realizar as medições sem provocar grandes efeitos de carregamento e podem medir propriedades fluidas sem perturbar o escoamento significativamente. O tamanho e o peso pequenos também resultam em uma capacidade térmica e inércia reduzida do sensor. A combinação desse tipo de sensores, de métodos de DDF e de capacidades computacionais de rede permitirá o monitoramento a longa distância, em tempo real, auxiliando com o desenvolvimento de metodologias mais precisas, seguras e eficientes.

Há ainda outros trabalhos que tratam da utilização de sistemas de DDF em aplicações de AVAC-R, porém, essas abordagens não são muito diferentes do que foi apresentado. Para a correta escolha de um método de DDF, são importantes o grau de sensibilidade desejado, a disponibilidade de dados e parâmetros, a aplicabilidade do modelo escolhido, os equipamentos disponíveis, entre outros fatores, tendo em vista que nenhum destes métodos pode ser considerado completo.

1.3 OBJETIVO

O objetivo deste trabalho é desenvolver um modelo de Detecção e Diagnóstico de Falha aplicável em um sistema real de refrigeração por compressão a vapor, capaz de reconhecer e diagnosticar diversos tipos de falhas que venham a prejudicar o funcionamento do mesmo.

No modelo serão simulados todos os componentes do sistema de refrigeração visando uma análise mais detalhada de cada etapa do processo e resultados mais precisos. Para cada componente do sistema serão determinadas entradas e saídas, as entradas representam os valores que poderão ser medidos por sensores, por exemplo pressões e temperaturas, já as saídas são obtidas a partir do tratamento dos dados de entrada e servirão como base para diagnosticar falhas no sistema.

Para que o objetivo principal seja alcançado será imprescindível o esclarecimento sobre alguns princípios e definições importantes em DDF, bem como o conhecimento de algumas falhas típicas que ocorrem em sistemas de refrigeração.

Por fim a montagem e a utilização do sistema DDF será de suma importância para o pessoal responsável pela manutenção e acompanhamento de sistemas ACRVA, pois evitará o surgimento de problemas inesperados, além de colaborar com a redução do desperdício energético proporcionando níveis de conforto e segurança maiores nos ambientes em que atuam.

1.4 METODOLOGIA

A metodologia utilizada será a de desenvolver um modelo semi-empírico de detecção e diagnóstico de falhas, que utiliza leis físicas juntamente com dados experimentais e informações de fabricantes dos componentes do sistema de refrigeração. Começaremos com um modelo matemático do ciclo padrão de compressão a vapor, fazendo uma análise do mesmo. Nesse contexto, será estudado o ciclo real de compressão a vapor e suas principais falhas, que irá garantir ao trabalho resultados mais concisos.

A partir daí, métodos e modelos de DDF serão analisados e os mais adequados para as especificações do problema serão selecionados para compor o programa.

Um sistema será desenvolvido para simular a entrada de dados reais advindos de sensores. O modelo computacional, então, dará forma a um software que será usado para receber, ler e tratar os dados provenientes destes sensores. Esse software possui uma modelagem matemática do ciclo que é capaz de definir comportamentos padrões do sistema, em regime permanente de operação. Esses comportamentos serão tomados como base para avaliação do desempenho do mesmo. Depois de serem tratados, os dados reais serão comparados com os dados modelados, verificando quão perto do ideal está o funcionamento do sistema.

A comparação entre os dados resultará no resíduo, que não deve ultrapassar um limite préestabelecido, pois caso ultrapasse, será indicada a presença de falha no equipamento. Para diagnosticar a falha, foi escolhido um método quantitativo baseado em um modelo do processo, que, a partir da geração e combinação do resíduo, é capaz de perceber determinada condição de anormalidade do sistema.

1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO

O capítulo 1 mostra uma visão geral sobre o problema proposto e sua importância. Apresenta uma revisão sobre DDF e sua utilização em sistemas AVAC-R, bem como objetivos e metodologia utilizados.

O capítulo 2 contém uma revisão de conceitos teóricos referentes ao ciclo de refrigeração a vapor, aplicações de sistemas de refrigeração, bem como uma lista sobre os tipos de falhas mais corriqueiras em equipamentos de refrigeração.

O capítulo 3 apresenta uma definição de Detecção e Diagnóstico de Falha (DDF), fundamentos e atributos desejáveis em sistemas de DDF, e um estudo detalhado dos diferentes métodos utilizados.

A modelagem matemática do ciclo de compressão a vapor utilizado, bem como a modelagem dos componentes de um sistema de refrigeração se encontra no capítulo 4.

Métodos selecionados para a detecção, o diagnóstico e a avaliação da falha detectada, além de análises feitas sobre as propostas anteriores são tratados no capítulo 5.

No capítulo 6, o modelo semi-empírico desenvolvido, o equacionamento do mesmo e a instrumentação necessária para o monitoramento são descritos.

O capítulo 7 apresenta o programa de DDF construído, todas suas funções e singularidades, além de alguns testes de detecção e diagnóstico de falhas realizados.

A conclusão e as considerações finais, além de sugestões para o próximo projeto estão no capítulo 8.

2 O CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR

O ciclo padrão de compressão a vapor, bem como o real. Aspectos gerais sobre sistemas de refrigeração, suas aplicações e falhas típicas apresentadas nesses sistemas são alguns dos temas abordados neste capítulo.

2.1 CICLO DE COMPRESSÃO A VAPOR

O ciclo de refrigeração mais importante e mais utilizado é o ciclo de compressão a vapor, que tem sido aplicado desde pequenos sistemas até instalações de grande capacidade de refrigeração. Nesse ciclo, o vapor é comprimido, condensado, tendo posteriormente sua pressão diminuída de modo que o fluido possa evaporar a baixa pressão.

A operação do ciclo de refrigeração por compressão a vapor é baseada no ciclo de Carnot. O ciclo de Carnot é ideal e define um limite teórico de eficiência para operação entre dois reservatórios térmicos em níveis distintos de temperatura. O ciclo de refrigeração de Carnot opera em sentido inverso ao de um motor térmico, ou seja, transfere energia do nível mais baixo de temperatura para o nível mais alto, em virtude dessa característica, esse ciclo requer aplicação de trabalho externo para sua operação.

O ciclo de refrigeração de Carnot envolve a realização sucessiva de quatro processos reversíveis sobre um fluido de trabalho, no caso um refrigerante, são eles: compressão adiabática, rejeição isotérmica de calor, expansão adiabática e recebimento isotérmico de calor.

Considerando o fato de que todos os processos são irreversíveis a eficiência atinge um valor ideal, que não pode ser atingido na prática. Por isso o ciclo de Carnot é utilizado como uma referência, podendo ser utilizado na estimativa das temperaturas que produzem eficiências máximas.

A extração de calor da fonte de baixa temperatura, processo 4-1 representado na Fig. (2.1), é a finalidade do ciclo, chamado também de efeito útil. Lembrando que a rejeição de calor ocorre no condensador e a extração de calor da fonte de baixa temperatura ocorre no evaporador.

A Fig. (2.1) exemplifica um ciclo de refrigeração de Carnot, os processos são:

1 – 2: Compressão adiabática

2-3: Rejeição isotérmica de calor

- 3-4: Expansão adiabática
- 4 1: Recebimento isotérmico de calor



Figura 2.1 - Representação do ciclo de Carnot

2.1.1 ÍNDICE DE DESEMPENHO DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO

O índice de desempenho de um ciclo frigorífico estabelece uma relação entre o efeito útil ou a refrigeração obtida, isto é, calor transferido do reservatório de baixa temperatura para o fluido refrigerante e a ação necessária para tal, que representa o trabalho que deve ser exercido para a operação do ciclo e obtenção do efeito útil desejado. Esse índice é conhecido como coeficiente de eficácia, o COP.

$$COP = \frac{efeito \, \acute{u}til}{ação \, necessária} = \frac{refigeração \, \acute{u}til}{trabalho \, líquido}$$
(2.1)

Um COP elevado é sempre mais interessante, pois equivale a uma pequena quantidade de trabalho realizado para um dado efeito de refrigeração. Sendo assim, o COP é um parâmetro a ser usado na avaliação/comparação entre sistemas de refrigeração concorrentes.

Para exemplificar como é possível aumentar o COP, vamos expressá-lo em termos das temperaturas de operação do ciclo, a Fig. (2.2) servirá como base para demonstração.



Figura 2.2 - Ciclo de Carnot para exemplificação do COP

$$COP = \frac{Q_{ev}}{W_{cp}} = \frac{T_{ev}}{T_{cd} - T_{ev}}$$
(2.2)

Sendo que, T_{ev} é a temperatura de evaporação do fluido refrigerante e T_{cd} é a temperatura de condensação do mesmo.

A partir dessa formulação, podemos concluir que para obtenção do maior COP possível deve-se optar por uma temperatura de evaporação mais alta possível e/ou uma temperatura de condensação mais baixa possível.

Para sistemas reais a obtenção do maior COP é limitada por uma série de restrições, são elas: do lado da fonte fria ocorrem restrições impostas para cada aplicação, a temperatura do lado frio deve ser mantida dentro de limites aceitáveis; do lado da fonte quente ocorrem restrições impostas tipicamente pelo meio ambiente, a temperatura do lado quente varia conforme condições do reservatório térmico para o qual se rejeita calor. Então para obter um COP maior possível deve-ser diminuir a diferença de temperatura entre T_{ev} e T_{cd} , para isso uma solução é aumentar a área do trocador de calor.

2.2 CICLO PADRÃO DE COMPRESSÃO A VAPOR

A realização prática do ciclo de refrigeração por compressão a vapor envolve uma série de mudanças em relação ao ciclo de Carnot. Por exemplo, a presença de um gás não condensável em mistura com o fluido refrigerante altera os processos de troca de calor no ciclo.

Tanto o processo de compressão quanto o processo de expansão apresentam uma série de modificações em relação ao ciclo de Carnot. No início da compressão são encontradas gotículas de refrigerante líquido, sendo que a compressão de líquido pode implicar em: danos em partes críticas do compressor, lubrificação deficiente, aceleração de desgaste, redução de vida útil e perda de rendimento. Além disso, o processo de compressão ocorre em intervalos de tempo muito reduzidos que não propiciam a vaporização do refrigerante líquido aspirado, resultando na presença de gotículas de líquido também na descarga.

Na expansão, o processo de estrangulamento do fluxo de refrigerante líquido promove um processo isentálpico e irreversível, o que provoca um aumento de entropia. As alterações no ciclo de Carnot, como resultado da aplicação prática do mesmo, define um novo ciclo, denominado ciclo padrão de compressão a vapor (Fig.2.3).



Figura 2.3 - Ciclo padrão de compressão a vapor (T-s)

O ciclo padrão de compressão, apresentado na Fig. (2.3), é constituído dos seguintes processos:

- $1 \rightarrow 2$: Compressão adiabática reversível
- $2 \rightarrow 3$: Rejeição isobárica de calor com troca inicial de calor sensível

$3 \rightarrow 4$: Expansão irreversível isoentálpica

$4 \rightarrow 1$: Ganho isobárico de calor latente

Como no estudo da refrigeração, o diagrama P-h (Pressao x entalpia) é mais utilizado, a representação do mesmo se faz necessária.



Figura 2.4 - Ciclo padrão de compressão a vapor, refrigerante R22 (P-h)

Podemos citar alguns parâmetros importantes obtidos a partir do ciclo de compressão a vapor. São eles:

- Trabalho específico de compressão $[w_{1\rightarrow 2}]$;
- Rejeição específica de calor [q_{CD}];
- Efeito de refrigeração $[q_{EV}]$;
- Coeficiente de desempenho [*COP*];

Estes parâmetros podem ser encontrados fazendo-se o balanço de energia para volumes de controle em torno de cada componente do ciclo.

O compressor é única entrada de trabalho no sistema. Considerando-o em regime permanente, a equação obtida para o processo 1-2 é:

$$\dot{W}_{1\to 2} = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_1) \tag{2.3}$$

Dividindo-se todos os termos por \dot{m}_{ref} , obtém-se:

$$w_{1\to 2} = h_2 - h_1 \tag{2.4}$$

Analogamente, o balanço de energia para o condensador é:

$$q_{CD} = h_2 - h_3 \tag{2.5}$$

No dispositivo de expansão, ocorre uma expansão considerada isoentálpica. Assim:

$$h_3 = h_4 \tag{2.6}$$

Por fim, para o evaporador, o efeito de refrigeração é obtido por:

$$q_{EV} = h_1 - h_4 \tag{2.7}$$

O COP pode então ser definido da seguinte maneira:

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \tag{2.8}$$

2.3 CICLO REAL DE COMPRESSÃO A VAPOR

Diferente do ciclo padrão de compressão a vapor, o ciclo real considera efeitos que ocorrem em sistemas de refrigeração reais, principalmente no que diz respeito às irreversibilidades que ocorrem em seus componentes. As diferenças mais comuns podem ser observadas pelas trocas de calor indevidas com as vizinhanças que o correm no ciclo real e pela existência de perdas de carga.

O ciclo padrão desconsidera, por exemplo, perdas de carga que ocorrem principalmente no condensador e no evaporador, o que resulta em um trabalho maior de compressão, demandando mais energia.

Na aspiração do compressor, é impossível garantir que o fluido esteja totalmente vaporizado após o evaporador. A presença de gotículas pode provocar danos ao compressor. O ciclo real de

compressão a vapor prevê, então, um superaquecimento do fluido refrigerante na entrada do compressor (estado 1), se diferenciando do ciclo padrão pelo fato de que no último o fluido refrigerante no estado 1 se encontra como vapor saturado.

Já na entrada da válvula de expansão, é prejudicial que o fluido refrigerante não esteja completamente no estado líquido em sua entrada, pois as bolhas formadas pelo vapor atrapalham o escoamento. Então, no estado 3, para o ciclo real, o fluido se encontra como líquido sub-resfriado e não como líquido saturado.

O ciclo real ainda leva em consideração as trocas de calor e o atrito produzidos no compressor, diferentemente do ciclo padrão, que considera a compressão adiabática e reversível. Essas são algumas das diferenças encontradas quando se compara os dois ciclos. Elas alteram o ciclo, em relação aos processos termodinâmicos, incluindo a variação de entalpia, o que resulta em diferentes valores de potência de compressão e efeito de refrigeração. Um diagrama P-h que mostra o ciclo real de compressão a vapor é apresentado na Fig. (2.5).



Figura 2.5 - Ciclo real de compressão a vapor

2.4 ASPECTOS GERAIS SOBRE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

São encontradas diversas aplicações para sistemas de refrigeração, a mais disseminada é o ar condicionado embora a refrigeração industrial seja de extrema importância. O ar condicionado encontra aplicações diversas além do simples resfriamento. O condicionamento de ar inclui processos como, aquecimento, radiação térmica e regulagem de velocidade e qualidade do ar, incluindo a remoção de partículas e vapores.

2.4.1 APLICAÇÕES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Diversas são as aplicações dos sistemas de refrigeração, o sistema de detecção e diagnóstico de falha proposto, tem como objetivo atender a todo sistema de refrigeração que utiliza do ciclo de compressão a vapor. A Fig. (2.3) demonstra o esquema de um ciclo de refrigeração por compressão a vapor.



Figura 2.6 - Aplicações de refrigeração por ciclo de compressão a vapor

Abaixo serão listadas algumas das principais atribuições dadas aos sistemas de refrigeração.

Ar condicionado de conforto é definido como o processo de condicionamento de ar objetivando o controle de sua temperatura, umidade, pureza e distribuição, no sentido de proporcionar conforto aos ocupantes do recinto condicionado.

Considerando as aplicações de condicionamento de ar comerciais, essas são similares às residenciais onde o bem-estar dos funcionários e clientes é a maior preocupação de projeto. Então variáveis como umidade, conforto térmico e renovação do ar, devem ser projetadas para a situação. A diferença essencial entre um projeto residencial e um projeto comercial se dá pela capacidade térmica do sistema, sendo que o projeto comercial exige muito mais energia, devido ao tamanho do espaço físico e da maior quantidade de pessoas que freqüentam o local.

O ar condicionado industrial é destinado a garantir condições ambientais adequadas à execução de um determinado processo ou atividade. O tratamento pode ser feito para garantir condições mínimas de conforto aos trabalhadores em ambiente insalubres e/ou controlar as condições do ar em um determinado processo industrial. Apesar destas condições ambientais se incluírem freqüentemente dentro dos padrões de conforto humano, são as necessidades do processo que as determinam e não as necessidades humanas.

As aplicações de ar condicionado industrial estão voltadas, em geral, para as seguintes áreas: resfriamento localizado, laboratórios, viveiros, indústria gráfica, indústria têxtil, processos de alta precisão e salas limpas, produtos fotográficos, centros de processamento de dados, usinas geradoras de potência, entre outras.

Outra aplicação de considerável importância são as câmaras frias, que são ambientes isolados termicamente, mantidos a temperatura abaixo da temperatura ambiente, por meio de um ciclo de refrigeração, sendo assim uma das aplicações do ciclo de compressão a vapor. Sua finalidade é abrigar materiais que exijam condições térmicas especiais de armazenamento.

Atualmente existem diversos modelos e tipos de câmaras frias sendo utilizadas. Tamanhos variados, faixas de temperaturas de trabalho e capacidade de refrigeração diferente, finalidades diversas, móveis ou fixas, são algumas das características oferecidas para sua escolha e utilização. Porém, mesmo com a grande variedade que se pode encontrar, existe um conjunto de elementos necessários, que desempenham funções especificas, a cada uma delas, que juntos alcançam seu objetivo principal: a refrigeração. O ciclo de compressão a vapor é o mais utilizado em câmaras frias.

Sistemas de refrigeração domésticos como geladeiras e freezers também seguem regra parecida com as câmaras frias, contudo apresentam sistemas menores e menos complexos. Ainda podem ser citados: bebedouros, desumidificadores, produtores de gelo, pistas de patinação e muitos outros sistemas. Portando é possível observar que existem diversas aplicações para o ciclo de compressão a vapor, o sistema DDF desenvolvido neste trabalho tem sua utilização mais voltada para sistemas de refrigeração de maior porte que requerem um controle mais preciso no seu funcionamento, porém nada impede que o mesmo seja aplicado em sistemas menores como geladeiras e freezers.

2.4.2 FALHAS TÍPICAS EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Serão apresentadas aqui, algumas das principais falhas que ocorrem em sistemas de refrigeração segundo Peistman et al (1992). Também serão relatadas algumas falhas descritas por Carvalho (2005). Pode ser observado que, em cada componente, para o mesmo sintoma pode-se relacionar mais de uma falha.

1) Falha no compressor:

Sintoma: compressor operando ininterruptamente.

• Falha: baixa pressão de sucção.

Causa: vazamento de refrigerante, filtro de secagem obstruído.

- Falha: sistema com pequena capacidade de refrigeração.
 Causa: válvula de expansão bloqueada, superaquecimento anormal, tamanho incorreto para válvula de expansão, baixa carga de refrigerante.
- Falha: alta pressão de descarga.
 Causa: ar no sistema.
- Falha: temperatura alta no espaço condicionado.
 Causa: excessiva carga térmica.
- Falha: baixa temperatura no espaço condicionado.
 Causa: termostato da água da URL (unidade resfriadora de líquido) mal ajustada, termostato travado na posição fechada.
- Falha: barulho no compressor ou anormal pressão de sucção.
 Causa: folga nas válvulas do compressor.
- Falha: compressor operando sem carga. Causa: problema na válvula solenóide.
- Falha: alta pressão de compressão.
 Causa: carga excessiva no evaporador.
- Falha: controle de segurança incorreto.
 Causa: falha no interruptor de segurança.

Sintoma: compressor operando em ciclos curtos.

• Falha: baixa pressão de sucção.

Causa: controle de pressão ajustado incorretamente, sistema liga-desliga está cronometrado errado, uso de refrigerante inadequado, vazamento de refrigerante, filtro secador congelado, etc.

• Falha: baixa capacidade no sistema.

Causa: válvula de expansão bloqueada, superaquecimento acima do normal, tamanho incorreto da válvula de expansão, baixa carga de refrigerante, problemas nas válvulas de sucção e descarga do compressor, etc.

- Falha: instabilidade na pressão de evaporação (pressão de baixa).
 Causa: controle de pressão desajustado, vazamento de refrigerante.
- Falha: alta pressão de descarga.
 Causa: válvula de descarga do compressor parcialmente fechada, ar no sistema, ventilador no condensador quebrado, etc.

2) Condensador a água:

Sintoma: condensador quente.

- Falha: queda da temperatura de condensação.
 Causa: baixo suprimento de água, vazamento na bomba d'água, sujeira nos dutos, alta temperatura da água no condensador casco-tubo, vazamento de refrigerante, etc.
- Falha: linha de líquido quente.
 Causa: válvula de expansão parcialmente fechada, entupimento no filtro.
- 3) <u>Condensador a ar:</u>

Sintoma: condensador quente.

