

**UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS - UNISINOS
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA
NÍVEL MESTRADO**

TIAGO ANACLETO PEREIRA

**SISTEMA DE CONTROLE BASEADO EM PSICROMETRIA APLICADO A
SISTEMAS HVAC:
Estudo de Caso, Sala Limpa do Instituto itt Chip / UNISINOS**

**SÃO LEOPOLDO
2019**

TIAGO ANACLETO PEREIRA

**SISTEMA DE CONTROLE BASEADO EM PSICROMETRIA APLICADO A
SISTEMAS HVAC:
Estudo de Caso, Sala Limpa do Instituto itt Chip / UNISINOS**

Dissertação apresentada como requisito para obtenção do título de Mestre em Engenharia Elétrica, pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS

Orientador: Prof. Dr. Rodrigo Ivan Goytia Mejia

Coorientador: Prof. Dr. Cleiton Bittencourt da Porciúncula

SÃO LEOPOLDO

2019

P436s Pereira, Tiago Anacleto.
Sistema de controle baseado em psicrometria aplicado a sistemas HVAC: estudo de caso, sala limpa do Instituto itt Chip / UNISINOS / por Tiago Anacleto Pereira. -- São Leopoldo, 2019.

155 f. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Dissertação (mestrado) – Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, São Leopoldo, RS, 2019.

Orientação: Prof. Dr. Rodrigo Ivan Goytia Mejia, Escola Politécnica; Coorientação: Prof. Dr. Cleiton Bittencourt da Porciúncula, Universidade Estadual do Rio Grande do Sul.

1. Engenharia elétrica. 2. Engenharia térmica. 3. Termodinâmica. 4. Controladores PID. 5. Ar condicionado. 6. Refrigeração. 7. Ventilação. 8. Aquecimento. I. Goytia Mejia, Rodrigo Ivan. II. Porciúncula, Cleiton Bittencourt da. III. Título.

CDU 621.3
536.7
681.515.8
621.3:697

Tiago Anacleto Pereira

SISTEMA DE CONTROLE BASEADO EM PSICROMETRIA APLICADO A
SISTEMAS HVAC:

Estudo de caso, sala limpa do Instituto itt Chip / UNISINOS

Dissertação apresentada como requisito para
obtenção do título de Mestre em Engenharia
Elétrica, pelo Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Elétrica da Universidade do Vale do Rio
dos Sinos - UNISINOS

Aprovado em 12 de setembro 2019.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Jorge Otávio Trierweiler

Universidade Federal de Rio Grande do Sul (UFRGS)

Prof. Dr. Paulo Renato da Costa Mendes

Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC)

Prof. Dr. Paulo Ricardo da Silva Pereira

Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS)

Dr. Willyan Hasenkamp Carreira (Suplente)

HT Micron Semicondutores S.A.

São Leopoldo

2019

AGRADECIMENTOS

Ao final deste estudo de caso gostaria de agradecer a quem de alguma forma ou outra contribuiu para a realização deste trabalho.

Agradeço aos meus pais, Homero e Marli, por serem grandes exemplos de pessoas, o que faz com que título nenhum seja maior que ser seu filho.

Agradeço meus sogros, Márcia e Luiz, por suprirem minha ausência e estarem sempre dispostos a ajudar.

Agradeço também aos demais familiares por entender a minha ausência e acreditar e compartilhar meus objetivos.

Agradeço a Unisinos e todos os seus professores que contribuíram para o meu desenvolvimento, em especial a meu orientador, professor Rodrigo Mejia, por ter acreditado em mim até quando eu mesmo duvidava.

Agradeço ao Cristian Figueiredo, meu colega de mestrado por dividir os conhecimentos e aflições referente aos projetos individuais.

Agradeço a empresa a empresa HT Micron, por ter disponibilizado a bolsa que proporcionou os meus estudos.

Agradeço ao ITT Chip, em especial ao professor Celso Peter, por sua dedicação ao projeto provendo os recursos necessários e disponibilidade para as esclarecimento de dúvidas.

Agradeço a MP Automação, em especial ao Mário Pinheiro pela compreensão em flexibilizar os horários para que possa realizar este trabalho.

Em especial, agradeço a minha esposa Josiane e a minha filha Manuela, por colocarem sentido em tudo de bom que realizo.