- Falha: linha de líquido congelada.
 Causa: restrição no filtro.
- Falha: queda da temperatura de condensação.

Causa: baixo escoamento de ar, ventiladores girando em sentido contrário, sujeiras no condensador, aletas encardidas, etc.

- Falha: linha de líquido quente.
 Causa: vazamento de refrigerante, válvula de expansão parcialmente fechada.
- Falha: alta pressão de descarga.
 Causa: excesso de refrigerante no sistema, ar ou refrigerante não-condensável no sistema.
- 4) <u>Evaporador</u>

Sintoma: alta pressão de condensação no evaporador.

Falha: baixa pressão de sucção.
 Causa: alto grau de superaquecimento.

Sintoma: evaporador sujo.

- Falha: baixa pressão de sucção.
 Causa: sujeira de óleo ou depósito de impurezas na superfície do evaporador.
- Falha: sistema com pequena capacidade de refrigeração.

Causa: restrição no fluxo de refrigerante, subalimentação de refrigerante do evaporador, falha no circuito de controle, defeito no termostato, gás quente na válvula de "bypass", baixa carga de refrigerante, aumento na carga térmica, etc.

5) Bomba de refrigerante líquido:

Sintoma: bomba operando com barulho.

- Falha: baixa pressão de sucção.
 Causa: bomba em cavitação.
- Falha: líquido não sendo bombeado para o evaporador.
 Causa: defeito ou má instalação nas válvulas de sucção e descarga, entupimento no filtro, presença de óleo na sucção, válvula de expansão abrindo demais, etc.
- Falha: má condição de rotação do equipamento.
 Causa: massa desbalanceada, defeito em algum componente da bomba, desgaste nos rolamentos, desalinhamento na bomba, etc.
- Falha: baixa pressão de descarga do líquido na bomba.
 Causa: baixo nível de líquido no reservatório (acumulador).
- 6) Reservatório (acumulador)

Sintoma: baixo nível de líquido.

Falha: baixo nível de líquido.
 Causa: baixa carga de refrigerante, refrigerante não retornando do evaporador, nível de líquido mal ajustado, dispositivo de regulagem de refrigerante com defeito ou mal ajustado, etc.

• Falha: alto nível de líquido.

Causa: nível de líquido mal ajustado, acumulador esperando o retorno de refrigerante do evaporador, dispositivo de regulagem de refrigerante com defeito ou mal ajustado, etc.

7) Válvula de expansão:

Sintoma: válvula de expansão assobiando.

Falha: sistema com baixa capacidade.
 Causa: vapor de refrigerante na linha de líquido, vazamento de refrigerante.

Sintoma: ausência de escoamento de refrigerante através da válvula de expansão.

Falha: baixa pressão de sucção.
 Causa: bloqueamento na válvula de expansão.

Como visto, existem diversos tipos e combinações de falhas, divididas entre os componentes de um sistema de refrigeração, que podem levar a uma série de diagnósticos. Dados percentuais sobre a ocorrência dos diversos tipos de falhas e os custos das mesmas para cada componente são listados pela ASHRAE (2000), como mostrados na Tab. (2.1) e (2.2).

Causas para serviço de manutenção em sistemas de ar condicionado	Total de Ocorrências
Erro de controle	21%
Problema elétrico	20%
Vazamento de refrigerante	12%
Condensador	7%
Controle de ar	7%
Evaporador	6%
Compressor	5%
Retorno na água de resfriamento	4%
Filtros	2%
Erro do operador	2%
Dispositivo de expansão	2%
Não Classificados	12%

Tabela 2.1 – Causas para serviço de manutenção em sistemas de ar condicionado, ASHRAE (2000).
Classificação da Falha	Total do custo do serviço		
Compressor	24%		
Erro de controle	10%		
Condensador	9%		
Problema elétrico	7%		
Evaporador	6%		
Nova instalação	6%		
Controle de ar	5%		
Vazamento de refrigerante	5%		
Instalação / Partida	4%		
Retorno na água de resfriamento	4%		
Ventilador	2%		
Outros	18%		

Tabela 2.2 - Classificação das falhas pelo custo total do serviço, ASHRAE (2000).

A Figura (2.7), apresenta dados relatados por Jia (2002), que em seu trabalho registrou chamadas para serviços de manutenção em URLs.



Figura 2.7 - Chamadas de serviços de manutenção em URLs, Jia (2002).

3 DETECÇÃO E DIAGNÓSTICO DE FALHA

O que vem a ser sistema de detecção e diagnóstico de falha, quais os seus propósitos, como funciona, quais atributos lhe são desejáveis e em quais tipos de falhas esse sistema pode atuar. Esses são alguns pontos tratados neste capítulo.

3.1 ASPECTOS GERAIS

Os principais objetivos de um sistema de detecção e diagnóstico de falhas são: identificar, diagnosticar, avaliar e propor medidas corretivas ou preventivas em um sistema qualquer.

A Detecção do problema depende da leitura feita por sensores, estes lêem dados correspondentes às características do funcionamento do sistema real, os dados, depois de tratados, são comparados aos valores esperados em um sistema ideal, as diferenças dos valores encontrados são chamados de resíduos.

Os resíduos têm certo limite, ou seja, se o valor real obtido ultrapassar uma margem permitida, um sinal ou alarme pode ser utilizado para alertar ao usuário que o sistema está fora de suas condições aceitáveis de trabalho. O limite dado ao valor do resíduo determina a sensibilidade do sistema de DDF, este deve ser estabelecido cuidadosamente devido á possibilidade de alarme falso.



Figura 3.1 - Diagrama do funcionamento do sistema de detecção de falhas.

O diagnóstico determina o tipo, o tamanho, a localização e o tempo de detecção de falha de acordo com os sintomas observados. Por vezes o diagnóstico pode não localizar imediatamente a principal causa da falha detectada, mas pode envolver uma série de passos que eventualmente convergem para a causa em algum ponto posterior no diagnóstico.

Pode-se chegar à condição ideal de operação, por exemplo, a partir do modelamento de um subsistema que utilize balanços de energia, balanço de massa, propriedades do fluido de trabalho e geometria do equipamento, ou seja, relações físicas entre todas as variáveis envolvidas. Técnicas de

simulação computacional podem ser utilizadas para investigar o desempenho do subsistema dentro de limites pré-definidos.

3.2 FUNDAMENTOS

Para o bom funcionamento do sistema de DDF, é preciso contabilizar todos os fatores que de algum modo possam influenciar no diagnóstico final a respeito de alguma falha.

O grau de precisão dos sensores utilizados na aquisição de dados deve ser contabilizado para a correta interpretação dos resultados obtidos. Ao determinar a magnitude dos erros dos sensores, é importante fazer uma análise de incerteza para examinar como sua propagação interfere nos dados que serão tratados. Esse tipo de análise propicia uma maior confiabilidade ao sistema.

As grandezas a serem tratadas no sistema de DDF, podem ser medidas diretamente, por exemplo, temperaturas, pressões ou potência elétrica, essas medições não são pré-processadas. Ou pode-se chegar a resultados advindos de algum pré-processamento que transforma variáveis medidas diretamente em outro subconjunto de grandezas. Os resíduos podem ser encontrados a partir da comparação entre dados medidos e gerados ou preditos segundo algum modelo.

Existem diferentes modos para se chegar ao resultado de um diagnóstico, dificilmente esse diagnóstico será simplesmente uma questão de presença ou não de falha, uma série de fatores e possibilidades serão selecionados para diagnosticar o problema.

Braun et al (1999) utilizaram regras de diagnóstico para cinco falhas (vazamento de refrigerante, vazamento na válvula do compressor, restrição na linha de líquido, sujeira no condensador, sujeira no evaporador) e sete medidas de temperatura (temperatura de evaporação, grau de superaquecimento, temperatura de condensação, grau de sub-resfriamento, temperatura na saída do compressor, variação da temperatura do ar através do condensador, variação da temperatura do ar através do evaporador) e de acordo com uma combinação de aumentos e diminuições das diversas temperaturas medidas ao longo do sistema real foi possível chegar a um dos diagnósticos previstos.

Dessa forma, monitorando respectivos pontos no sistema, determinando pressões, temperaturas, entalpias, entre outros, pode-se avaliar as condições em cada ponto e verificar que efeito está ocasionando a falha. Por exemplo, um vazamento de refrigerante pode causar diminuição na temperatura de evaporação, elevação no grau de superaquecimento, diminuição na temperatura de condensação, diminuição no grau de sub-resfriamento, aumento na temperatura na saída do compressor, diminuição na variação da temperatura do ar através do condensador e diminuição na variação da temperatura do ar através do evaporador.

Grimmelius et al (1995) utilizam para o diagnóstico uma técnica de Reconhecimento de Padrão que foi aplicada a "resíduos reais" e uma matriz de resíduos esperados associando as diferenças encontradas às falhas correspondentes.

Afgan et al (1994) utilizam a metodologia de árvore de decisão para realizar os diagnósticos. O sistema segue uma abordagem baseada em "pergunta-resposta" que associa perguntas apropriadas a respostas correspondentes no caminho mais curto entre um sintoma inicial e um diagnóstico final.

Alguns atributos básicos são desejáveis em um sistema DDF, esses são úteis na comparação de metodologias e na escolha do tipo de projeto a ser utilizado. Os mais importantes estão listados a seguir.

- <u>Rapidez na detecção e no diagnóstico:</u> é um atributo altamente requerido, porém rapidez e precisão são conceitos contraditórios durante a operação normal do aparato.
- <u>Isolabilidade:</u> corresponde à capacidade do sistema de fazer distinção entre diferentes falhas. Devem-se conhecer todos os sintomas dependentes e independentes e suas combinações na gama de todas as falhas consideradas. Dada a utilização do modelo, caso este atributo não seja satisfeito, podem ocorrer sérias conseqüências nas etapas seguintes, como uma parada desnecessária no sistema para realização de manutenção.
- <u>Robustez</u>: o conceito de robustez significa que o processo é projetado de tal forma que é capaz de resistir ou de diminuir o impacto de vários ruídos que afetam o processo. Isso pressupõe, naturalmente, a identificação minuciosa dos principais ruídos que possam influenciar o sistema de DDF.
- <u>Identificabilidade de novidade (Novelty identifiability)</u>: uma das exigências mínimas de um sistema diagnóstico é poder decidir, se determinadas condições de processo atuais, representam um processo normal ou anormal e se anormal, se a causa é um mau funcionamento conhecido ou um desconhecido (novo ou imprevisto). Dados tipicamente de processos históricos que modelam as regiões anormais não estão disponíveis e conseqüentemente é altamente desejável que o sistema possa reconhecer a ocorrência de novas falhas e não confundir estas com outras falhas conhecidas ou com operação normal.
- <u>Identificabilidade de múltipla falha:</u> essa capacidade é um requisito importante e difícil em virtude da natureza da maioria das falhas. Pelo fato de não-linearidades estarem associadas aos processos em sistemas térmicos, são encontradas dificuldades no modelamento do efeito combinado das falhas. Porém, projetar separadamente várias combinações de falhas múltiplas será computacionalmente custoso e pouca precisão seria garantida no processo.
- <u>Facilidade de explicação</u>: explicações a respeito da origem da falha e de sua propagação até a situação atual devem ser providas pelo programa. Isso requer capacidade de trabalhar com várias relações de causa e feito no processo. Saber a história da falha pode ajudar o operador do sistema a avaliar o dano e proceder à devida manutenção, ser for o caso.
- <u>Adaptabilidade:</u> essa característica corresponde à capacidade de permanecer funcionando, mesmo que haja mudanças no sistema, como um redimensionamento. As condições operacionais sempre mudam, não só devido à perturbações, mas também devido a mudanças nas condições ambientais, como alteração na quantidade demandada de

produção. O sistema também deve ser adaptável ás mudanças na extensão de informação disponível.

<u>Armazenamento razoável e exigência computacional:</u> deve haver um acordo entre a complexidade computacional e o desempenho do sistema. Decisões em tempo real, rápidas, requerem algoritmos e implementações menos complexas, mas poderiam necessitar de exigências de armazenamento altas. O equilíbrio entre essas duas exigências é desejável.



Figura 3.2 – Atributos importantes de um sistema DDF.

3.3 DEFINIÇÕES IMPORTANTES

Visando o melhor esclarecimento possível sobre pontos abordados durante o trabalho, algumas definições serão aqui apresentadas. A maior parte dessas definições foi gerada pelo National Institute of Standards and Technology (NIST) com base nas recomendações da International Energy Agency (IEA).

a) Fracasso

Existem dois tipos principais de fracasso: colapso e mau funcionamento.

b) Colapso

Uma condição causada por uma completa parada de operação. O impacto é severo a ponto de justificar urgência no serviço. Nesse tipo de fracasso, os operadores têm, freqüentemente, que parar subsistemas inteiros para realizar o conserto necessário.

c) Mau funcionamento

Uma condição causada por uma queda no desempenho (desempenho funcional) do sistema. Essas faltas normalmente resultam de um fracasso em manter pontos fixos de operação desejados, como temperatura, pressão ou taxas de fluxo.

d) Desempenho funcional

Operação de um componente ou sistema com algum limite especificado.

e) Degradação

Representa uma queda no desempenho, que ocorre a uma taxa lenta, mas progressivamente piora, podendo resultar em uma falha mais severa. O desempenho global do sistema não é alterado drasticamente até que a degradação se desenvolva além de um nível crítico.

f) Falha

Uma inadmissível ou inaceitável propriedade do sistema ou de um componente. Uma propriedade é inaceitável se ela mesma for uma falha ou se causar uma falha diretamente ou indiretamente por meio de acontecimentos subseqüentes. Em geral todos os fracassos são falhas, mas nem toda falha configura um fracasso. As falhas podem ser classificadas pela severidade, pela posição física no sistema ou pelo nível.

g) Defeito

Uma causa imediata de degradação do sistema que leva a um mau funcionamento, exemplo, sujeira nos trocadores de calor que conduzem a uma dificuldade do sistema de manter o set point.

h) Meio de fracasso

Parte do sistema ou componente ou a conseqüência de um mecanismo por meio do qual a fracasso ocorre.

i) Mecanismo de fracasso

Um processo físico, químico, elétrico, térmico ou outro que resulte em um fracasso.

j) Diagnóstico

O processo de localização e explicação da ocorrência de uma falha em um componente ou sistema.

k) Análise de fracasso

Subseqüente a um fracasso, um exame lógico sistemático de um item, sua construção, aplicação e documentação para identificar um meio de fracasso e determinar o mecanismo de falha.

l) Causa de fracasso

Uma circunstância durante o projeto, a construção ou a operação que conduz a um fracasso.

m) Isolamento de falha

O processo de determinação da localização de uma falha e sua extensão para efeitos de reparo.

n) Localização de falha

O processo de determinação do local exato de uma falha.

o) Análise da árvore de falha

Envolve um sistema de identificação do nível das falhas e a construção de um diagrama lógico que mostre todas as possíveis combinações de fracassos e condições que lhes dão origem estes. As probabilidades dos fracassos são computadas a partir de dados de falha básica.

p) Sintoma

Alguma mudança perceptível em um processo que indica a presença de falha ou defeito.

q) Fracasso primário

É o fracasso de uma parte ou de uma função que diretamente causa a parada do desempenho de uma operação funcional.

r) Fracasso associado

É o fracasso induzido pelo fracasso primário.

s) Ruído

Perturbação indesejável que tende a deturpar, distorcer ou alterar, de maneira imprevisível, a informação transmitida. Geralmente, dá-se o nome de ruído a alguma perturbação interna do sistema, enquanto se dá o nome de interferência a alguma perturbação externa vinda do ambiente que influencia negativamente o funcionamento do sistema.

t) Resíduo

Diferença entre o valor medido em um sistema real e o valor esperado segundo um sistema modelado.

3.4 MODELOS

É possível distinguir quatro modelos básicos utilizados nos métodos de DDF. São eles, o paramétrico, o físico, o empírico e o semi-empírico, descritos a seguir:

Modelo Paramétrico: Os modelos paramétricos baseiam-se na estimativa de parâmetros a partir de uma base de informações. Um modelo paramétrico fornece uma descrição entre as entradas e saídas do sistema, mas os parâmetros não têm significado físico.

Modelo Físico: Um modelo físico é um conjunto de idéias e conceitos dos quais a interpretação provém de observações e resultados experimentais. Em sua forma mais completa, um modelo físico é construído de um conjunto de leis naturais. É possível criar uma representação matemática dos resultados experimentais em termos de quantidades físicas se não houver a intenção de basear o modelo físico em resultados experimentais. Os modelos físicos são baseados nos princípios que envolvem conservação de massa, momento e energia, incorporando a física do sistema real a ser investigado. Geometria, propriedade dos materiais e dos fluidos geralmente também são incluídas. Os parâmetros têm um significado físico e podem ser trabalhados em um sub-modelo estático ou dinâmico. Descritos a seguir:

Modelo Estático: Esse modelo é indicado para pesquisas nas quais as dinâmicas do fluido de trabalho e do trocador de calor são, em geral, muito mais rápidas que a dinâmica do carregamento e das condições ambientais, uma vez que assume que as variáveis usadas, massa, momento e balanço de energia são invariáveis no tempo.

Modelo Dinâmico: Os modelos dinâmicos requerem medições precisas e rápidas para acompanhar as variações da dinâmica do processo. Às vezes, os dados precisam ser coletados imparcialmente em altas freqüências. Exige a aquisição de um maior número de dados que nos métodos estatísticos e pode ser mais apropriada em nível de um componente ou subsistema. São, ainda, bastante usados na modelagem de falhas no conjunto motor-bomba, por exemplo.

Modelo Empírico ou Modelo Caixa Preta: Modelos empíricos são basicamente modelos paramétricos em que os dados utilizados provêm de experimentos. A aquisição feita de um sistema real fornece uma tendência que é contabilizada e utilizada como referência. São boas opções para a descrição de comportamentos não lineares, enquanto sua desvantagem é a grande quantidade de dados necessários muito superior comparada ao modelo físico.

Modelo Semi-Empírico ou Modelo Caixa Cinza: Estes são modelos que mesclam leis e princípios físicos com dados experimentais para montar a base de dados para a DDF. Por fazer uma conexão entre o modelo físico e o caixa preta, são chamados de modelo caixa cinza.

3.5 TÉCNICAS DE DIAGNÓSTICO

Métodos de diagnóstico não diferem apenas no modo como o conhecimento do processo é utilizado, mas também na forma como o conhecimento é requerido (Dash et al, 2000). Assim, estes se dividem entre os que utilizam informações do modelo do processo e os que se baseiam na história do processo.



Figura 3.3 – Técnicas de DDF.

3.5.1 TÉCNICAS BASEADAS EM MODELOS DE PROCESSOS

Os processos que são guiados por princípios físicos são os que mais utilizam estes métodos por possuírem um conjunto de relações que descrevem a interação entre as variáveis envolvidas. Há ainda uma subdivisão entre os métodos qualitativos e quantitativos.

3.5.1.1 MODELOS CASUAIS QUALITATIVOS

Baseados na lógica de causa-efeito, estes métodos têm como principais exemplos as árvores de falhas. Estas são modelos que utilizam um encadeando de frente para trás ou de cima para baixo (topdown) até que um evento primário seja encontrado, o qual pode ser uma possível causa raiz de uma divergência observada no processo.

Uma limitação séria desses métodos, que torna a resolução do sistema mais baixa e torna o processo de decisão mais incerto é a geração de um grande número de hipóteses. Isso ocorre devido às

ambigüidades qualitativas envolvidas no processo. Como vantagem, esse método aponta todos os possíveis candidatos à falha. Porém, quando esse método é usado em tempo real (on-line), é requerido um alto poder computacional.

3.5.1.2 MODELOS QUANTITATIVOS

Baseados em um modelo que reúna as relações matemáticas governantes do sistema de forma fechada, estes modelos se utilizam dos princípios de conservação de massa, calor, energia e etc, ou dados de entrada e saída do sistema. O modelo pode ser estático, dinâmico, linear ou não-linear.

• <u>Métodos baseados em resíduos</u>

Estes métodos geralmente consistem em dois passos básicos – geração de resíduos e processo de decisão para identificar sua causa. Quando falhas acontecem, as equações de redundância não são satisfeitas e um resíduo r $\neq 0$ é verificado. O resíduo corresponde à diferença entre as várias entradas e os valores esperados destas em condição livre de falha (no/free fault). Atualmente, o procedimento para geração de resíduos pode variar de redundância de hardware para métodos complexos de estimativa de estado e de parâmetros. Métodos de estimativa de estado envolvem a reconstrução das saídas do sistema "y" com ajuda de filtros incluindo abordagens de paridade de espaço e métodos baseados em observações. Métodos de estimativa de parâmetros assumem que as falhas em um sistema dinâmico são refletidas por mudanças nos parâmetros do modelo. No processo de decisão para identificar a falha, os resíduos gerados são examinados por assinaturas de falha. Funções de decisão são calculadas com base nos resíduos e em regras de decisão (lógica). A maioria desses métodos trabalha apenas com sistemas lineares.

• <u>Métodos baseados em suposições</u>

Esses métodos atribuem o resíduo à violação de certas suposições relativas ao comportamento normal do sistema.

3.5.2 TÉCNICAS BASEADAS NO HISTÓRICO DO PROCESSO

Com base em um grande número de dados, esses métodos tomam como referência a história do processo. Assim como as técnicas baseadas em modelos, se dividem em qualitativos e quantitativos.

3.5.2.1 MÉTODOS QUALITATIVOS

• Métodos baseados em regras

Este é o primeiro foco do diagnóstico de sistemas especialistas. Eles são compostos tipicamente de uma parte de antecedente (série de eventos) e uma parte conseqüente que associa a esses eventos uma falha conhecida. Informações da história do processo entram no sistema na forma de eventos

antecedentes e conseqüentes. Assim, estes envolvem um mapeamento explícito dos sintomas conhecidos para a raiz das causas.

<u>Análise de Tendência Qualitativa</u>

Análise de Tendência Qualitativa (ATQ) utiliza as tendências de comportamento das informações medidas nos sensores. Existem dois passos básicos – identificação das tendências e sua interpretação em termos dos cenários de falha. O procedimento de identificação deve ser robusto para resistir a variações momentâneas (devido a ruídos) no sinal e capturar somente variações totais. Filtros podem distorcer o caráter qualitativo essencial do sinal.

3.5.2.2 MÉTODOS QUANTITATIVOS

<u>Redes Neurais</u>

Redes Neurais (RN) para aplicações em DDF têm recebido uma atenção considerável nos últimos anos e já existe uma vasta literatura nesse campo. A aprendizagem das RN e suas capacidades de interpolação conduziram a implementações com sucesso em vários processos.

As Redes Neurais constituem um método para solução de problemas em inteligência artificial, construindo um sistema que tenha circuitos que simulem o cérebro humano, inclusive seu comportamento, ou seja, aprendendo, errando e fazendo descobertas.

Uma característica básica de uma rede neural é que elas aprendem por meio de exemplos e nunca são programadas. Então, para treinar uma rede, deve ser apresentada amostra de dados que contém entradas e saídas correspondentes. Por intermédio de um processo interativo, a rede aprende a relação de entrada-saída gradualmente e então, dependendo da aplicação, é usada para prever, corrigir ou reconhecer um padrão.

• <u>Técnicas estatísticas</u>

Processos estatísticos de controle (PEC) têm sido amplamente usados em sistemas nos quais se deseja manter a qualidade. A idéia principal é ver a DDF em termos de controle de qualidade. PEC podem ser univariáveis ou multi-variáveis. Os primeiros são amplamente usados na indústria, mas são capazes apenas de detectar distúrbios relacionados a uma fonte de medida individual (normalmente qualidade) e por conseguinte fornece pouca informação sobre as interações entre as diversas variáveis que são importantes para compreensão dos processos industriais complexos. PEC multi-variáveis representam uma ferramenta de DDF para a compreensão, o monitoramento e a detecção de maus funcionamentos em processos de manufatura contínua e múltipla ao mesmo tempo.

A partir de uma comparação entre os métodos apresentados, avaliando vantagens e desvantagens de cada um e com base nos atributos desejáveis em sistema de DDF, podemos concluir que nenhum deles é completo o suficiente para gerar um bom diagnóstico. Por isso, o que se propõe é um sistema híbrido que seja capaz de combinar diferentes metodologias de acordo com cada problema a ser resolvido. Essa realmente é uma boa alternativa.

3.6 PASSOS DA DETECÇÃO E DIAGNÓSTICO DE FALHA

De acordo com Isermann (1984), é possível dividir a técnica de DDF em quatro passos. O primeiro passo é a detecção da falha, apontada quando o desempenho do sistema não coincide com o esperado. Após isso, é feito o diagnóstico para determinar qual componente está causando a falha. No terceiro passo está a avaliação do impacto causado no sistema. Por fim, é tomada uma decisão para minimizar os efeitos provocados pela falha.

3.6.1 DETECÇÃO DE FALHA

Na Detecção, as características são geradas pelo pré-processador a partir de modelos matemáticos do sistema e dos dados recebidos dos sensores. Eles podem ser classificados em termos dos indicativos de desempenho (parâmetros físicos e características quantitativas), da estrutura do modelo (físico ou empírico) e da dinâmica considerada (regime permanente, etc). O classificador recebe essas características e utiliza diferenças entre o valor medido e o esperado, parâmetros físicos do modelo (coeficiente de transferência de calor global, por exemplo) ou características que dependam do valor de entrada (eficiência do compressor, por exemplo).

Para que o classificador tome uma decisão, o conhecimento necessário deve ser trabalhado, o que pode ser feito de várias formas: conjunto de regras de respostas, árvore de decisão e modelos probabilísticos. Na seleção dos limites para os resíduos, divergência entre desempenho real e esperado, há uma relação entre a sensibilidade de detecção e a possibilidade de um alarme falso. Geralmente, esses limites são determinados com base em informações heurísticas (informações de ruídos, vibrações, manutenção e história do processo vinda dos operados do sistema).

Toda detecção de falha é baseada em regras que agem diretamente nas medidas, por exemplo, utilizando a pressão de condensação como uma indicação de falha. Sem pré-processamento (modelo especialista clássico), essa pressão seria comparada com um valor máximo fixo para indicar uma falha, já em um sistema com pré-processamento (modelo especialista complexo) poderia haver um conjunto de regras com limites de pressão de condensação diferentes para diferentes temperaturas da água de arrefecimento no condensador. Em geral, o pré-processamento simplifica a classificação e melhora o desempenho global do sistema de DDF.

3.6.2 DIAGNÓSTICO DE FALHA

São processadas medidas para simplificar a identificação do componente particular de falha. O problema da classificação para o diagnóstico de falha é que esta não é uma decisão binária (falha ou não falha), como ocorre na detecção de falha. O classificador tem que escolher a falha específica de

uma lista de possibilidades. Porém o problema de diagnósticos pode ser reduzido a uma série de problemas de detecção de falha por isolamento.

O isolamento da falha é realizado aplicando-se métodos de detecção de falha para cada componente do sistema. Por exemplo, sujeira no condensador de um aparelho de ar condicionado pode ser detectada estimando a troca de calor efetiva a partir de informações e características do condensador. A falha é diagnosticada assim que é detectada e nenhuma classificação adicional é necessária. A desvantagem do isolamento de falha é o número grande de medidas requerido, por exemplo, o diagnóstico do trocador de calor sujo pode requerer medidas de todos os estados de entrada e saída do equipamento.

Outra abordagem para diagnóstico envolve comparação de parâmetros físicos determinados de medidas com valores de operação normal. Por exemplo, o coeficiente global de transferência de calor do trocador poderia ser calculado e usado para diagnosticar falhas. Aqui, novamente, são combinadas detecção e diagnóstico e nenhuma classificação de diagnóstico separada é necessária.

Uma abordagem de diagnóstico mais comum, que requer menos medidas, envolve o uso de modelos de falha. Para cada tipo de falha, um modelo prediz as respostas associadas com a ocorrência daquela falha para um conjunto atual de entradas. A falha é diagnosticada pelo uso de um classificador que tenta encontrar a melhor representação para o comportamento atual. A vantagem dessa abordagem é que menos medidas são necessárias para produzir diagnósticos. Porém é necessário ter modelos de falha para cada falha e modelos de combinações de falhas. São empregadas, freqüentemente, técnicas estatísticas de reconhecimento de padrão para encontrar a melhor representação do comportamento atual. Porém, quando dados suficientes estiverem disponíveis, Redes Neurais e outras abordagens do tipo Caixa Preta podem ser utilizadas, inclusive para trabalhar com medidas brutas.

3.6.3 AVALIAÇÃO DE FALHAS / REAÇÃO

A avaliação de falhas visa analisar o impacto de uma falha no desempenho global do sistema. Em sistemas simples de DDF, que não incorporam avaliação de falta, apenas falhas que se tornam fracassos são consideradas, por exemplo, ventilador quebrado. Porém nem toda falha gera fracassos. Quando falhas, como sujeira em um trocador de calor, causam apenas uma diminuição no desempenho do sistema, não é óbvio que elas são severas o bastante para justificar serviço de manutenção. Nesse caso, uma decisão de manutenção deveria se basear no impacto da falha no desempenho global do sistema.

Considerações de economia são usadas para determinar se o custo de serviço é ou não justificável. Custos importantes incluem serviço de manutenção, energia, custo de não manter conforto ou refrigeração, segurança e riscos ambientais (por exemplo, vazamento de refrigerante). Os três últimos custos são difíceis de quantificar, por isso é possível que se descarte um serviço de manutenção por considerar que esses custos não justificam o gasto. Levando em conta essas considerações, quatro critérios de avaliação de falha são mostrados:

- 1. Economia devem-se minimizar os custos combinados de energia e serviço.
- 2. Conforto condições de conforto devem ser mantidas.
- 3. Segurança segurança do equipamento e das pessoas.
- 4. Risco Ambiental vazamento de refrigerante, por exemplo, é prejudicial ao meio ambiente.

Os subsistemas podem ser considerados separadamente para avaliar cada um desses critérios. Falha em qualquer um deles pode justificar um serviço de manutenção. Tendo detectado, diagnosticado e avaliado o impacto de uma falha, uma decisão deve ser feita como reação à falha de acordo com a severidade da mesma.

A falha deve ser tolerada se seu impacto no desempenho global do sistema não é severo o bastante segundo os critérios de avaliação. Um exemplo de falha tolerável é sujeira moderada em um trocador de calor. Uma falha deveria ser consertada o mais cedo possível quando não satisfizesse o critério de economia ou no caso de risco ambiental, por exemplo. Porém, se a falha estiver gerando uma condição insegura, então o controle pode ser ajustado ou a operação do sistema interrompida até que a falha seja eliminada.



Figura 3.4 – Exemplo esquemático dos passos de DDF.

4 MODELAGEM DO SISTEMA

Serão apresentados aqui, os componentes principais que fazem parte do sistema de refrigeração por compressão a vapor. Bem como a modelagem matemática dos mesmos, que será utilizada na confecção do programa.

4.1 PRINCIPAIS COMPONENTES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO



Figura 4.1 - Representação dos componentes do sistema de refrigeração.

A Figura (4.1) representa o ciclo de refrigeração por compressão a vapor, nela estão ilustrados os principais componentes deste ciclo, que são: o compressor, o condensador o dispositivo de expansão e o evaporador.

O compressor tem a função de elevar a pressão do fluido refrigerante em estado gasoso, após a compressão, o fluido segue para o condensador, que se trata de um trocador de calor que é muito encontrado na forma de serpentina.

No condensador, o fluido refrigerante pressurizado rejeita calor e condensa, o ideal é que a área de troca de calor no condensador seja a maior possível para diminuir a temperatura de condensação. O dispositivo de expansão tem o papel de diminuir a pressão e conseqüentemente a temperatura do líquido refrigerante, para isso são dispersadas gotículas do mesmo em direção ao evaporador.

Ao passar pelo evaporador, as gotículas do fluido absorvem calor do ambiente, que está a uma temperatura mais elevada e evaporam, assim como o condensador, este dispositivo é muito encontrado na forma de serpentinas. Para fechar o ciclo, o vapor é comprimido novamente.

Em um sistema de refrigeração existem vários outros mecanismos, como por exemplo: o filtro secador, que tem a função de remover sujeira e contaminações sólidas do refrigerante, além de absorver água que possa estar presente no escoamento. Para conferir se ainda existe excesso de umidade no sistema, usa-se o visor de líquido, que apresenta um ponto na cor verde caso esteja livre de água ou na cor amarela, quando acusa a presença de umidade.

Além desses, também fazem parte do sistema: o reservatório de líquido, que tem como função prover refrigerante adicional ao sistema quando este necessita, o separador de líquido, cuja função é reter qualquer refrigerante líquido que não tenha se vaporizado completamente no evaporador, evitando que, refrigerante líquido entre no compressor, e o separador de óleo que é utilizado para retirar óleo do sistema que possa ter surgido devido a um excesso do mesmo no compressor.

Em uma primeira abordagem, para representar o ciclo em questão, foram desconsideradas perdas de cargas no condensador e no evaporador, além disso foram levados em conta os graus de superaquecimento e sub-resfriamento do fluido refrigerante. O ciclo é retratado em regime permanente (Fig. 4.2).



Figura 4.2 - Diagrama Pressão x Entalpia do ciclo adotado.

Algumas formulações importantes para esse ciclo são obtidas a partir de conceitos abordados anteriormente (subseção 2.2):

Potência consumida:
$$\dot{W} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1)$$
 (4.1)

Taxa de calor trocado no condensador:
$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_3 - h_2)$$
 (4.2)

Taxa de calor trocado no evaporador:
$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_1 - h_3)$$
 (4.3)

Coeficiente de eficácia:
$$COP = (\dot{Q}_{ev}/\dot{W})$$
 (4.4)

Grau de sub-resfriamento:
$$\Delta T_{Sub} = (T_3 - T_{3'})$$
 (4.5)

Grau de superaquecimento:
$$\Delta T_{Sup} = (T_{1'} - T_1)$$
 (4.6)

4.2 MODELAGEM MATEMÁTICA DOS COMPONENTES

Os principais componentes citados anteriormente foram estudados, de forma que, uma modelagem matemática especifica para cada um deles foi escolhida, para a melhor aproximação possível do sistema real.

4.2.1 COMPRESSOR

O modelo proposto a seguir (ASHRAE, 1995) requer o conhecimento básico da geometria do compressor, das condições de operação, de parâmetros empíricos, da eficiência mecânica e elétrica para se obter o consumo real de energia e a vazão mássica do compressor. O mesmo é considerado sempre trabalhando em plena carga.

O compressor considerado é do tipo alternativo com deslocamento positivo. O ciclo mecânico ideal é assumido para representar o funcionamento dentro dos cilindros do compressor. Esse ciclo inclui: 1) aspiração isobárica de refrigerante dentro do cilindro; 2) compressão isentrópica; 3) exaustão isobárica de refrigerante de dentro do cilindro; 4) re-expansão isentrópica do refrigerante que permanece no volume nocivo no fim do processo de exaustão (Fig. 4.3).



Figura 4.3 - Diagrama Pressão x Volume do cilindro de um compressor

Dessa forma, a relação para a vazão volumétrica desse tipo de compressor é função decrescente da razão de pressões (Lebrun, 1995).

$$\dot{V} = \dot{V}_{s} \cdot \left[1 + c_{f} - c_{f} \cdot \left(\frac{p_{2}}{p_{1}}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \right]$$
(4.7)

 \dot{V} = Vazão volumétrica [m³/s];

- \dot{V}_s = Taxa de deslocamento do compressor [m³/s];
- c_f = Relação de volume nocivo do compressor [-];
- $\frac{p_2}{p_1}$ = Taxa de compressão do cilindro [-];
- γ = Coeficiente isentrópico [-]

A taxa de deslocamento do compressor e a relação de volume nocivo não são geralmente utilizadas em seus valores reais. Eles são utilizados de forma a reproduzir, tanto quanto for possível, o comportamento de um compressor real. A partir da Eq. (4.6), pode-se obter a vazão mássica de refrigerante.

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{V}}{V_V} \tag{4.8}$$

 \dot{m}_{ref} = Vazão mássica de refrigerante [kg/s];

 V_V = volume específico do refrigerante na entrada do compressor [m³/kg].

O volume específico é dado por:

$$V_V = \frac{\zeta r.T_V}{p_1} \tag{4.9}$$

 T_V = Temperatura do refrigerante na entrada do compressor [K];

*p*₁= Pressão de evaporação [Pa];

r=Constante do gás [J/kg.K];

 ζ = Fator de compressibilidade [-].

A potência total consumida pelo compressor pode ser representada pela potência de compressão isentrópica, sendo corrigida por um fator de perda que engloba as perdas localizadas e eficiências elétricas e mecânicas. De qualquer forma, a potência total consumida pelo compressor é maior que a isentrópica. Um simples modelo linear será utilizado para representar o subsistema do motor-transmissão do compressor.

$$\dot{W}_{cp} = \alpha. \, \dot{W}_{cp,is} \tag{4.10}$$

 \dot{W}_{cp} = Potência consumida pelo compressor [W];

 α = Fator de perda;

 $\dot{W}_{cp,is}$ = Potência de compressão isentrópica [W].

A potência de compressão isentrópica pode ser expressa por:

$$\dot{W}_{cp,is} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot \dot{m}_{ref} \cdot \zeta \cdot R \cdot T_V \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} - 1 \right]$$
(4.11)

p₂= Pressão de condensação [Pa].

4.2.2 CONDENSADOR

O condensador a ser modelado é um trocador de calor compacto refrigerado a ar, uma vez que se trata do tipo de trocador mais comumente observado nos sistemas de refrigeração. O refrigerante escoa por dentro dos tubos, com múltiplos passes, enquanto o ar atravessa o arranjo dos tubos externamente, resfriando assim o refrigerante e fazendo-o condensar (Fig. 4.4).



Figura 4.4 – Esquema de um condensador a ar (Domanski, 1989)

O fluido refrigerante entra no condensador como vapor superaquecido e deve sair no estado líquido, porém, durante a condensação, a fração de líquido e vapor varia constantemente ao longo dos tubos, tornando complexa a análise do comportamento do condensador. Uma modelagem que leva em conta uma variação média logarítmica de temperatura ao longo do condensador pode ser utilizada para aproximar o comportamento do mesmo. Fazendo o balanço de energia para o condensador é possível encontrar a quantidade de calor absorvida pelo refrigerante. A seguir serão abordados dois tipos de modelo para o condensador.

4.2.2.1 EFETIVIDADE DO CONDENSADOR

Uma representação satisfatória do comportamento de um condensador resfriado a ar pode ser obtida admitindo-se que a efetividade do trocador de calor seja constante (Stoecker and Jones, 1985), ou seja, a taxa de calor rejeitado no condensador pode ser expressa por:

$$\dot{Q}_{cd} = F_{cd}(T_3 - T_{amb})$$
 (4.12)

 F_{cd} = Capacidade por diferença unitária de temperatura [W/K];

 T_3 = Temperatura de condensação [K];

 T_{amb} = Temperatura ambiente [K];

O valor da capacidade pode ser tratado como constante, fornecendo uma relação linear da taxa de calor rejeitado no condensador em função da temperatura de condensação, para uma dada temperatura ambiente. A Figura (4.5) mostra o comportamento de certo condensador resfriado a ar para o qual o valor da capacidade é igual a 9,39 kW/K. O gráfico foi obtido a partir dos dados de catálogo do fabricante.



Figura 4.5 – Comportamento de um condensador resfriado a ar, modelo 36 da "Bohn Heat Transfer Dvision" operando com R22 (Stoecker and Jones, 1985)

Esse fator também pode ser determinado experimentalmente, medindo a taxa de calor e a temperatura de condensação para uma dada temperatura ambiente, e aproximando os pontos por uma função que dependa da diferença de temperaturas.

4.2.2.2 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO CONDESADOR

Nessa segunda abordagem, a taxa de calor rejeitado no condensador pode ser expressa por:

$$\dot{Q}_{cd} = AU_{cd}\Delta T_{cd} = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_{3\prime}) \tag{4.13}$$

 U_{cd} = Coeficiente global de transferência de calor [W/m².K];

 A_{cd} = Área da superfície de troca, levando em conta as aletas e a superfície sem aletas [m²];

 ΔT_{cd} = Média logarítmica da diferença de temperatura [K];

$$\Delta T_{cd} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \tag{4.14}$$

Onde a primeira variação é a diferença de temperatura entre o refrigerante e o ar na entrada (fluido quente e fluido frio, respectivamente), e a segunda é essa diferença de temperatura na saída.

Para essa modelagem, o coeficiente global de transferência de calor será calculado com base na superfície externa do trocador de calor. Dessa forma, a área também deve ser referente à parte externa. Para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, a seguinte expressão pode será utilizada (Incropera and DeWitt, 2003):

$$\frac{1}{U_{cd,ext}} = \frac{1}{h_{int}\left(\frac{A_{int}}{A_{ext}}\right)} + A_{ext}R_w + \frac{1}{\eta_{0,ext}h_{ext}}$$
(4.15)

 h_{int} = Coeficiente de convecção interno [W/m².K];

 h_{ext} = Coeficiente de convecção externo [W/m².K];

 R_w = Resistência condutiva [m.K/W];

 $\eta_{0,ext}$ = Eficiência global da superfície [-];

 $A_{int} =$ Área total interna [m²];

 $A_{ext} =$ Área total externa [m²];

Essa relação leva em conta que o trocador é limpo e não há presença de películas e nem incrustações sobre a superfície, tendo em vista que tal fato criaria uma resistência a mais na transferência de calor. Cada parcela da equação será desenvolvida a seguir separadamente.

O cálculo do coeficiente de convecção interno depende da disposição dos tubos, velocidade do escoamento, propriedade do fluido que escoa no interior dos dutos, entre outras. Segundo Stoecker & Jones (1985) a expressão que pode ser utilizada para calcular o coeficiente de convecção interno é da forma:

$$Nu = C. Re^n. Pr^m \tag{4.16}$$

Nu= Número de Nusselt;

Re= Número de Reynolds;

Pr= Número de Prandtl;

C, m, n= Constantes.

Considerando uma relação para condensação do tipo filme do interior de tubos horizontais, conforme apresentada em (ASHRAE, 1999). Dessa forma:

$$h_{int} = 0.026 \left(\frac{k_{liq,int}}{D_{int}}\right) \left(\frac{c_{p_{liq,int}} \mu_{liq,int}}{k_{liq,int}}\right)^{1/3} \left(\frac{D_{int}G_E}{\mu_{liq,int}}\right)^{0.8}$$
(4.17)

Desde que,

$$\frac{D_{int}G_{liq,int}}{\mu_{liq,int}} > 5000 \tag{4.18}$$

$$\frac{D_{int}G_{liq,int}}{\mu_{liq,int}} \left(\frac{\rho_{liq,int}}{\rho_{vap,int}}\right)^{0,5} > 20000 \tag{4.19}$$

D_{int}= Diâmetro interno do tubo [m];

 $G_{liq,int}$ = Velocidade mássica interna do fluido no estado de líquido saturado [kg/s.m²]; $G_{vap,int}$ = Velocidade mássica interna do fluido no estado de vapor saturado [kg/s.m²]; $\mu_{liq,int}$ = Viscosidade do fluido interno no estado de líquido saturado [N.s/m²]; $\rho_{liq,int}$ = Densidade do fluido interno no estado de líquido saturado [kg/m³]; $\rho_{vap,int}$ = Densidade do fluido interno no estado de vapor saturado [kg/m³]; $k_{liq,int}$ = Condutividade térmica do fluido interno no estado de líquido saturado [kg/m³]; $k_{liq,int}$ = Calor específico do fluido interno no estado de líquido saturado [J/kg.K]; G_E = Velocidade mássica média do fluido no interior do tubo [kg/s.m²],

Que pode ser calculada segundo a relação:

$$G_E = G_{vap,int} \left(\frac{\rho_{liq,int}}{\rho_{vap,int}}\right)^{0,5} + G_{liq,int}$$
(4.20)

Fazendo a aproximação de que a espessura da aleta é infinitesimal, sendo, portanto desprezível, pode-se calcular a relação entre as áreas totais das superfícies externas e internas do trocador da seguinte forma:

$$\frac{A_{int}}{A_{ext}} \approx \frac{D_{int}}{D_{ext}} \left(1 - \frac{A_{f,h}}{A_h} \right) \tag{4.21}$$

Em que $A_{f,h}$ [m²] representa a área externa associada às aletas; D_{ext} [m] é o diâmetro externo, respectivamente e A_h [m²] é a área total externa.

A parcela referente à resistência condutiva na parede pode ser encontrada pela relação:

$$A_{ext}R_{w} = \frac{D_{int}\ln(\frac{D_{ext}}{D_{int}})}{2k(\frac{D_{int}}{D_{ext}})}$$
(4.22)

Onde k [W/m.K] é a condutividade térmica do material do trocador.

A última parcela a ser calculada é função do coeficiente de convecção externo. O mesmo será calculado de acordo com a relação a seguir:

$$h_{ext} = j_H \left(\frac{G_{ext}c_{p,ext}}{Pr_{ext}^{2/3}}\right)$$
(4.23)

Dessa forma, é preciso determinar a velocidade mássica externa do ar G_{ar} [kg/s.m²], calculada pela equação:

$$G_{ext} = \frac{\dot{m}_{ext}}{\sigma A_{fr}} \tag{4.24}$$

Onde \dot{m}_{ext} é o fluxo mássico externo de ar [kg/s], A_{fr} é a área frontal do trocador [m²] e σ é a razão entre a menor área livre de escoamento do espaçamento das aletas e a área frontal, que depende da configuração (tipo da superfície) do trocador.

Exemplo de superfície do condensador é a superfície CF-7.0-5/8J (Fig. 4.6).



Figura 4.6 – Transferência de calor e fator de atrito para um trocador de calor com tubo circular e aleta circular, superfície CF-7.0-5/8J de Kays e London (Incropera and DeWitt, 2003)

Na Eq. (4.21), jH é o fator "j" de Colburn, que é o um coeficiente de transferência de massa adimensional, podendo ser obtido da Fig. (4.6), $c_{p,ext}$ é o calor específico a pressão constante para o fluido do lado externo do trocador [J/kg.K] e Pr_{ext} é o número de Prandtl do escoamento externo.

Finalmente, para resolver a Eq. (4.13), é preciso definir a grandeza η_0 , que é denominada como eficiência global da superfície, ou efetividade de temperatura de uma superfície aletada. Essa grandeza é função da eficiência de uma única aleta η_f e de características geométricas do trocador de calor em questão. Pode ser determinada por:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_{f,h}}{A_h} \cdot (1 - \eta_f) \tag{4.25}$$

4.2.3 DISPOSITIVO DE EXPANSÃO

A finalidade do dispositivo de expansão no ciclo de compressão a vapor é reduzir a pressão do líquido de maneira a estabelecer um diferencial de pressão entre o condensador e o evaporador e regular a vazão de refrigerante que entra no evaporador. A entalpia na entrada e na saída do dispositivo é assumida como invariável, ou seja, um processo isoentálpico.

$$h_3 = h_4 \tag{4.26}$$

4.2.4 EVAPORADOR

O evaporador será considerado como um trocador de calor compacto resfriado a ar. Aqui, o refrigerante adentra o mesmo no estado líquido, evapora gradativamente aos escoar pelos diversos passes dos tubos, por meio da troca de calor com o ar insuflado externamente. Finalmente, o refrigerante deixa o evaporador no estado de vapor. Da mesma forma que no condensador, serão abordados dois modelos para o mesmo.

4.2.4.1 CAPACIDADE DO EVAPORADOR

Uma abordagem semelhante a do condensador pode ser utilizada para se mostrar o comportamento do evaporador. Para a simulação matemática do evaporador, será utilizada a seguinte relação para a capacidade de evaporação (Stoecker and Jones, 1985):

 $\dot{Q}_{ev} = G_{ev} * (T_{cam} - T_1)$ (4.27) $G_{ev} =$ Fator de proporcionalidade [kW/K] $T_{cam} =$ Temperatura da câmara [K] $T_1 =$ Temperatura de evaporação [K]

Uma das possíveis aproximações é propor que G_{ev} é uma função linear dessa diferença de temperatura, podendo assim ser obtido experimentalmente.

4.2.4.2 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO EVAPORADOR

Considerando que o evaporador é um trocador de calor muito semelhante ao condensador, a maneira com que será calculado seu coeficiente global de transferência de calor será muito semelhante, se diferenciando pelo fato de que para a obtenção do j_H será utilizado a Fig. (4.7), referente à superfície CF-8.0-3/8T e para a obtenção do coeficiente de convecção interno será utilizado outra correlação.



Figura 4.7 – Transferência de calor e fator de atrito para um trocador de calor com tubo circular e aleta contínua, superfície CF-8.0-3/8T de Keys e London (Incropera and DeWitt, 2003)

Dentre as várias correlações apresentadas pela ASHRAE (1999) para o cálculo do coeficiente de convecção interno de evaporação no interior dos dutos, a correlação adotada para a evaporação no interior de dutos horizontais será a Correlação de Pierre, dada por:

$$h_{int} = c_1 \left(\frac{k_{liq,int}}{D_{int}}\right) \left[\left(\frac{G_{liq,int}D_{int}}{\mu_{liq,int}}\right)^2 \left(\frac{J \Delta x h_{fg} g_c}{L g}\right) \right]^n$$
(4.28)

 $c_1 = 0,0009$ e n = 0,5 para um título $\le 0,9$;

 $c_1 = 0,0082$ e n = 0,4 para um superaquecimento de 5°C na saída do evaporador;

J = 1000 [N.m/kJ], equivalente mecânico de calor;

 $\Delta x =$ Variação de título [-];

 h_{fg} = Calor latente de vaporização [kJ/kg];

 $g_c = 1,0 \ [m. kg/N. s^2]$ Constante dimensional;

 $g = 9,81 \ [m/s^2]$ Aceleração da gravidade;

L =Comprimento do tubo [m]

A correlação de Pierre apresentada acima calcula o valor médio do coeficiente de convecção, podendo ser utilizado tanto para R12 e R22 em tubos de cobre de 12 a 18 mm de diâmetro interno, com comprimento variando de 4,1 a 9,5 metros em uma temperatura de evaporação de -20 a 0 °C. Fração de 0,08 a 6 °C de superaquecimento (Pierre 1955, 1957 apud Domanski, 1989).

4.2.5 FLUIDO REFRIGERANTE

O refrigerante é representado como um fluido perfeito, isto é, um gás perfeito, um líquido perfeito ou uma mistura de ambos. Isso permite um processo isentrópico pela relação:

- $p. v^{\gamma} = cte$ (4.29) p = Pressão [Pa]; $v = \text{Volume específico} [m^3/kg];$
- γ = Coeficiente isentrópico [-].

O fator de compressibilidade (ζ) ainda será introduzido na equação dos gases perfeitos:

 $p.v = \zeta.R.T$

 ζ = Fator de compressibilidade [-];

- R = Constante do gás [J/kg . K];
- T = Temperatura [K].

(4.30)

5 DESENVOLVIMENTO DO MODELO

As principais definições sobre modelo de DDF a ser desenvolvido, os métodos selecionados para a detecção, o diagnóstico e a avaliação da falha detectada, além de análises feitas sobre as propostas anteriores, são temas desenvolvidos neste capítulo.

5.1 DEFINIÇÃO DO MODELO DE DDF

Considerando os vários modelos analisados anteriormente, selecionamos um principal para ser empregado, o modelo semi-empírico de DDF, ou modelo caixa cinza, que utiliza princípios e leis físicas juntamente com quantidades experimentais. Um modelo físico poderia ser usado, porém seria necessário um número maior de relações matemáticas envolvendo as várias variáveis do processo, sendo que a resolução das mesmas pode ser impossibilitada pela dificuldade na determinação de alguns parâmetros geométricos. Um modelo empírico poderia ser outra solução viável, porém seria necessária uma grande quantidade de dados experimentais para cada condição de operação do sistema.

Algumas propriedades do modelo paramétrico também serão importantes na confecção do sistema. Como definido anteriormente, o modelo paramétrico é baseado na estimativa de parâmetros a partir de uma base de informações, esses parâmetros fornecem uma descrição entre as entradas e saídas do sistema. Esse tipo de aproximação será extremamente útil para a definição de todos os componentes.

Portanto, a partir da inter-relação entre as formulações propostas para cada componente do ciclo, o tipo de modelo escolhido deverá simular o desempenho de um sistema em várias condições de operação, levando em conta variações nas mesmas como, por exemplo, devido a uma mudança na temperatura ambiente. Esse modelo requer o conhecimento básico das características construtivas dos componentes, condições de operação, parâmetros empíricos, eficiências, propriedades dos materiais, etc.

Juntamente com esse modelo semi-empírico será utilizado um método de diagnóstico quantitativo baseado em um modelo do processo, que a partir da geração de resíduos e da relação entre eles, é capaz de perceber uma condição de anormalidade do sistema. Os resíduos, que correspondem à diferença entre as várias entradas e os valores esperados destas em condição livre de falha, devem ser examinados por assinaturas de falha, para proporcionar um diagnóstico confiável.

5.2 MODELO DE DETECÇÃO DE FALHA

O modelo de DDF selecionado tem como base a análise do resíduo, ou seja, diferença entre o valor modelado e o valor medido (real). Caso o valor do mesmo ultrapasse um limite pré-estabelecido, será caracterizada a ocorrência de uma falha (Fig. 5.1).



Figura 5.1 – Esquema de funcionamento da detecção de falha.

Como a falha é detectada assim que o resíduo ultrapassa um valor limite determinado previamente com base em um funcionamento livre de falha, se faz necessário monitorar o sistema continuamente e acompanhar o comportamento de tal resíduo no tempo (Fig. 5.2).



Figura 5.2 – Exemplo de comparação entre dados reais e modelados.

Portanto, a caracterização da existência de falha ocorre quando os dados medidos, em qualquer condição de operação, excedem os limites baseados no modelo semi-empírico adotado.

Considerando apenas o sistema modelado, as entradas no mesmo são somente as medidas experimentais advindas dos sensores instalados no equipamento. Contudo, a partir da formulação matemática dos componentes e de parâmetros geométricos, físicos, eficiências dos trocadores de calor, etc, obtém-se uma saída de dados modelada (Fig. 5.3), que servirão de base para a comparação e posterior detecção da falha.



Figura 5.3 – Fluxo de dados do modelo semi-empírico.

É importante ressaltar que, o simples fato do resíduo ultrapassar os limites estabelecidos não deve, por si só, caracterizar uma falha. Caso ocorra somente um pico de temperatura, pressão ou alguma outra propriedade e depois disso, o conjunto retome a sua condição de funcionamento normal, o sistema deve reconhecer que foi somente uma condição passageira e não deve acusar a presença de falha Fig. (5.4).



Figura 5.4 - Condição de pico da propriedade, onde não deve haver indicativo de falha.

Poderão acontecer situações em que o resíduo apresente comportamentos característicos, como crescimento constante Fig. (5.5), crescimento repentino e estabilização Fig. (5.6), oscilações que ultrapassem o limite superior e inferior com Fig. (5.8) ou sem Fig. (5.7) aumento da amplitude, crescimento com retorno rápido Fig. (5.9) ou gradativo Fig. (5.10) à condição de operação normal de forma cíclica, oscilação instantânea que ultrapasse o limite superior e inferior seguido de períodos de estabilização Fig. (5.11) e crescimentos gradativos e estabilização Fig. (5.12).



Figura 5.5 – Resíduo com crescimento constante.



Figura 5.6 - Resíduo com crescimento repentino e estabilização.



Figura 5.7 – Resíduo oscilando entre os limites com amplitude constante.



Figura 5.8 - Resíduo oscilando entre os limites com aumento de amplitude.



Figura 5.9 - Resíduo com rápido crescimento e retorno.



Figura 5.10 - Resíduo com rápido crescimento e retorno gradual.



Figura 5.11 - Resíduo oscilando entre os limites com períodos estáveis.



Figura 5.12 - Resíduo com crescimentos repentinos seguidos de períodos estáveis.

5.3 MODELO DE DIAGNÓSTICO DE FALHA

Como mencionado anteriormente, será utilizado o modelo de diagnóstico quantitativo baseado em um modelo do processo, nesse caso, os resíduos gerados são examinados por assinaturas de falha.

Para cada tipo de falha, um modelo prediz as respostas associadas com a ocorrência da mesma para um conjunto atual de entradas. A falha é diagnosticada pelo uso de um classificador que tenta encontrar a melhor representação para o comportamento atual. A vantagem dessa abordagem é que menos medidas são necessárias para produzir diagnósticos. Porém é necessário ter modelos dos tipos de falhas e modelos de combinações de falhas.

As falhas podem ser caracterizadas por meio de variações em quantidade das diversas grandezas monitoradas, por exemplo temperatura e pressão medidas em pontos importantes do ciclo: temperatura do refrigerante na entrada e na saída do compressor, pressão do refrigerante na entrada e na saída do

compressor, temperatura de evaporação e temperatura de condensação. Também podem ser avaliados outros parâmetros, tais quais, vazão mássica de refrigerante, capacidade de refrigeração, taxa de calor rejeitado no condensador, graus de superaquecimento e sub-resfriamento, COP e potência consumida no compressor.

A montagem do banco de falhas se dá a partir de informações encontradas na literatura e principalmente de forma experimental, introduzindo falhas no sistema, verificando o comportamento do mesmo em relação à condição de trabalho adversa e por fim efetuando o armazenamento dessas assinaturas de falhas.

Caso o programa não identifique a falha a partir da combinação de resíduos existente, o responsável pela manutenção poderá, depois de realizar o reparo, inserir um parecer técnico no sistema sobre o problema detectado, esse tipo de ação poderá alimentar a base de dados e identificar essa mesma falha em algum outro momento.

A Tabela (5.1) exemplifica o modelo adotado para a montagem do banco de falhas a partir da variação no comportamento de alguns parâmetros.

Falha	T _{out,comp}	Q _{cd}	Ŵ	СОР
Α	1	ŧ	1	¥
В	↑	1	¥	¥
C	¥	¥	1	t
D	¥	1	¥	1

Tabela 5.1 – Exemplo de assinaturas de falhas.

As setas indicam se uma medida em particular cresce ou decresce como resposta a uma determinada falha. Cada uma das falhas é caracterizada por combinações diferentes de aumento ou redução das medidas em relação ao valor esperado das mesmas. Nesse caso, considerando as quatro propriedades monitoradas, podem ser obtidas dezesseis combinações de falhas diferentes.

5.4 MÉTODO DE AVALIAÇÃO DE FALHA E REAÇÃO

A avaliação do impacto da falha no desempenho do sistema de refrigeração será feita a partir da análise da magnitude do resíduo apresentado e da resposta do conjunto como um todo.

Se algum parâmetro apresentar uma falha ao ultrapassar o valor permitido pelo resíduo de forma sutil e não for acompanhado pela variação acentuada de outros parâmetros, é cabível uma análise para determinar se deve ou não ocorrer a intervenção. Caso aconteça esse tipo de situação, a falha deve ser monitorada ao longo do tempo para acompanhar o valor do resíduo, que não deve alcançar proporções suficientes para afetar substancialmente o desempenho do sistema.

5.5 DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO SEMI-EMPÍRICO

Embora seja possível adotar diversas abordagens para simular o desempenho de um sistema de refrigeração, as variáveis de entrada (medidas experimentais) devem ser bem escolhidas, de forma que proporcionem saídas modeladas confiáveis.

A decisão de quais variáveis de entrada serão utilizadas deve levar em conta aspectos técnicos e econômicos, por exemplo, quais tipos de falhas serão monitorados e quais pontos do sistema serão capazes de fornecer os dados de forma consistente. Deve-se considerar também, quantos sensores serão utilizados, de que tipo (pressão, temperatura, potência) e se existem barreiras físicas para a instalação dos mesmos. Uma relação custo-benefício entre o tipo de falha a ser monitorada e o custo dos equipamentos necessários para tal é de fundamental importância, pois influencia diretamente na escolha do modelo a ser adotado. Além desses aspectos, é recomendável fazer uso de formulações matemáticas que, de acordo com as considerações feitas, se aproximem o máximo de um modelo real, evitando a utilização de muitos parâmetros físicos de difícil determinação.

5.5.1 ANÁLISE DE PROPOSTAS ANTERIORES

Uma possível abordagem para o desenvolvimento do sistema envolve a análise das trocas de calor no condensador e no evaporador levando em conta o lado do ar, e não do refrigerante, baseado na formulação proposta por Lebrun (1995).

Nesse caso, as medidas experimentais são as vazões mássicas e as temperaturas do ar na entrada e saída dos trocadores, os parâmetros são os coeficientes de transferência de calor dos trocadores, as propriedades do fluido refrigerante e as características do compressor. Os dados de saída obtidos são a potência elétrica consumida, o COP, as temperaturas de condensação e evaporação, os graus de sub-resfriamento e superaquecimento, a capacidade de refrigeração, a taxa de rejeição de calor no condensador e a vazão mássica de refrigerante (Fig. 5.13).


Figura 5.13 - Fluxo dos dados do modelo proposto por Lebrun (1995).

O método em questão apresenta como saída modelada diversas características do sistema, que posteriormente, servirão como base para comparação com dados reais e/ou esperados. Contudo, a dificuldade de implementação desse modelo se dá pelos seguintes fatores: os perfis de temperatura na saída dos trocadores de calor são demasiadamente complexos, não sendo uma boa aproximação utilizar uma temperatura média para a determinação das quantidades de calor trocado nos mesmos e a grande quantidade de fatores para a determinação dos coeficientes de transferência de calor, que pode acarretar em aproximações equivocadas e erros significativos. Podemos citar também que, a consideração de que o refrigerante permanece com a temperatura constante dentro dos trocadores para a determinação e evaporação é grosseira, já que em muitos casos, ocorre o superaquecimento do fluido na evaporação e o sub-resfriamento do mesmo na condensação. Outro ponto importante envolve a aquisição dos dados, nesse caso, de que forma a vazão mássica de ar será contabilizada em um sistema real, que não esteja em uma bancada de laboratório, de forma precisa para não gerar diagnósticos falsos.

Carvalho (2005), propôs um processo de DDF realizado através da geração de resíduos provenientes da troca de calor entre o refrigerante e o ar que atravessa os trocadores de calor. Para tal, foram simuladas, em uma bancada, duas falhas: no ventilador do evaporador e no ventilador do condensador.

No condensador ocorre um processo exotérmico, para tal, o refrigerante percorre o circuito do condensador e troca calor com a corrente de ar gerada pelo ventilador. Pelo princípio da conservação de energia, o calor cedido pelo refrigerante deve ser igual ao calor recebido pela corrente de ar. Contudo, processos reais são irreversíveis e essa igualdade não é verificada, a partir daí torna-se possível obter um resíduo entre as quantidades de calor trocadas Eq. (5.1) e (5.2).

$$r = \dot{Q}_{cd} - \dot{Q}_{ar} \tag{5.1}$$

$$r = \left[\dot{m}_{ref}(h_{ref,e} - h_{ref,s})\right] - \left[\dot{m}_{ar}(h_{ar,s} - \dot{h}_{ar,e})\right]$$
(5.2)

 \dot{Q}_{cd} = Quantidade de calor cedida pelo refrigerante [kW]

 \dot{Q}_{ar} = Quantidade de calor recebida pelo ar [kW]

 \dot{m}_{ref} = Fluxo mássico de refrigerante [kg/s]

- $h_{ref,s}$ = Entalpia específica do refrigerante na saída do condensador [kJ/kg]
- $h_{ref,e}$ = Entalpia específica do refrigerante na entrada do condensador [kJ/kg]
- \dot{m}_{ar} = Fluxo mássico de ar [kg/s]

 $h_{ar,s}$ = Entalpia específica do ar na saída do condensador [kJ/kg]

 $h_{ar,e}$ = Entalpia específica do ar na entrada do condensador [kJ/kg]

A falha é detectada quando o resíduo ultrapassar um limite pré-estabelecido. Os dados mensurados com o equipamento em um funcionamento livre de falha são usados para treinar o modelo para uma condição normal de operação e determinar os limites estatísticos para detecção de falha. O processo de DDF empregado no evaporador é análogo ao que foi descrito para o condensador, a diferença é que ao invés de receber calor do refrigerante, o ar vai ceder calor para o mesmo.

Apesar do foco estar nos trocadores de calor, foram medidas diversas grandezas, são elas: temperatura ambiente, temperatura do refrigerante na entrada e saída do compressor, na entrada e saída do condensador e na entrada e saída do evaporador. Também foram mensuradas a pressão na entrada e na saída do compressor, a temperatura do ar na saída do condensador e do evaporador, além da vazão de ar no condensador e no evaporador e a vazão mássica de refrigerante.

As falhas no ventilador do condensador e do evaporador foram introduzidas quando o sistema atingiu a condição de regime permanente, com temperaturas e pressões constantes. Estas consistiram em simular a parada de cada um dos ventiladores desligando-os. Uma inter-relação entre as falhas

simuladas e as conseqüentes mudanças nas grandezas monitoradas gera o perfil da falha, esse perfil será utilizado para o diagnóstico da mesma em um sistema real.

Para a falha no condensador, foram gerados gráficos demonstrando a variação de pressão e a variação de temperatura. Os mesmos serão apresentados a seguir, e uma breve análise sobre as principais características dos mesmos será feita.



Figura 5.14 - Variação de pressão durante a falha no condensador, Carvalho (2005).

A Figura (5.14) nos apresenta o gráfico da variação de pressão com o tempo. A variação brusca de pressão logo no início da contagem de tempo corresponde ao momento em que o sistema foi ligado, poucos segundos depois as pressões se estabilizam em uma razão de compressão de aproximadamente 6,7. Por volta de 3500 segundos foi introduzida a falha, com isso, o calor trocado no condensador diminuiu e a temperatura e pressão do mesmo aumentou.

O aumento da pressão para aproximadamente 2100 [kPa], fez com que o pressostato de alta (utilizado para proteger o compressor de condições de operação que podem causar sério danos ao mesmo), desarmasse o circuito que alimentava o compressor. Após o compressor ser desligado, as pressões sofreram uma redução e o pressostato acionou novamente o circuito, como a falha não foi sanada, a pressão voltou a subir e o circuito foi desligado novamente, repetindo o ciclo.



Figura 5.15 - Variação de temperatura durante a falha no condensador, Carvalho (2005).

Como pode ser visto na figura acima, a temperatura requer mais tempo para se estabilizar quando comparada a pressão. Assim como no gráfico da variação da pressão, a temperatura apresenta um comportamento cíclico, variando de acordo com o ligamento e desligamento do compressor durante a falha no ventilador.

Esse tipo de comportamento faz o compressor trabalhar de forma intermitente, ligando e desligando de tempos e tempos, em regime cíclico de forma forçada levando o compressor a consumir mais energia. Para simular a falha no evaporador, o ventilador do mesmo foi desligado e regimes cíclicos de operação se repetiram, porém com as pressões variando em sentidos opostos. A tabela abaixo apresenta as oscilações das variáveis medidas a partir da falha, com os parâmetros apresentados seria possível obter sessenta e quatro combinações diferentes.

Tabela 5.2 – Características da	s falhas.
---------------------------------	-----------

Falha	T _{ref,e,cp}	T _{ref,s,cp}	T _{ref,ev}	T _{ref,cd}	Pref,e,cp	Pref,s,cp
Falha no ventilador do evaporador	1	↓	1	↓	↓	↓
Falha no ventilador do condensador	1	↓	1	↓	1	1

Nesse estudo, o modelo de DDF proposto é específico para a bancada ensaiada e não pode ser aplicado diretamente em outros sistemas, pois é baseado em um resíduo esperado em condições de operações livres de falha da bancada, além de enfrentar problemas caso o resíduo seja pequeno, ou seja, a falha é detectada somente quando o sistema encontra-se em uma situação crítica, não quando o primeiro indício de falha acontece. Esse sistema é incapaz de perceber a entrada do sistema em regime permanente, múltiplas falhas, falhas diferentes das simuladas e não apresenta boa adaptabilidade, que corresponde ao correto funcionamento caso haja mudanças externas ou mudanças estruturais no sistema.

Outro aspecto importante nesse modelo é a dificuldade em medir a vazão de ar que atravessa os trocadores de calor, em um sistema real é praticamente impossível praticar essa medição de forma concisa e sem nenhuma modificação significativa nos componentes do conjunto. Medir a vazão de refrigerante também se torna difícil, pois requer a instalação de equipamentos no meio da linha do fluido refrigerante, além de atenuar a perda de carga do sistema. Como mencionado anteriormente, uma análise focada nos trocadores de calor é muito pobre, pois a temperatura do ar é calculada como uma temperatura média e pode causar aproximações inexatas em certos casos, além de não proporcionar a detecção de falhas minuciosas no sistema.

Ghobad & Valverde (2007), propuseram o desenvolvimento de um sistema DDF que pudesse ser aplicado nas câmaras frias da Universidade de Brasília (UnB). O projeto visava à implementação do sistema para auxiliar o CME/UNB (Centro de Manutenção de Equipamentos da Universidade de Brasília), no controle e manutenção das câmaras, que apresentavam problemas freqüentes, porém uma manutenção feita somente quando algum dos aparelhos tinha o seu funcionamento comprometido. Esse tipo de manutenção permitia que os aparatos estocados nas câmaras sofressem diversos tipos de danos, pois o tempo entre o surgimento da falha e a percepção do mau funcionamento chegava a ser de vários dias, prejudicando o trabalho de muitos.

No modelo proposto foram apresentadas as seguintes entradas para o sistema modelado: i) temperatura e pressão na entrada do compressor; ii) pressão na saída do compressor; iii) temperatura ambiente; iv) temperatura da câmara. Além dessas, foram listadas entradas para o sistema real, que são: i) pressão e temperatura na entrada do compressor; ii) pressão e temperatura na saída do compressor; iii) potência elétrica consumida pelo compressor; iv) temperatura na saída do condensador; v) temperatura na entrada do evaporador. A detecção e avaliação da falha são realizadas com base nos resíduos gerados pela comparação entre dados reais e modelados.



Figura 5.16 - Fluxo de dados do modelo proposto por Ghobad e Valverde (2007).

A obtenção dos dados de saída a partir do sistema modelado se dá pelo uso de diversas formulações características de cada componente, sendo que, isso implica na adoção de alguns parâmetros do sistema que podem variar com o tempo ou com as condições de uso do mesmo, ocasionando discrepâncias entre os resultados, além de que algumas informações sobre os equipamentos podem não estar mais disponíveis devido à descaracterização do componente, perda dos manuais, etc.

Logo abaixo serão listadas as formulações e os passos propostos pela dupla para a obtenção dos dados modelados para comparação, quando conveniente, serão mencionadas algumas observações sobre as fórmulas ou parâmetros escolhidos.

▶ 1º Passo: Determinação da vazão volumétrica do compressor, $\dot{V}[m^3/s]$, Eq. (4.5).

Para a obtenção da vazão volumétrica é necessário estipular os seguintes parâmetros:

 \dot{V}_s = Taxa de deslocamento do compressor [m³/s];

 c_f = Relação de volume nocivo do compressor [-];

 γ = Coeficiente isentrópico [-].

De acordo com Rodrigues (1991), considerando constante a proporção entre calor e trabalho trocados ao longo da compressão de um gás perfeito, pode-se analisar o coeficiente politrópico a partir da seguinte relação:

$$F = dQ/dW \tag{5.3}$$

O coeficiente politrópico é obtido em função do coeficiente isentrópico a partir da Eq. (5.4).

$$n_{pol} = \gamma - F * (\gamma - 1) \tag{5.4}$$

Devido ao aquecimento decorrente do processo de compressão, ou seja, transferência de calor para o gás (Q>0) e trabalho realizado sobre o gás (W<0), o coeficiente F será uma constante negativa e com isso o coeficiente politrópico (n_{pol}) será maior que o coeficiente isentrópico (γ). A determinação do coeficiente politrópico para cada compressor pode não ocorrer de forma concisa e com isso, gerar resultados errôneos.

A eficiência volumétrica de compressão sofre um decaimento devido ao tempo de uso, isso se dá pelos desgastes nos diversos componentes do compressor, ou seja, a vazão volumétrica tende a diminuir de acordo como uso, essa característica deve ser levada em conta para evitar acusações de falhas indevidas.

Esse modelo é específico para compressores alternativos, ou seja, não pode ser aplicado em sistemas que utilizem outros tipos de compressores. Os parâmetros citados acima são muito específicos, o que gera uma grande dependência dos dados do fabricante, que pode proporcionar barreiras para o fornecimento dos mesmos. Além disso, o aparelho pode ser antigo e não apresentar informações para caracterizá-lo e não possuir manuais.

> 2º Passo: Obtenção da vazão mássica de refrigerante, \dot{m}_{ref} [kg/s], Eq. (4.6).

Para a determinação da vazão mássica de refrigerante é necessário estipular os seguintes parâmetros:

r= Constante do gás [J/kg.K];

 ζ = Fator de compressibilidade [-].

Para os gases ideais, o fator de compressibilidade deve ser igual a um, contudo, para situações onde ocorram variações de pressão e temperatura, esse valor pode desviar-se consideravelmente, Fig. (5.8). Pode-se expressar o fator de compressibilidade pela seguinte expressão:

$$\zeta = PV/RT \tag{5.5}$$



Figura 5.17 - Variação do fator de compressibilidade (Bruce H. Mahan. Química: Um curso universitário)

A partir dos aspectos citados, observa-se a dificuldade em definir um fator que seja eficaz em qualquer situação de operação do compressor, com isso, certas aproximações podem gerar resultados não condizentes com a realidade.

➢ 3º Passo: Determinação da potência elétrica de compressão, \dot{W}_{cp} [W], Eq. (4.8).

Para tal, deve-se estipular o seguinte parâmetro:

 α = Fator de perda [-].

O fator de perda proposto é constante, porém o mesmo varia de acordo com o estado de funcionamento do compressor.

➢ 4º Passo: Temperatura de saída do compressor T₂ [ºK], obtenção a partir da entalpia h_2 [kJ/kg] encontrada pela Eq. (4.1).

Nesse caso, T_2 depende dos fatores citados, definidos como constantes, com isso a temperatura pode apresentar um valor aproximado diferente do ideal.

> 5° Passo: Quantificar o calor rejeitado pelo condensador \dot{Q}_{cd} [W], Eq. (4.10).

Para a determinação do calor rejeitado pelo condensador, se faz necessário estipular o seguinte parâmetro:

 F_{cd} = Capacidade por diferença unitária de temperatura [W/K];

A capacidade de trocar calor por diferença unitária de temperatura do condensador vai variar ao decorrer do tempo de uso do aparato, principalmente devido ao acúmulo de sujeira e às condições ambientes encontradas em cada caso. Essa capacidade também sofre variações decorrentes das condições de operação do sistema, o que não é considerado no modelo. No modelo proposto, o calor

rejeitado pelo condensador depende da temperatura de condensação que é correspondente à pressão na saída do condensador, onde já ocorreu o sub-resfriamento, ou seja, a temperatura utilizada é maior do que a temperatura de condensação em si.

> 6º Passo: Obtenção da capacidade de refrigeração \dot{Q}_{ev} [W], Eq. (4.25).

Deve ser estipulado o seguinte parâmetro, para a determinação da capacidade de refrigeração:

 G_{ev} = Fator de proporcionalidade [kW/K].

As mesmas observações citadas no passo anterior cabem para este caso, porém considerando o lado do evaporador.

➢ 7° Passo: Temperatura na saída do condensador T₃ [°K], obtida a partir da entalpia h_3 , [kJ/kg] calculada pela Eq. (4.3).

A temperatura T_3 , depende de fatores citados, os quais podem apresentar valores com diversas aproximações, prejudicando o resultado obtido.

► 8° Passo: Determinação do grau de superaquecimento e sub-resfriamento, ΔT_{Sub} [°C] e ΔT_{Sup} , Eq. (4.5) e (4.6).

Como no passo anterior, a obtenção dos graus de superaquecimento e sub-resfriamento depende de parâmetros que podem apresentar resultados pouco condizentes.

Também é proposto que haja um método para estabelecer assinaturas das falhas, ou seja, quais características do sistema são modificadas em cada tipo de falha. Para isso, foi proposto que após a instalação dos sensores, a partir de uma condição de operação normal do sistema de refrigeração, falhas seriam introduzidas para verificar o comportamento dos parâmetros e alimentar a base de dados do sistema DDF responsável pelo diagnóstico das mesmas.

O método proposto para a assinatura de falhas pode não ser aplicável na maioria dos casos, pois nem sempre será possível parar o funcionamento do sistema por muito tempo ou introduzir falhas que vão acarretar no mau funcionamento do conjunto.

Algumas observações importantes foram feitas na conclusão do trabalho de Ghobad & Valverde (2007), as mais relevantes são:

- Alguns dos parâmetros característicos do ciclo de compressão a vapor quando calculados pelo equacionamento do modelo e pelo equacionamento do sistema real apresentam certa diferença entre os valores obtidos por esses dois métodos de cálculo.
- Essa diferença pode ser justificada pelas considerações e aproximações feitas no projeto.
 Perda de carga nas tubulações frigorígenas, troca de calor indesejado nas tubulações e outros componentes, perdas de energia entre os elementos, perdas de pressão nas válvulas

do compressor, temperatura do óleo do compressor e algumas outras considerações desse gênero foram desprezadas nos cálculos.

- De acordo com a avaliação dos resultados durante os testes do programa pôde ser observado que geralmente os valores dos resíduos, calculados pela diferença entre o valor real e o valor modelado, eram negativos, o que sugere que os valores obtidos pelo sistema modelado eram maiores. Isso gera certa tendência para o sinal do resíduo, o que de fato não é algo desejado.
- As considerações feitas no equacionamento do sistema modelado apresentam maior influência nos resultados, pois o número de dados de entrada (medidas experimentais) é menor e o número de equações utilizadas são maiores nesse sistema quando comparados ao sistema real, tornando os resultados mais próximos de um valor que se obteria ao tratar o ciclo como ideal.
- Uma ferramenta bastante importante seria armazenar todos os dados medidos em tabelas, montando assim um banco de dados que pudesse auxiliar a prever possíveis comportamentos de falha.
- Para a melhor obtenção de resultados de propriedades termodinâmicas, poderia se utilizar um software auxiliar que fornecesse tais informações ao programa principal. A lógica para a determinação das propriedades termodinâmicas foi realizada dentro do código do próprio programa, a partir da inserção das tabelas das propriedades do refrigerante R22. Em uma das tabelas foi realizada uma regressão polinomial de modo que os valores pudessem ser consultados de forma mais simplificada. Porém, as regressões não são perfeitas e, inevitavelmente, alguns valores são aproximados. Na outra tabela, a consulta é feita a partir dos valores mais próximos encontrados, sendo que não são feitas interpolações para valores intermediários, resultando novamente em pequenas aproximações.
- Os valores das capacidades do condensador e do evaporador, no programa atual, foram considerados constantes, porém, esses valores podem variar, de acordo com as variações da temperatura ambiente e de condensação/evaporação.

6 MODELO DE DDF DESENVOLVIDO

Neste capítulo serão descritos: o modelo semi-empírico desenvolvido, o funcionamento do sistema como um todo e a instrumentação requerida.

6.1 MODELO SEMI-EMPÍRICO ADOTADO

A Figura (6.1) representa o modelo semi-empírico adotado, nela estão listadas todas as entradas e saídas do sistema. A primeira característica que diferencia o modelo desenvolvido dos demais é o uso de parâmetros que praticamente não geram resíduos na obtenção dos valores esperados.



Figura 6.1 - Esquema do modelo semi-empírico adotado.

As entradas do sistema são: temperatura e pressão na entrada do compressor, temperatura e pressão na saída do compressor, temperatura e pressão na saída do condensador, temperatura ambiente e potência elétrica consumida. Todos esses dados serão captados por sensores e aparelhos eletrônicos. Já os parâmetros, são dados de performance obtidos por testes realizados pelos fabricantes.

O método e as entradas escolhidas apresentam vantagens em relação às propostas anteriores, são elas: facilidade em medir pressões, temperaturas e potência elétrica consumida; evita o uso de parâmetros, o que torna o sistema mais independente e com maior aplicabilidade a diversos tipos de instalações; uso da temperatura ambiente para prover ao sistema maior segurança contra acusações de falhas falsas, pois em condições normais de funcionamento, é o único fator que pode modificar as características de funcionamento do conjunto.

6.2 EQUACIONAMENTO DO MODELO

O equacionamento do modelo envolve uma série de interações entre as variáveis de entradas, tabelas e formulações. As Figuras (6.2) e (6.3) representam todo o equacionamento e os passos que serão seguidos para a obtenção das saídas no modelo semi-empírico desenvolvido.



Figura 6.2 – Representação esquemática do equacionamento do modelo (Parte 1).

A Figura (6.2) mostra um diagrama esquemático dos passos necessários e do equacionamento utilizado para a obtenção de parte dos dados necessários para a comparação. O diagrama foi divido em duas partes com o intuito de facilitar a compreensão do mesmo. Nessa primeira parte, estão representadas todas as entradas e as primeiras propriedades obtidas do sistema.

A partir da temperatura e pressão na entrada do compressor $(T_1 \ e \ P_1)$, serão obtidas a entalpia (h_1) e a entropia (s_1) também relativas à entrada do compressor. As temperaturas e pressões na saída do compressor $(T_2 \ e \ P_2)$ e na saída do condensador $(T_3 \ e \ P_3)$, servirão como base para a obtenção das entalpias nos respectivos estados $(h_2 \ e \ h_3)$. Também se faz necessário saber a entalpia na saída do compressor (h_{2_is}) , caso a compressão fosse isentrópica, para tal, é preciso relacionar a entropia na entrada do compressor (s_1) e a pressão na saída do mesmo (P_2) . A temperatura de evaporação do fluido refrigerante (T_{ev}) é obtida a partir da pressão de entrada no compressor. A temperatura de condensação do refrigerante (T_{cd}) , será calculada a partir da média entre as pressões na saída do compressor e na saída do condensador $(P_2 \ e \ P_3)$.

Será calculada também, a diferença (ΔP_{cd}) entre a pressão na saída do compressor (P_2) e a pressão na saída do condensador (P_3), ou seja, a perda de carga nesse trecho, além da vazão mássica de refrigerante (\dot{m}_{ref}), que depende das entalpias na entrada e na saída do compressor ($h_1 e h_2$), e da potência por ele consumida (\dot{W}_{cp}).



Figura 6.3 - Representação esquemática do equacionamento do modelo (Parte 2).

Na segunda parte do diagrama estão esquematizadas as formulações relacionadas às saídas do modelo que não foram listadas na primeira parte. A potência elétrica consumida em uma compressão isentrópica ($\dot{W}_{cp_{is}}$), se dá a partir da relação entre a vazão mássica (\dot{m}_{ref}) e a diferença de entalpias devido à compressão ($h_{2_{is}} - h_1$). Essa potência calculada é utilizada na obtenção da eficiência de compressão (η_{cp}) quando dividida pela potência elétrica consumida (\dot{W}_{cp}). A eficiência de compressão obtida a partir de dados do fabricante ($\eta_{cp_{fab}}$), é concebida relacionando a temperatura de evaporação (T_{ev}) e a de condensação (T_{cd}).

O calor trocado no evaporador (\dot{Q}_{ev}) relaciona-se com a vazão mássica de refrigerante (\dot{m}_{ref}) e com a diferença de entalpia entre a entrada do compressor e a do evaporador $(h_1 - h_3)$, ao dividirmos o calor trocado pela potência elétrica consumida (\dot{W}_{cp}) , tem-se como resultado o coeficiente de performance do sistema (*COP*).

A vazão mássica de refrigerante (\dot{m}_{ref}) e a diferença de entalpia entre a saída do compressor e a do condensador ($h_2 - h_3$), definem o calor trocado no condensador (\dot{Q}_{cd}).

6.3 CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA

No capítulo anterior foram definidos os quatro passos do sistema DDF, que formam a base para o desenvolvimento do programa que irá tratar os dados de entrada, fornecer as condições de operação do equipamento monitorado, detectar possíveis falhas e diagnosticá-las Fig. (6.4).



Figura 6.4 – Esquema ilustrativo de um sistema de DDF.



Figura 6.5 – Esquema de detecção de falha desenvolvido.

A partir da instrumentação do sistema através do uso de sensores e transdutores, os dados serão transmitidos por uma rede até o computador do responsável técnico, onde, por meio de um programa, serão processados e analisados pelo modelo de DDF aplicado, fornecendo as condições de operação do conjunto e monitorando os resíduos continuamente. A definição dos limites dos resíduos deve ser feita a partir da comparação dos valores esperados com os dados médios medidos experimentalmente, para uma condição livre de falha Fig. (6.5).

As assinaturas das falhas, baseadas na avaliação dos efeitos causados nos vários pontos monitorados do sistema devido ao mau funcionamento do mesmo, devem ser estabelecidas experimentalmente, com o aparato devidamente instrumentado. A partir de uma condição de operação normal, as falhas serão introduzidas no sistema, que verificará o comportamento dos parâmetros, e alimentará assim a base de conhecimento responsável pelo diagnóstico da falha. Esse método foi escolhido, ao invés de se montar um banco de falhas baseado na literatura, tendo em vista a importância de se obter um ajuste fino entre os dados advindos do modelo de detecção proposto e das efetivas medições, para que o diagnóstico possa ser mais efetivo, já que a base de conhecimento foi gerada a partir da análise do comportamento do próprio sistema monitorado.

6.4 METODOLOGIA DE MONITORAMENTO

A maioria dos sistemas de refrigeração em uso tem seu funcionamento determinado pelo alcance ou não, da condição de refrigeração exigida. Por exemplo, uma câmara fria, cuja temperatura interna é controlada a partir de um termostato, interrompe o funcionamento do compressor sempre que a faixa de temperatura desejada (set point) é alcançada no interior da mesma e o aciona novamente quando a temperatura volta a subir. Portanto, é possível afirmar que esse tipo de sistema de refrigeração possui um ciclo de funcionamento dividido em três etapas: regime transiente; regime permanente e compressor desligado.

O regime transiente é definido a partir do instante em que o compressor é ligado até o momento em que as variáveis medidas pelos sensores se tornam praticamente constantes. Nesse período são caracterizadas variações bruscas nas variáveis do processo, tais como nas temperaturas e pressões. O regime permanente, tem início após o término do transiente, quando os sinais enviados pelos sensores e transdutores se estabilizam em torno de um valor. Esse estado de funcionamento pode ser definido como quase permanente porque os valores monitorados não são exatamente fixos (permanentes), mas oscilam em torno de uma faixa pequena e bem definida. O final desse regime ocorre com a parada do compressor, no momento em que a condição requerida é atingida. A Figura (6.6) ilustra o comportamento de uma propriedade em cada uma das etapas.



Figura 6.6 - Ciclo de operação de um equipamento.

Os sinais serão enviados pelos módulos, independente do regime de funcionamento, contudo, serão tratados de forma diferente em cada caso.

Com o compressor ligado, a detecção da falha e seu possível diagnóstico serão apresentados pelo programa somente quando o sistema estiver em regime permanente. Portanto, uma vez que o compressor estiver acionado, é preciso definir ainda o regime de funcionamento do conjunto. Para tal, o programa verificará como se comporta a temperatura na saída do compressor, através da variação da mesma com o tempo. Um limite deve ser estabelecido para essa taxa de variação, caso ela seja menor que o valor pré-estabelecido, o programa indicará um regime permanente de funcionamento e o monitoramento ocorrerá seguindo os passos descritos anteriormente Fig. (6.7). Juntamente com a variação brusca da temperatura, o regime transiente deve ser caracterizado pelo fato do compressor ter sido ligado no instante que antecedeu essa variação.



Figura 6.7 – Esquema adotado para diferenciação dos regimes transiente e permanente.

No caso do compressor se encontrar desligado, dois caminhos poderão ser tomados: se o sistema de refrigeração estiver ligado, uma nova rotina será utilizada para monitorar o aparelho, porém se o sistema principal estiver desligado, o monitoramento não mais acontecerá.

Quando o compressor estiver desligado, o programa deve ler a tensão do sistema e caso esta seja diferente de zero, o mesmo irá monitorar a pressão de entrada do compressor. Se a pressão alcançar um valor elevado e o compressor não for acionado, esse comportamento pode ser o indício de uma falha, contudo, se o compressor entrar em funcionamento, o monitoramento volta a operar normalmente Fig. (6.8).



Figura 6.8 – Esquema de funcionamento do sistema de monitoramento.

Tanto a condição de compressor acionado quanto à do regime de trabalho serão verificadas constantemente, para que os dados não sejam tratados por rotinas inadequadas.

O programa desenvolvido neste trabalho, irá tratar apenas os dados enviados durante o regime permanente. Caso seja identificado pelo mesmo que o regime de operação é transiente, o programa somente informará ao usuário o regime em questão.

Vale lembrar que, mesmo não tratando o problema de todas as formas possíveis, uma falha que ocorra durante o regime transiente de operação pode se propagar e ser detectada pelo programa, quando o sistema entrar em regime permanente.

Conforme descrito anteriormente, determinado período do funcionamento do equipamento de refrigeração se dá em regime transiente. Dessa forma, uma breve análise e sugestões para a abordagem do problema serão realizadas.

Uma maneira interessante de atacar o problema, é utilizando-se de um modelo caixa preta, que faz uso de determinada massa de dados obtidos experimentalmente do próprio equipamento, em condições normais de operação, que representam o comportamento ideal do sistema, servindo de modelo para a detecção da falha. O modelo em questão deve ser capaz de representar as condições normais de desempenho do sistema em várias condições de operação, sendo utilizado juntamente com um método de diagnóstico quantitativo baseado em um modelo do processo, que, a partir da geração de um resíduo, é capaz de perceber uma condição de anormalidade do sistema.

A vantagem do modelo caixa preta é sua liberdade em relação às leis físicas utilizadas em modelos semi-empíricos. Isso provê uma maior flexibilidade para aperfeiçoar o ajuste em observações experimentais e manter os requerimentos computacionais em níveis controláveis. Entretanto, perdendo conhecimento das relações físicas, torna-se mais difícil localizar a falha em um sub-processo, contudo essa desvantagem pode ser superada utilizando-se mais medições experimentais, para caracterizar cada sub-processo com sua própria caixa preta, ou montar em um banco do modelo caixa preta a assinatura de cada falha pré-experimentada.

A detecção de falha pode ser realizada de forma semelhante a já proposta para o modelo permanente, porém, o sistema modelado nesse caso seria composto por uma massa de dados que indiquem as condições normais de operação do equipamento, ou seja, sem falhas. Esse conjunto de dados seria colhido ao longo do tempo, levando em consideração diferentes estados de operação, com várias combinações de temperaturas, pressões e condições externas. Esses dados podem ser tratados, a partir de regressões, e, para cada condição de operação estabelecida, uma curva com os valores médios seria gerada.

Durante a operação, a curva formada ("real") pelos dados enviados pelos módulos, de cada parâmetro avaliado, seria criada instantaneamente e comparada com a curva de funcionamento "modelo" para aquela variável, com isso, o programa deve ser capaz de verificar se em algum instante qualquer ponto da curva real ultrapassou os limites estabelecidos em relação aos pontos da curva modelo, detectando, nessa hipótese, a ocorrência de uma falha.

6.5 INSTRUMENTAÇÃO

A Figura (6.9) representa o esquema de instrumentação que será implementado, inicialmente em caráter experimental, para realizar aquisição das assinaturas de falhas e testar o modelo como um todo, para avaliar a qualidade do mesmo. Neste trabalho, não será feita a parte experimental, devido à impossibilidade de aquisição de toda a aparelhagem requerida. Contudo, serão listados aqui todos os instrumentos necessários para a aquisição dos dados, que poderão ser utilizados em um próximo trabalho.



Figura 6.9 – Esquema de instrumentação para captação de dados advindos de sensores e transdutores.

O sistema de aquisição será composto por equipamentos capazes de medir temperatura, pressão e potência elétrica consumida em pontos estrategicamente escolhidos. O sistema deve captar os sinais e transmiti-los, através de uma rede, para o servidor central, onde os mesmos serão tratados. A descrição de cada componente será apresentada em seguida.

6.5.1 TEMPERATURA

Para medir a temperatura em todos os pontos mostrados na Fig. (6.6), serão utilizados termopares do tipo T (cobre-constantan), que medem na faixa de -60 °C a 200 °C, com precisão de 1 °C para medições acima de 0 °C e de 1,2 °C para medições abaixo de 0 °C. A bitola é de 2 x 24 AWG, isolação de teflon, indicado para contato com altas temperaturas. Esse termopar também é indicado para aplicações abaixo de zero grau e apresenta boa resolução na sua faixa de aplicação.

A medição de temperatura através de termopares se dá pela força eletromotriz gerada quando dois condutores metálicos diferentes unidos são submetidos a uma variação de temperatura. Baseando-se

neste princípio, foram criadas tabelas de correlação, que relacionam a força eletromotriz gerada em função da temperatura, supondo-se a junta de referência a 0°C.

A fixação dos termopares deve ser realizada de forma a proporcionar uma medição de temperatura mais próxima possível do real. Para isso, devem ser confeccionados poços termométricos, que consistem na instalação de tubos de pequenos diâmetros nas curvas da tubulação por onde escoa o refrigerante Fig. (6.10a) e (6.10b), os termopares serão inseridos nos tubos, que estarão em contato direto com o fluido a uma temperatura bem próxima a do mesmo. Tal método é mais preciso ao se medir a temperatura média do refrigerante quando comparado com medições feitas na parede das tubulações, porém, requer maiores cuidados para não ocasionar vazamentos nem obstruções.



Figura 6.10 – Exemplo de instalação do poço termométrico.

6.5.2 PRESSÃO

Para mensurar a pressão serão utilizados transdutores eletrônicos Fig. (6.11a). Os transdutores sugeridos são do fabricante Full Gauge, modelo SB48-100V e SB48-500V. Estes aparelhos possuem uma alimentação de 4.75 a 5,25 Vdc e um sinal de saída analógica de 0,5 a 4,5 Vdc. As faixas de operação desse tipo desses sensores vão de 0 a 100 Psi e 0 a 500 Psi. São revestidos de aço inoxidável e operam em temperaturas entre -40 C e 125 C.

Para a instalação dos transdutores de pressão devem ser utilizadas conexões em T (Fig. 6.11b), que evitam perfurações e soldas ao longo da tubulação, minimizando as chances de danos e vazamentos.



Figura 6.11 – Medição de pressão – (a) Transdutor; (b) Conexão tipo T.

6.5.3 POTÊNCIA

O valor da potência consumida pelo compressor será mensurado utilizando um transdutor de potência. Os transdutores de potência de corrente alternada convertem potência ativa ou reativa em saída proporcional de corrente ou tensão contínua. O transdutor selecionado foi o WA 30 (Fig. 6.12a), sendo esse de potência ativa, com configuração de dois elementos, corrente de entrada de 5 A, tensão de entrada 380 Vca, saída 4 a 20 mAcc, alimentação de 220 Vca e 60 Hz. Também é necessária a utilização de transformadores de corrente para ajustar a corrente medida dentro desse limite de leitura do transdutor. Dessa forma, o transformador escolhido é do modelo Kr 125 (Fig. 6.12b), do mesmo fabricante, que tem uma relação de 40/5 A.



Figura 6.12 – Medição de potência – (a) Transdutor de potência; (b) Transformador de corrente.

6.5.4 MÓDULOS DE AQUISIÇÃO DE SINAIS

Os módulos de aquisição de sinais têm como função captar as informações advindas dos sensores, que são conectados a esses, e transmiti-las para um computador, por meio de uma conexão tipo TCP/IP ou serial RS-232, onde haverá um programa responsável pelo tratamento desses dados. Para a aquisição dos dados, é sugerido o uso dos módulos Superlogics – Série 8000, os modelos 8517, 8518 e 8520 podem ser utilizados.

O módulo 8517 Fig. (6.13a) realiza medições de diversos tipos de entradas analógicas, mede tensões e correntes, nesse caso, deve ser utilizado para receber os sinais relacionados à pressão nas tubulações. Para receber os dados de temperatura do sistema, deve-se utilizar o modelo 8518 Fig. (6.13b), que é específico para esse tipo de medição, o módulo permite a ligação de diversos tipos de termopares. Os módulos citados são projetados para uma rede de comunicação RS-485, portanto se faz necessário o uso do modelo 8520 Fig. (6.13c), que converte o sinal para RS-232 e permite que os mesmos sejam acessados pelo computador. O fabricante sugere que seja utilizado o software WINview CP para editar as configurações e testar os módulos.



(a)

(c)

Figura 6.13 – Módulos de aquisição de sinais selecionados. – (a) Mod. 8017; (b) 8018; (c) 8520.

(b)

6.5.5 SOFTWARE

O tratamento dos dados será realizado pelo software LabVIEW. Essa plataforma servirá de base para o desenvolvimento de todo o modelo de DDF proposto nesse projeto, lendo e armazenando os dados recebidos e tratando essas informações para que um diagnóstico possa ser gerado em caso de detecção de uma falha de operação.

O LabVIEW é uma linguagem de programação gráfica pertencente à National Instruments, que é intensamente aplicado na técnica de medição e na automatização de processos. A programação é feita através do modelo de fluxo de dados, que oferece a esta linguagem vantagens para a aquisição de dados e sua manipulação. O programa LabVIEW é composto por painéis frontais, que contêm a interface, e pelo bloco de diagramas, que contém o código gráfico do programa. O programa é compilado e sua linguagem gráfica é chamada de "G".

7 O PROGRAMA DE DDF

O funcionamento detalhado do programa elaborado para realizar a detecção e o diagnóstico de falhas. Os testes realizados com o mesmo e suas principais características serão apresentados neste capítulo.

7.1 INTRODUÇÃO

O programa de DDF foi desenvolvido com o intuito de implementar a metodologia desenvolvida e atestar a qualidade da mesma. O software utilizado foi o LabVIEW, conforme especificado na subseção 6.5.5. O LabVIEW se mostrou interessante principalmente pela sua compatibilidade com vários módulos de aquisição de dados, o que facilita a implementação do sistema de DDF, independente da plataforma de aquisição disponível. Dados coletados pelos sensores e transdutores bem como os modelos e equacionamentos apresentados nas seções anteriores são a base para os cálculos e resultados alcançados pelo programa.

O modelo semi-empírico desenvolvido para abordagem do problema em regime permanente foi verificado com o software EES, antes de ser implementado no programa, e os resultados obtidos mostraram que o modelo representa satisfatoriamente uma situação real.

A instrumentação proposta e os pontos do ciclo a serem monitorados são fundamentais para que os resultados sejam alcançados. Os valores coletados para cada ponto são suficientes e serão sempre utilizados nos cálculos, seja pelo sistema modelado, seja pelo sistema real. Devido ao equacionamento utilizado, o programa não é flexível no que diz respeito aos pontos monitorados, ou seja, uma instrumentação diferente não satisfaz a entrada de dados necessária.

Apesar das abordagens verificadas ao longo do projeto, a rotina empregada no programa está direcionada apenas para o armazenamento e tratamento de dados que forem enviados pelos módulos em regime permanente. Também, para a detecção e o diagnóstico de falha, será necessário definir os limites dos resíduos dos parâmetros avaliados, para que um ajuste fino possa ser feito. Esse último passo pode ser realizado com o auxílio do próprio programa, a partir da introdução de falhas e verificação desses limites para todos os parâmetros. O programa tem seu código aberto e, futuramente, outras análises podem ser incorporadas à rotina já existente, de modo que o programa se torne o mais completo possível.

Para validar a funcionalidade do programa, o ciclo de refrigeração modelado no software EES foi elaborado de forma a simular o envio de dados que seriam transmitidos pelos módulos de aquisição. Isso se fez necessário uma vez que nenhum equipamento pôde ser instrumentado. O simulador fornece ao programa vetores, em intervalos de tempo constantes , contendo todas as medidas "experimentais".

Esses vetores são linhas de uma matriz que contém os valores das medições, sendo que cada coluna contém dados de um mesmo ponto monitorado.

A matriz é formada com valores baseados em dados experimentais reais, observados na literatura. Com o objetivo de verificar se a lógica do programa estava de acordo com o esperado, alguns valores da matriz foram alterados, substancialmente, em locais específicos, a fim de forçar uma resposta conhecida, que o programa deveria acusar. Uma vez que cada vetor é lido em intervalos de tempos iguais, é possível saber exatamente quando o programa deveria dar cada resposta, pois são conhecidos o estimulo e o vetor que teve seus dados alterados. A Figura (7.1) mostra como ficou a interface do programa. Já a Figura (7.2) exemplifica o modelo do gráfico utilizado no programa.



Figura 7.1 - Interface do programa desenvolvido.



Figura 7.2 – Gráfico obtido no programa.

7.2 OBTENÇÃO DOS DADOS PARA GERAÇÃO DO RESÍDUO

Como a detecção de falha ocorre de acordo com o comportamento do resíduo, que é obtido pela comparação entre dois valores (real e esperado), o programa faz uso de uma comparação direta (feita a partir dos dados medidos pelos sensores) e uma indireta (realizada a partir dos dados obtidos por meio da modelagem) com dados de desempenho padrão, nesse caso, fornecidos pelo fabricante do compressor.

Os dados do fabricante são fornecidos por meio de tabelas em que as condições de teste (temperaturas de evaporação e condensação) variam com o intuito de fornecer maiores informações sobre o desempenho do sistema, para estas condições são informados: vazão mássica de refrigerante, potência consumida pelo compressor, potência útil no evaporador e COP, como mostrado na Tab. (7.1).

Temperatura de Condensação 55 [°C]										
Temperatura de Evaporação	Capacidade de Refrigeração +/- 5%			Consumo de Potência +/- 5%	Consumo de Corrente +/- 5%	Fluxo de Massa +/- 5%	Eficié	incia +/-	- 7%	
[°C]	[kcal/h]	[W]	[Btu/h]	[W]	[A]	[kg/h]	[kcal/Wh]	[W/W]	[Btu/Wh]	
-35	90	0 105 357		92	0,43	1,36	0,98	1,14	3,91	
-30	117	117136463146170579		105	0,49	1,76	1,11	1,29	4,42	
-25	146			120	0,56	2,21	1,22	1,42	4,83	
-20	181	210	718	137	0,63	2,74	1,32	1,54	5,25	
-15	225	262	894	155	0,71	3,42	1,45	1,69	5,75	
-10	282	328	1.120	176	0,81	4,30	1,60	1,86	6,36	

Tabela 7.1 – Dados de desempenho do sistema fornecido pelo fabricante (Embraco).

Estes valores são obtidos a partir de testes realizados em condições padronizadas por instituições internacionais reguladoras de sistemas de HVAC. O padrão utilizado neste modelo foi o CECOMAF, cujas definições são mostradas na Fig. (7.3).

Test conditions	EN 12900/CECOMAF
Condensing temperature	45°C
Ambient temperature	32°C
Suction gas temperature	32°C
Liquid temperature	no subcooling

Figura 7.3 - Condições de teste padronizadas - CECOMAF.

De posse destes dados e com o auxílio do software EES, é possível simular o ciclo de compressão a vapor de um sistema real. A simulação utiliza as equações do ciclo padrão para definir os quatro estados principais e suas respectivas entalpias. A partir de então, é possível obter a razão de pressão do compressor, a potência consumida em uma compressão isentrópica, a eficiência de compressão e o COP, Fig. (7.4). Com esses dados, foram caracterizados o desempenho do compressor e a eficiência de compressão do mesmo, em cada faixa de temperatura de evaporação (-10 a -35° C), em função das razões de pressão, como pode ser visto abaixo, Fig. (7.5) e (7.6).

¹⁴ R _P ■	¹⁵ h _{2;is} ▼	¹⁶ . W _{cpis} ✓	17 ▼ η _{is;cp}	¹⁸ COP
7,601	825,6	0,08942	0,5961	1,839

Figura 7.4 – Dados simulados no EES.



Figura 7.5 – Gráfico do Coeficiente de performance X Razão de pressão.



Figura 7.6 - Gráfico da Eficiência de compressão X Razão de pressão.

Todos esses dados se tornam parâmetros de comparação para o programa feito no LabVIEW, que gera um valor de resíduo para cada comparação. Este resíduo, então, é testado contra a tolerância estabelecida.

O compressor utilizado para os testes foi o modelo EGZ90CLC, da EMBRACO. Projetado para aplicação doméstica, podendo ser utilizado até em algumas aplicações comerciais de médio porte, este é um compressor hermético, que utiliza Isobutano (R600a) como fluido refrigerante e de aplicação LBP (Low Back Pressure), ou seja, utilizado para baixas temperaturas de evaporação. Na Fig. (7.7), alguns dos dados encontrados sobre este modelo.

Refrigerante:	R-600a	Torque de Partida:	LST	Deslocamento (cm³):	12,21
Aplicação:	LBP	Motor:	RSCR - 5 µF	Capacidade (kcal/h):	144
Alimentação:	220-240 V 50 Hz 1 ~ (50Hz)	Tipo de Óleo:	ISO7	Eficiência (kcal/Wh):	1,202
Freqüência (Hz):	50	Carga de Óleo (ml):	280	Tipo de Teste:	CECOMAF
HP:					

Figura 7.7 - Especificação do compressor utilizado para os testes.

Inicialmente, uma bancada de testes seria adquirida para validar o modelo desenvolvido e permitir uma coleta de dados que auxiliasse na confecção do programa para que os resultados obtidos se aproximassem o máximo possível do real. Como a bancada não pôde ser montada, houve a necessidade de substituir a entrada de dados dos sensores pela leitura de dados de um arquivo. Essa é uma função interessante do software LabVIEW, que permite que um conjunto de dados salvos a partir de leituras em tempo real seja utilizado, depois, como entrada no sistema.

Assim sendo, os dados obtidos pelo fabricante serão usados não só como parâmetros de comparação, mas também como entradas do sistema, que permanecerão iguais aos da tabela quando em o conjunto apresentar um funcionamento normal, e sendo alterados em alguns valores para simular uma falha a fim de que o programa a detecte. Abaixo, um exemplo dos dados de entrada obtidos também pelo software EES, Fig. (7.8).



Figura 7.8 – Dados de entrada simulados.

7.3 FUNCIONAMENTO

Para iniciar a entrada de dados no programa deve-se clicar no ícone indicado por uma seta no canto superior esquerdo () e para pausar, a qualquer momento, no ícone indicado com uma circunferência vermelha ().

Em uma instalação real, o sistema de DDF será ligado ao mesmo tempo em que o sistema de refrigeração, na presença de uma tensão elétrica para ambos. A partir de então, os dados serão monitorados e seus valores se tornam fontes e dão condições para os cálculos.

7.3.1 COMPRESSOR DESLIGADO

A primeira condição existente é com relação ao valor da potência medida no compressor. Um valor para a potência igual a zero indica que o compressor encontra-se desligado, contudo o sistema continua funcionando. Dessa forma, o programa verifica se a pressão de baixa do sistema é condizente com a temperatura de evaporação máxima desejada. Em caso positivo, o programa continua seu monitoramento. Em caso negativo, uma falha elétrica é diagnosticada, uma vez que o compressor não está ligado por falha do motor ou por falha do pressostato.

7.3.2 COMPRESSOR LIGADO

Sendo a potência diferente de zero, o sistema passa a monitorar os dados para verificar o regime de funcionamento, transiente ou permanente.

7.3.2.1 REGIME TRANSIENTE

Uma vez que o equipamento é acionado é de se esperar que as temperaturas e as pressões medidas nos diversos pontos do sistema sofram uma evolução com o tempo até determinados valores, formando a partir daí um patamar praticamente estável. Enquanto os valores não se estabilizam podese entender que o regime de operação do sistema é transiente.

Enquanto o equipamento operar em regime transiente o programa apenas avisará ao operário para que ele aguarde a entrada em regime permanente Fig. (7.9).



Figura 7.9 – Interface do programa ao reconhecer um regime transiente de funcionamento.

O método utilizado pelo programa para verificar a condição de operação é baseado na inclinação do gráfico de alguma das variáveis de entrada. Se o cálculo da inclinação resultar em um valor maior que o pré-estabelecido, tem-se que o regime é ainda transiente, caso o valor obtido seja menor, o programa automaticamente inicia a abordagem do regime permanente.

Para verificar essa transição entre os regimes, será feita a análise de como a temperatura na saída do compressor varia com o tempo. O programa calculará a inclinação contabilizando a diferença entre

as temperaturas observadas, e dividindo valor encontrado pelo intervalo de tempo que separou a tomada desses dados. O resultado está associado a uma taxa de variação da temperatura em relação ao tempo. Esse valor é comparado com uma taxa de variação mínima estabelecida, para que possa ser considerado regime permanente.

É importante observar que, com a lógica elaborada para o programa, envolvendo laços de repetição, tanto a verificação de sistema ligado ou desligado quanto a verificação do regime de operação é feita a cada instante, dependendo somente dos tempos de amostragem.

7.3.2.2 REGIME PERMANENTE

Após a confirmação das condições necessárias que garantem que o regime é permanente, conforme visto nas metodologias de monitoramento, os sinais obtidos do arquivo serão dados de entrada para esta rotina do programa que realizará o monitoramento do sistema.

7.4 DETECÇÃO E DIAGNÓSTICO DE FALHAS

Os dados de entrada e aqueles calculados indiretamente pelo programa são comparados com os valores esperados, obtidos de tabelas e de simulações no EES, e o resíduo gerado é testado contra um valor de referência, uma tolerância aceitável para a variação do sistema real.

Na instrumentação real, existe a possibilidade de valores escaparem da tolerância sem que esteja ocorrendo uma falha. Este tipo de anormalidade na medição, como citado na subseção 5.2, advém de alguma interferência ou comportamento anormal passageiro do sistema. Para evitar estes falsos positivos, o programa somente determinará uma condição de falha se três valores em seqüência fugirem à tolerância.

Uma função importante do programa é armazenar os dados recebidos em vetores, de forma que o comportamento do sistema ao longo da vida possa ser analisado e confrontado com o valor atual. Será calculada uma média desses valores armazenados que, assim como os valores esperados, serão comparados com os dados reais. Caso os dados reais ultrapassem uma margem em torno da média ao longo da vida, o sistema informará e detectará a falha. A vantagem desta caracterização ao longo da vida é tornar possível acompanhar o desgaste natural dos componentes mecânicos e a conseqüente redução da eficiência sem caracterizar uma falha. É importante ressaltar que os valores somente serão armazenados em caso de funcionamento normal. No caso de uma falha ser detectada, este processo pára, evitando que valores anormais contaminem a amostra.

A interface com o usuário é bem simples, nela é possível acompanhar todos os dados de entrada, além dos dados modelados, como eficiência, COP e calor trocado no evaporador e no condensador, sendo demonstrados também gráficos dos valores em tempo real. Ao lado das informações foram colocadas luzes de alerta para variações significativas dos dados. O usuário pode acompanhar quais

valores apresentaram variação, mas o diagnóstico já está embutido no programa e uma janela de alerta aparecerá na tela indicando qual falha ocorreu.

O diagnóstico é feito analisando o comportamento de todos os dados. A combinação do comportamento dos dados é que gera as diferentes assinaturas de falha. Estas combinações estão cadastradas no sistema.

7.5 RESULTADOS

Para a validação do programa, foi proposta uma rotina de simulação com entrada de dados, conforme explicado na subseção 7.2. Uma tabela foi montada com auxílio de dados do desempenho padrão, simulados no software EES, Tab. (7.2). Tais dados foram modificados em parte, a fim de simular condições que possam testar a lógica do programa, como por exemplo, ultrapassar o limite de algum parâmetro para detectar uma falha e apresentar seu diagnóstico e até mesmo simular condições de regime transiente para testar o detector de regime permanente do programa.

Tabela 7.2 – Exemplos de dados de entrada adotados na simulação.

Dados de entrada	Valores
Pressão de evaporação	89,32 kPa
Pressão de condensação	678,9 kPa
Temperatura na entrada do compressor	32 °C
Temperatura na saída do compressor	118,2 °C
Temperatura na saída do condensador	50 °C
Temperatura na entrada do evaporador	-15 °C
Temperatura ambiente	32 °C
Potência consumida	0,15 kW

Diferentemente do software EES, que possui rotinas de cálculos de propriedades termodinâmicas, para o programa do LabView, foram criadas rotinas em que os valores de entalpia e entropia são encontrados e interpolados. As tabelas, fonte destes valores, foram obtidas no EES, em uma faixa de temperatura e pressão na qual o ciclo atuará, respeitando uma margem para que valores em falha também pudessem ser calculados Fig. (7.10). Para os dados mostrados, foi constatado que a o resíduo máximo no cálculo entre os dois softwares foi de 0,16% para a eficiência, o que valida o programa, uma vez que a tolerância para este parâmetro é bem maior, de 5%.

7 🔄 🔼	8 _ 🗵	9 _ 🗹	16 🚬 🗹	17	18 🛛 🗹	19 📃 🗹	20
T ₂	P ₂	T ₃	h ₁	h _{2;is}	h ₂	h ₃	s ₁
[°C]	[kPa]	[°C]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg.K]
104,8	600,3	45	733,6	809,2	860,2	439,9	3,991
106,1	615,5	46	733,6	810,3	862,6	442,6	3,991
107	630,9	47	733,6	811,5	864,3	445,2	3,991
108,3	646,6	48	733,6	812,6	866,7	447,8	3,991
109,3	662,6	49	733,6	813,7	868,4	450,4	3,991
110,7	678,9	50	733,6	814,8	871	453	3,991
111,7	695,5	51	733,6	815,9	872,7	455,7	3,991

Figura 7.10 – Dados inseridos como tabelas no LabVIEW.

A seguir, serão realizados alguns testes para comprovar o funcionamento do sistema desenvolvido, para a realização dos testes propostos, se fez necessário determinar todos os parâmetros de entrada do programa. Os valores das medições, bem como das constantes, foram retirados da literatura, conforme mencionado anteriormente. Já os valores para os limites foram escolhidos após alguns testes, visando apenas verificar a funcionalidade do programa.

7.5.1 COMPRESSOR E SISTEMAS DESLIGADOS

O primeiro passo para o início dos testes foi verificar se o programa tinha capacidade de entender que o sistema estava ou não desligado, avaliando, para esse fim, o valor de entrada da tensão fornecida ao sistema. Em seguida, o programa foi testado a fim de comprovar sua capacidade de determinar se o compressor estava ligado e por último, classificar os regimes de operação como transiente ou permanente.

Para a realização da primeira etapa dos testes, a matriz (ou tabela), que continha os dados de entrada, teve os dados alterados na coluna referente à tensão fornecida, recebendo o valor "0" nessa posição, de forma que os primeiros valores indicariam ao programa que o sistema estava desligado, e os demais, com sinais de tensão diferentes de zero, deveriam indicar ao programa o acionamento do sistema. Após a simulação, constatou-se que o programa era capaz de identificar se o aparelho estava operante ou não. O tempo de envio dos vetores e o número de vetores alterados eram conhecidos, de forma que se sabia o exato instante em que o programa deveria acusar que o equipamento foi acionado. Enquanto o equipamento estava desligado o programa apresentava a tela conforme a Fig. (7.11).



Figura 7.11 - Interface do programa indicando que o equipamento encontra-se desligado.

7.5.2 SISTEMA LIGADO E COMPRESSOR DESLIGADO

Com o equipamento acionado, os dados referentes à potência consumida foram mantidos com o valor "0" para que o sistema reconhecesse que o compressor encontrava-se desligado. Nesta condição, o programa verifica quais as pressões de baixa e alta do sistema e sua variação. Se estes valores estiverem fora do esperado, um indício de falha é considerado e o programa alertará a ocorrência da mesma. Para valores de pressão dentro do esperado, o programa continua os monitorando para certificar o acionamento do compressor nas condições corretas. Como pode ser visto na Fig. (7.12), a luz que indica o funcionamento do compressor encontra-se apagada e os únicos valores calculados são as temperaturas de condensação e evaporação.



Figura 7.12 – Interface do programa com o compressor desligado.

7.5.3 FALHA NO SISTEMA ELÉTRICO

O teste em questão foi realizado para que o programa detectasse uma falha no sistema de controle ou no motor elétrico do compressor, que o impedisse de funcionar quando necessário. A condição de teste indicou a potência consumida igual à zero, mas a pressão de evaporação acima do aceitável. Ou seja, a carga térmica já exigia que o compressor entrasse em funcionamento, mas a falha elétrica o impedia. O diagnóstico da falha pode ser visto na Fig. (7.13).



Figura 7.13 - Interface do programa ao acusar uma suposta falha elétrica.

7.5.4 FALHA NO CONDENSADOR

Uma falha também passível em qualquer sistema de refrigeração é aquela em que o condensador diminui consideravelmente sua capacidade de trocar calor, seja porque o ventilador parou de funcionar, seja por sujeira em excesso entre suas aletas.

Em um caso mais severo, as pressões aumentam até um ponto em que o pressostato desliga o compressor para evitar a sua queima. Mas antes que o compressor seja desligado, é possível detectar que a temperatura de condensação se elevou sem um aumento da temperatura ambiente, sendo esta a assinatura deste tipo de falha.


Figura 7.14 - Interface do programa ao detectar uma falha no condensador.

7.5.5 FALHA NO EVAPORADOR

Assim como no condensador, o evaporador pode ter suas funções prejudicadas por problemas como sujeira, impedindo a passagem do ar, ou por uma falha no ventilador, diminuindo a capacidade de troca de calor.

No caso do evaporador, o que acontece com as pressões é uma redução, ocasionando, em situações mais severas na queda da pressão de sucção ao ponto em que o pressostato desarme o compressor para evitar a passagem de líquido para o seu interior. Um exemplo do comportamento das pressões com uma falha no evaporador, apresentado por Carvalho (2005), pode ser visto na Fig. (7.15). A Figura (7.16) mostra a mensagem de alerta exibida no programa desenvolvido.



Figura 7.15 - Comportamento das pressões em uma falha no evaporador, Carvalho (2005).



Figura 7.16 – Interface do programa ao detectar uma falha no evaporador.

7.6 CONCLUSÕES ACERCA DO PROGRAMA DESENVOLVIDO

Nessa seção, foram apresentados os testes de resultado mais importante dentre os vários tipos de simulações realizadas. Para validar todos os testes propostos, várias simulações foram feitas, variando os limites dos parâmetros, dados de entrada, entre outros, a fim de verificar o comportamento do programa. Os dados de entrada foram manipulados diversas vezes e de formas diferentes para induzirem as detecções de falha esperadas. Testes mais rigorosos também foram feitos com o programa, onde o mesmo tinha que responder a vários estímulos diferentes induzidos em seqüência, verificando a continuidade do programa a partir do encadeamento de ações executadas pelo mesmo. Para essa primeira versão, a maioria dos testes apresentou resultados coerentes.

Para a situação de instrumentação real, em algumas situações os sensores e transdutores utilizados podem influenciar nos cálculos, devido aos sinais enviados aos módulos. Instrumentos mais precisos podem diminuir as diferenças obtidas entre os modelos, mas tal efeito só poderá ser verificado quando o sistema de refrigeração for instrumentado, verificando assim se a influência desses instrumentos de medição nos resultados é grande ou não.

Para estas simulações, foram escolhidas para os dados de entrada faixas de temperatura listadas pelo fabricante como suportadas pelo compressor, mas sem que estas fossem dadas como temperaturas padrão de funcionamento de um sistema real. O ideal é que um equipamento seja escolhido, com suas temperaturas características, para ser instrumentado e realizar testes com o programa.

Uma vez que se conhece o comportamento do equipamento onde o programa será utilizado e conseguindo fazer com que os dois sistemas, modelado e real, se tornem o mais próximos possível, os valores de aceitação para o limite podem ser minimizados tornando o programa mais rigoroso e preciso quanto à verificação de falha e diagnósticos.

Outra melhoria que poderia ser adicionada ao programa seria a de avaliar o tamanho do resíduo e não somente verificar se ele é positivo ou negativo. Com essa avaliação, do módulo do resíduo, mais informações a respeito do comportamento do ciclo nos instantes da falha seriam obtidas, e conseqüentemente, diagnósticos mais precisos e mais detalhados seriam realizados.

8 CONCLUSÃO

As principais conclusões sobre todo o estudo realizado e propostas para trabalhos futuros na área da detecção e diagnóstico de falhas, que dêem continuidade ao tema deste trabalho são expostas neste capítulo.

8.1 CONCLUSÕES FINAIS

O estudo detalhado do ciclo de refrigeração por compressão a vapor e dos conceitos de Detecção e Diagnóstico de Falha foram etapas fundamentais para a consolidação do trabalho e formam a base para todo o desenvolvimento do projeto. Constatou-se que há um grande número de publicações sobre o uso de sistemas de DDF, mas que a minoria desses se refere a aplicações no ramo da refrigeração.

O trabalho mostrou como o sistema DDF pode ser aplicado a um sistema de refrigeração e auxiliar nos procedimentos de manutenção do mesmo. Foi proposta uma nova modelagem para o problema, diferente das apresentadas em trabalhos anteriores, visando obter dados mais concisos, diminuir aproximações e com isso obter resultados mais confiáveis.

A análise das propostas apresentadas em trabalhos anteriores foi determinante para as tomadas de decisões, principalmente relacionadas aos parâmetros a serem adotados e a qual modelo de DDF seria o mais adequado à proposta do projeto.

O método utilizado promove o uso de parâmetros, que quando relacionados com outras variáveis não produzem resíduos que possam deturpar os valores gerados. Esses parâmetros servem de base para a comparação entre os valores reais e os esperados em um funcionamento livre de falhas.

Foi utilizado um modelo semi-empírico que trata dos dados recebidos pelos sensores e interage com os parâmetros do sistema para gerar valores que, posteriormente são comparados ou monitorados ao longo do tempo. O modelo semi-empírico adotado obtém bons resultados, que devem ser avaliados em outro projeto, ao serem comparados com resultados obtidos experimentalmente.

Assim como no trabalho que antecede a este, a parte experimental do projeto não pôde ser realizada, nesse caso, devido à impossibilidade de aquisição de um aparelho de refrigeração que se adequasse aos requisitos experimentais desejados. Portanto, todos os dados foram simulados, de forma a representar, da melhor maneira possível todas as características de um ciclo de refrigeração real.

Os métodos de DDF elaborados foram implementados em um programa que reconhece se o aparelho está ligado ou desligado, o regime de funcionamento do conjunto, compara dados para gerar resíduos e armazena dados coletados para monitorar o funcionamento do sistema ao longo do tempo.

Por fim, concluiu-se que o novo modelo desenvolvido atende aos requisitos desejados, produzindo resultados satisfatórios de acordo com o esperado.

8.2 PROPOSTAS PARA PROJETOS FUTUROS

Primeiramente, para dar continuidade ao trabalho, é imprescindível a aquisição de um sistema de refrigeração, preferencialmente um Chiller de pequeno porte com condensação a água, que facilitaria a aquisição de dados e o controle das condições de funcionamento.

A partir da instrumentação do aparelho com os equipamentos sugeridos, será possível encaminhar os dados reais para o programa, então o sistema poderá ser estudado, parâmetros específicos definidos de maneira exata, tolerâncias dos resíduos estipuladas de forma a não acusar falhas falsas ou escondêlas e obter as assinaturas de falhas reais, pois os dados simulados podem não estar de acordo com os obtidos no sistema real.

Com o sistema real em mãos, métodos estatísticos podem ser estudados para a detecção e o diagnóstico exato das falhas, pois o comportamento específico de todas as propriedades poderá ser monitorado, com isso, o diagnóstico não será feito simplesmente com o resíduo aumentando, diminuindo ou permanecendo constante, mas sim computando a freqüência desse com o tempo e a taxa com que o mesmo aumenta ou diminui. Além disso, o regime transiente de operação pode ser monitorado a partir da definição dos padrões reais de comportamento do mesmo.

A montagem de um banco de falhas, a partir da introdução de uma série de defeitos no sistema deve ser feita para garantir uma maior confiabilidade ao sistema.

O modelo proposto nesse trabalho deve ser avaliado juntamente com o modelo desenvolvido por Ghobad & Valverde (2007), atestando a aplicabilidade de ambos e proporcionando uma interação entre os mesmos.

Uma operação conjunta entre os dois modelos pode acarretar na construção de um novo sistema que englobe as melhores características de ambos. Ghobad & Valverde (2007) utilizaram uma metodologia com modelagens de cada componente, apresentadas aqui no Capítulo 4, restringindo de certo modo a aplicabilidade do programa, contudo proporcionando uma visão mais detalhada de alguns processos. Esse tipo de abordagem faz uso de muitos parâmetros, o que ocasionou em resultados aproximados, nem sempre satisfatórios. Portanto, uma análise em conjunto das duas propostas aplicadas a sistemas reais pode render bons frutos.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AFGAN, N.H.; RADANOVIC, L.M.; TIKHONOV, A. I. **SRMES: an expert system for performance analysis of small refrigerating machines**. Int. J. Refere. Vol. 17, 1994.

ASHRAE Handbook CD, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers & Millstar Electronic Publishing Group, Inc; 1996-2000.

BRAUN, J.E.; COMSTOCK, M.C. Literature review for application of fault Detection and diagnostic methods to vapor Compression cooling equipment. ASHRAE Deliverable for Research Project 1043-RP. Fault Detection and Diagnostic (FDD) Requirements and Evaluation Tools for Chillers. HL 99-19 Report #4036-2. 1999.

CARVALHO, M. C.; Detecção e Diagnóstico de Falha em sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado, Projeto de graduação - Universidade de Brasília, 2005.

DASH, S.; VENKATASUBRAMANIAN, V.; Challenges in the industrial applications of fault diagnostic systems, 2000.

DOMANSKI, P.A.; EVSIM – An Evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air distribution, National Institute of Standards and Technology, 1989.

GHOBAD; VALVERDE; Desenvolvimento de um sistema de detecção e diagnóstico de falhas para auxílio de manutenção de câmaras frias, Projeto de graduação – Universidade de Brasília, 2007.

GORDON, J.M.; NG, K.C.G.; CHUA, H.T. **Centrifugal chillers: thermodynamic modeling and diagnostic case study**. Department of Mechanical and Production Engineering, National University of Singapore, 1994.

GORDON, J. M., NG, K.C.G. **Predictive and diagnostic aspects of a universal thermodynamic model for chillers**. Department of Mechanical and Production Engineering, National University of Singapore, Singapore, 1994.

GRIMMELIUS, H. T.; WOUD, J. K.; BEEN, G. On-line Failure Diagnosis for Compression Refrigeration Plants, International Journal of Refrigeration, Vol. 18, No. 1, pp. 31-41, 1995.

HUANG, J.; AKBARI, H.; REINER, L.; RITSCHARD, R. **481** prototypical commercial buildings for **20** urban market areas. Gas Research Institute (GRI) Report, GRI-90/0326, Chicago. 1991.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P.; **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**, quinta edição, Editora LTC – Rio de Janeiro, 2003.

ISERMANN, R. **Process Fault Detection Based on Modeling and Estimation** – A Surve Automatica, Vol. 20, No. 4, pp. 387-391.1984.

ISERMANN, R. **Supervision, Fault Detection and Fault Diagnosis methods** - an introduction. Laboratory of Control Engineering and Process Automation, Darmstadt University of Technology, German. 1997.

JIA

, Y. Model-Based Generic Approaches for Automated Fault Detection, Diagnosis, Evaluation (FDDE) and for Accurate Control of Field-Operated Centrifugal Chillers - A Thesis. Drexel University, Philadelphia, PA, USA, 2002.

JIANG, Y; YIANG, C. **Detection of Faulted Sensors in HVAC**. Dept. of Thermal Energy – Tsinghua University, Beijing – China. International Energy Agency – IEA, Annex 25, 1992.

LEBRUN, J.; BOURDOUXHE, J.; GRODENT, M. A Toolkit for Primary HVAC System Energy Calculation. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Liege. 1995.

MAHAN, Bruce H. Química: um curso universitário 4.ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda., 1995.

MCKELLAR, M.G. Failure diagnosis for a household refrigerator. Master's thesis, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, Indiana, 1987.

OH, Y.S.; YOON, J.H.; NAM, D.; HAN C. I; YOON, E.S. Intelligent Fault Diagnosis Based on Weighted Symptom Tree Model and Fault Propagation Trends, Cumputers chem. Engng, Vol. 21, Suppl., pp. 941-946, 1997.

PEITSAMAN, H.C.; VAN, D.A. Current Status of a Trouble Analysis – Review of the most common faults in chiller systems. International Energy Agency – IEA, ANNEX 25, subtask P2. 1992.

RODRIGUES, P.S.B, Compressores Industriais, Rio de Janeiro: EDC, 1991.

ROSSI, T.M. Detection, diagnosis, and evaluation of faults in vapor compression cycle equipment. Ph.D. thesis, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, Indiana, 1995.

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, Air Conditioning and Refrigerating Research 3(1):19-37, 1997.

SREEDHARAN, P.; HAVES, P. Comparison of Chiller Models for use in Model-Based Fault Detection. (2001).

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, Indiana, 1989.

STOECKER, W.F.; JONES, J.W. Refrigeração e Ar Condicionado. McGraw-Hill, 1985.

STYLIANOU, M.; LEGAULT, A. **Evaluation of Fault Detection and Diagnosis Techniques of application in HVAC systems.** – Energy Diversification Research Laboratory, 1991.

THYBO, C.; IZADI-ZAMANABADI, R. Development of Fault Detection and Diagnosis Schemes for Industrial Refrigeration Systems - Lessons Learned, 2000.

THYBO, C.; IZADI-ZAMANABADI, R. Fault Detection and Diagnosis in Refrigeration Systems – A Summary of the Latest Results. International Congress of Refrigeration, Washington, D.C, 2003.

VENKATASUBRAMANIAN, V.; VAIDYANATHAN, R.; YAMAMOTO, Y. **Process fault detection and diagnosis using Neural networks-i. Steady-state processes**. Laboratory for Intelligent Process Systems, School of Chemical Engineering, Purdue University, West Lafayette, U.S.A. 1990.

WAGNER, J.; Shoureshi, R. Failure detection diagnostics for thermofluid systems. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control,1992.

YASHAR, D.; DOMANSKI, P.A. **MEMS Sensors for HVAC&R - Small, Fast, Cheap**. ASHRAE Journal, American Society of Heating, Refrigerating and Air- Conditioning Engineers, Inc (ASHRAE), p. 69 – 74, 2004.

YOSHIMURA, M.; ITO, N. Effective diagnosis methods for air-conditioning equipment in telecommunications buildings. INTELEC 89: The Eleventh International Telecommunications Energy Conference, October 15 – 18, 1989.

ANEXOS

		Pg.
Anexo I	Falhas típicas em sistemas de refrigeração	104
Anexo II	Modelo do Ciclo de refrigeração por compressão a vapor (EES)	111

Anexo I Falhas típicas em sistemas de refrigeração

1) Falha no compressor:

Sintoma: compressor pára.

• Falha: alta pressão de descarga.

Causa: ar ou gases não-condensáveis no sistema, válvula de descarga total ou parcialmente fechada, retorno de líquido para o compressor, falta de água na torre de resfriamento, excesso de refrigerante no sistema, condensador defeituoso, má troca de calor no condensador, etc.

• Falha: baixa pressão de sucção.

Causa: vazamento de refrigerante, secador do filtro entupido, válvula de expansão obstruída, contato termostático aderido na posição fechada, pressão de evaporação muito alta, válvula de descarga do compressor parcialmente fechada, baixa carga de refrigerante, coador entupido, etc.

• Falha: alta pressão de sucção.

Causa: refrigerante líquido no compressor, válvula de expansão com capacidade excessiva, superaquecimento fora do normal, etc.

Falha: interrupção total da unidade.
 Causa: falha na alimentação de energia, parada no sistema de controle, fusível queimado ou desconectado, diminuição do fluxo de refrigerante devido a alguma obstrução, interruptor de fluxo de água gelada acionado, etc.

Sintoma: compressor operando ininterruptamente.

Falha: barulho no compressor ou anormal pressão de sucção.
 Causa: folga nas válvulas do compressor.

Sintoma: compressor com falta de óleo.

- Falha: baixo nível de óleo no compressor.
 Causa: carga insuficiente de óleo.
- Falha: vazamento de óleo.
 Causa: vazamento no cárter.
- Falha: queda na pressão de óleo.
 Causa: vazamento de óleo.

- Falha: sucção excessivamente fria.
 Causa: refrigerante líquido no compressor.
- Falha: baixa temperatura do óleo.
 Causa: refrigerante condensado no óleo, defeito nos aquecedores de óleo.

Sintoma: barulho na bomba de óleo.

- Falha: baixa temperatura do óleo e/ou alta pressão do óleo.
 Causa: refrigerante líquido no óleo.
- Falha: impurezas presentes na bomba.
 Causa: filtro bloqueado.

Sintoma: separador de óleo inoperante.

Falha: baixa temperatura no óleo.
Causa: aquecedor de óleo com defeito.

Sintoma: óleo não retornando para o reservatório (acumulador).

• Falha: alto consumo de óleo.

Causa: óleo não retornado do separador, refrigerante líquido na linha de sucção, vaporização de óleo devido à alta pressão de descarga ou à alta pressão de sucção, defeito no aquecedor de óleo, defeito na válvula de sucção, ar no sistema causando carbonização ou vaporização do óleo, aumento na viscosidade do óleo, dimensionamento incorreto dos dutos, entupimento no filtro etc.

Sintoma: compressor pára imediatamente após a partida.

• Falha: baixa pressão de óleo.

Causa: válvula de óleo desajustada, filtro de óleo entupido, baixo nível de óleo, defeito na bomba de óleo, refrigerante ou água no óleo, vapor no refrigerador de óleo, óleo diferente do especificado, uso de um sistema inadequado de dutos para o óleo, etc.

• Falha: alta pressão de descarga.

Causa: ar ou gases não-condensáveis no sistema, válvula de descarga total ou parcialmente fechada, refrigerante líquido no compressor, excesso de refrigerante no sistema, falta de água na torre de resfriamento, má troca de calor no condensador, condensador defeituoso, etc.

• Falha: baixa pressão de sucção.

Causa: baixo ou inexistente suprimento de refrigerante no evaporador, parcial ou completo congelamento do evaporador, válvula solenóide defeituosa, defeito mecânico na válvula de expansão, filtro entupido, ajuste errado no controle do evaporador, má troca de calor no condensador, formação de gelo na válvula de expansão devido à presença de umidade no refrigerante, sujeira no evaporador, excessiva pressão de condensação, má troca de calor no evaporador, evaporador pequeno, defeito na bóia do interruptor, vazamento de refrigerante, etc.

• Falha: óleo aquecido excessivamente.

Causa: problema de alimentação de fluido frio no radiador de óleo, sujeira no radiador de óleo, baixo suprimento de refrigerante, óleo no refrigerante, superaquecimento excessivo, operação a alta razão de compressão, alta temperatura de descarga, etc.

• Falha: alta pressão de sucção.

Causa: compressor inundado, vazamento na válvula de descarga, superaquecimento de refrigerante condensado na linha de sucção, válvula de expansão com capacidade excessiva, superaquecimento acima do ajustado, refrigerante condensado no compressor, vazamento na válvula de expansão, etc.

• Falha: óleo aquecido excessivamente.

Causa: problema de alimentação de fluido frio no radiador de óleo, sujeira no radiador de óleo, baixo suprimento de refrigerante, óleo no refrigerante, superaquecimento excessivo, operação a alta razão de compressão, alta temperatura de descarga, etc.

Sintoma: compressor não liga.

Falha: baixo fluxo de água gelada na URL.
 Causa: interruptor de fluxo de água gelada acionado. Obs.: compressores, em URLs, geralmente desarmam quando há risco de formação de gelo.

• Falha: circuito de controle está aberto.

Causa: defeito em um dos interruptores, sistema liga-desliga está cronometrado errado, falta de energia no circuito de controle, o controle de capacidade do compressor não se encontra na posição de mínimo, o interruptor de emergência está travado, não há nenhuma chamada para o compressor ligar, etc.

- Falha: falta de potência no sistema.
 Causa: falha em algum contato, falha em algum termistor, falha no circuito principal.
- Falha: motor agarrado ou quebrado.
 Causa: falha mecânica no compressor, motor queimado.
- Falha: pressão de óleo insuficiente para permitir a partida.
 Causa: problemas na bomba de óleo, obstrução em algum duto de óleo, ajuste incorreto na pressão do óleo, etc.
- Falha: baixa pressão de descarga.
 Causa: compressor congelado devido a dano na válvula de escape.
- Falha: alta pressão de descarga.
 Causa: desajuste na pressão de descarga.

Sintoma: compressor faz barulho, mas não liga.

• Falha: compressor inoperante.

Causa: baixa voltagem no motor, compressor agarrado, compressor não está descarregando, queda em uma das fases de energia, etc.

Sintoma: temperatura da carcaça do compressor acima do normal.

• Falha: alta temperatura no rolamento e no estator.

Causa: alta temperatura ambiente, má ventilação local, sistema liga-desliga está cronometrado errado, má lubrificação nos rolamentos, desgaste nos rolamentos, motor operando fora da voltagem especificada, etc.

Sintoma: compressor vibrando ou com barulho.

- Falha: alta pressão de sucção.
 Causa: dano ou desgaste nos rolamentos, dano ou desgaste nas válvulas do compressor.
- Falha: baixa pressão de óleo.
 Causa: rolamentos desgastados, baixo nível de óleo.

• Falha: má condição de rotação no equipamento.

Causa: folga em algum acoplamento, massa desbalanceada, presença de algum componente solto, borracha ressecada, etc.

• Falha: alta pressão de sucção.

Causa: compressor defeituoso ou com desgaste interno, refrigerante líquido na linha de sucção, excesso de refrigerante no evaporador, defeito na válvula de expansão alimentando continuamente o evaporador, etc.

Falha: grande desvio da condição de operação.
 Causa: compressor operando fora das especificações de fábrica.

Sintoma: compressor com barulho e/ou batendo.

- Falha: alta pressão de sucção.
 Causa: refrigerante líquido no compressor, abertura excessiva da válvula de expansão ou travada na posição aberta.
- Falha: rotação.
 Causa: incorreto sentido de rotação.
- 2) <u>Condensador a água:</u>

Sintoma: água que deixa o condensador muito frio.

Falha: baixa pressão de descarga.
 Causa: alto fluxo de água, vazamento de refrigerante.

Sintoma: excessivo consumo de água.

• Falha: alta temperatura na água de saída do resfriador.

Causa: má instalação do resfriador de água, perda de água no reservatório (acumulador) ou no dreno.

3) <u>Condensador a ar:</u>

Sintoma: ar de entrada no condensador muito frio.

• Falha: baixa pressão de descarga.

Causa: ventiladores funcionando em ambientes frios.

4) Evaporador

Sintoma: alta temperatura da água na URL.

- Falha: alta pressão de descarga.
 Causa: aumento na temperatura de evaporação resultando em um aumento no grau de superaquecimento.
- Falha: baixa pressão de sucção.
 Causa: bloqueamento ou defeito na válvula de expansão.
- Falha: alta pressão de sucção.
 Causa: aumento na carga térmica, vazamento de refrigerante.

Sintoma: pressão grande através do evaporador.

Falha: alta temperatura de sucção.
 Causa: válvula de expansão com baixa capacidade.

Sintoma: parcial ou completa formação de gelo no evaporador.

Falha: baixa pressão de sucção.
 Causa: congelamento de aletas.

Anexo II Modelo do Ciclo de refrigeração por compressão a vapor (EES)

Simulação do Ciclo de Refrigeração por compressão a vapor

Refrigerante selecionado R\$ = 'R600A' Temperatura de sucção T_{suc} = 32 [°C] Temperatura ambiente T_{amb} = 32 [°C] Estado na entrada do compressor P1 = P(R\$;T=Tev;x=1) [kPa] Pressão na entrada do compressor h1 = h (R\$;T=T_{suc};P=P1) [kJ/kg] Entalpia do fluido na entrada do compressor s1 = s (R\$; T=T_{suc}; P=P1) [kJ/kg.K] Entropia do fluido na entrada do compressor Estado na saída do compressor $P_2 = P(R$; T=T_{cd}; x=0)$ [kPa] Pressão na saída do compressor T₂ = T (R\$; P=P₂; h=h₂) [°C] Temperatura do fluido na saída do compressor $h_{2;is} = h(R\$; P=P_2; s=s_1)$ [kJ/kg] Entalpia do fluido na saída do compressor Potência de compressão consumida $\dot{W}_{cp} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1)$ [KW] Condensador P3 = P2 Pressões iguais na entrada e na saída do condensador h₃ = h (R\$; P=P₃; x=0) [kJ/kg] Entalpia do fluido na saída do condensador T₃ = T (R\$; P = P₃; x = 0) [°C] Temperatura do fluido na saída do condensador

 $\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_3)$ [kW] Calor trocado no condensador $F_{cd} = \frac{\dot{Q}_{cd}}{T_{cd} - 32}$ [kW/°C] Fator de proporcionalidade - Troca de calor

Evaporador

Cálculo da eficiência

$$\begin{split} \eta_{is;cp} &= \frac{h_{2;is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad \text{Eficiência isentrópica de compressão} \\ \text{COP} &= \frac{\dot{Q}_R}{\dot{W}_{cp}} \quad \text{Coeficiente de performance do sistema} \\ \dot{W}_{cp;is} &= \dot{m}_{ref} \cdot (h_{2;is} - h_1) \quad [\text{KW}] \quad \text{Potência isentrópica consumida} \\ \text{R}_P &= \frac{P_2}{P_1} \quad \text{Razão de pressão - Compressão} \end{split}$$

1546	1 T _{cd} [°C]	² T _{ev} [°C]	³ Q _R [kW]	₄ . m _{ref} [kg/s]	5 ▼ T _{suc} [°C]	⁶ ₽ ₁ [kPa]	7 T ₂ [°C]
Run 1	45	-10	0,384	0,001272	32	108,9	104,8
Run 2	46	-10	0,378	0,001264	32	108,9	106,1
Run 3	47	-10	0,372	0,001256	32	108,9	107
Run 4	48	-10	0,366	0,001247	32	108,9	108,3
Run 5	49	-10	0,361	0,001239	32	108,9	109,3
Run 6	50	-10	0,355	0,001231	32	108,9	110,7
Run 7	51	-10	0,349	0,001222	32	108,9	111,7
Run 8	52	-10	0,344	0,001214	32	108,9	113
Run 9	53	-10	0,339	0,001208	32	108,9	113,9
Run 10	54	-10	0,333	0,0012	32	108,9	115,3

⁸ ₽ ₂ [kPa]	⁹ T ₃ [°C]	¹⁰ ₽ ₃ [kPa]	¹¹	¹² ▼ T _{amb} [°C]	¹³ R _P	14 ▼ ηis;cp	¹⁵ COP
600,3	45	600,3	0,161	32	5,513	0,597	2,385
615,5	46	615,5	0,163	32	5,653	0,5946	2,319
630,9	47	630,9	0,164	32	5,794	0,5956	2,268
646,6	48	646,6	0,166	32	5,939	0,5929	2,205
662,6	49	662,6	0,167	32	6,086	0,5937	2,162
678,9	50	678,9	0,169	32	6,235	0,5907	2,101
695,5	51	695,5	0,17	32	6,388	0,5911	2,053
712,4	52	712,4	0,172	32	6,543	0,5879	2
729,5	53	729,5	0,173	32	6,7	0,5893	1,96
747	54	747	0,175	32	6,861	0,5859	1,903

¹⁶ ► h ₁ [kJ/kg]	17 h _{2;is} [kJ/kg]	¹⁸ ► h ₂ [kJ/kg]	¹⁹ ► h ₃ [kJ/kg]	20	²¹ W _{cpis} ▼	²² Q _{cd} ▼	²³ F _{cd}
733,6	809,2	860,2	439,9	3,991	0,09612	0,5347	0,04113
733,6	810,3	862,6	442,6	3,991	0,09692	0,5309	0,03792
733,6	811,5	864,3	445,2	3,991	0,09769	0,5262	0,03508
733,6	812,6	866,7	447,8	3,991	0,09843	0,5225	0,03266
733,6	813,7	868,4	450,4	3,991	0,09914	0,5179	0,03046
733,6	814,8	871	453	3,991	0,09983	0,5143	0,02857
733,6	815,9	872,7	455,7	3,991	0,1005	0,5098	0,02683
733,6	816,9	875,3	458,3	3,991	0,1011	0,5062	0,02531
733,6	818	876,8	460,9	3,991	0,102	0,5025	0,02393
733,6	819,1	879,5	463,6	3,991	0,1025	0,4991	0,02269