RESUMO

O presente trabalho apresenta o desenvolvimento de um novo sistema de controle baseado em psicrometria aplicado a sistemas HVAC (*Heating, Ventilation, and Air Conditioning*). A proposta objetiva a redução do consumo de energia do sistema HVAC de uma sala limpa do Instituto Tecnológico em Semicondutores – ITT Chip / UNISINOS. No estudo é realizada uma revisão aos fundamentos e princípios de psicrometria, uma revisão bibliográfica, a auditoria da engenharia de controle e automação do sistema legado, o desenvolvimento e integração de um sistema supervisor, e o desenvolvimento da estrutura de controle do sistema proposto. Este sistema consiste em uma lógica estruturada condicional que determina com base no cálculo de entalpias e cargas térmicas os valores de referência para os controladores PIDs e a condição de ciclo que o sistema deve operar. A sintonia dos parâmetros dos controladores PIDs foi realizada baseada nos modelos do processo. Uma análise do desempenho do sistema de controle proposto frente ao seguimento de referência e rejeição de perturbações sob diferentes cenários assim como uma análise do consumo energético é realizado e comparado com o sistema legado. Os resultados revelam a efetividade do sistema proposto devido a ter um desempenho superior e um consumo de energia menor frente ao sistema legado.

Palavras-chave: HVAC. Controle PID. Psicrometria. Sala limpa.

ABSTRACT

The present work presents the development of a new control system based on psychrometrics applied to HVAC (Heating, Ventilation, and Air Conditioning) systems. The purpose aims to reduce the energy consumption of the HVAC system of a cleanroom of the Technological Institute in Semiconductors - ITT Chip / UNISINOS. The study reviews the fundamentals and principles of psychrometrics, a literature review, the audit of control engineering and automation of the legacy system, the development, and integration of a supervisory system, and the development of the proposed control structure of the system. This system consists of a structured control logic that determines based on the calculation of enthalpies and thermal loads the reference values for the PID controllers and the cycle condition that the system must operate. The tuning of the PID controller parameters was performed based on the process models. An analysis of the proposed control system performance against reference tracking and disturbance rejection under different scenarios as well as an analysis of energy consumption is performed and compared with the legacy system. The results reveal the effectiveness of the proposed system due to its superior performance and lower power consumption compared to the legacy system.

Keywords: HVAC. PID controller. Psychrometry. Cleanroom.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Elementos de Troca de Calor	22
Figura 2 - Gases Constituintes no Ar Seco	25
Figura 3 - Composição Ar Úmido	26
Figura 4 - Psicrômetro	27
Figura 5 - Carta Psicrométrica.....	35
Figura 6 - Grandezas Psicrométricas	35
Figura 7 - Processos Psicrométricos	36
Figura 8 - Ciclo de Refrigeração.....	38
Figura 9 - Expansão Indireta	39
Figura 10 - Circuito Primário e Secundário do <i>Chiller</i>	41
Figura 11 - <i>Fancoil</i> Modular.....	42
Figura 12 - Refrigeração no <i>Fancoil</i>	43
Figura 13 - Desumidificação.....	44
Figura 14 - Umidificação	45
Figura 15 - Disposição de VAV em um Sistema HVAC.....	47
Figura 16 - <i>Fancoil</i> e Psicrometria.....	48
Figura 17 - Conservação de Massa	49
Figura 18 - Diagrama de Blocos Controle PID	51
Figura 19 - <i>Fancoil</i> Sala Limpa.....	54
Figura 20 - Tratamento Prévio do Ar Externo.....	55
Figura 21 - Classificação do COP	58
Figura 22 - Sistema utilizado por Novak, Mendes e Oliveira	62
Figura 23 - Identificação de Sistemas	64
Figura 24 - Estrutura HVAC de Controle 1	65
Figura 25 - Modelo 1 e a Carta Psicrométrica	67
Figura 26 - Estrutura HVAC de Controle 2	68
Figura 27 - Modelo 2 e a Carta Psicrométrica	68
Figura 28 - Estrutura HVAC de Controle 3	69
Figura 29 - Modelo 3 e a Carta Psicrométrica	70
Figura 30 - Modelo Experimental de Anderson et al. (2008)	71
Figura 31 - Controle HVAC com Controladores SISO	73
Figura 32 – Modelo de PIDs Individuais.....	74

Figura 33 - Diagrama do <i>Fancoil</i> ITT Chip	77
Figura 34 - Planta Baixa Salas de Microfabricação ITT Chip	79
Figura 35 - Influência do Fechamento da Válvula na Busca da Referência	81
Figura 36 - Energia Residual com Válvula 2 Vias	81
Figura 37 - Circulação Constante com Válvula 3 Vias	82
Figura 38 - Interação Entre Malhas de Temperatura.....	82
Figura 39 - Água Depositada na Bandeja	83
Figura 40 – Novo diagrama P&ID do sistema HVAC	85
Figura 41 - Arquitetura de Rede de Comunicação	86
Figura 42 - Diagrama Hierárquico SCADA.....	89
Figura 43 - Tela de Detalhamento <i>Fancoil</i>	89
Figura 44 - Tela de Tendências <i>Fancoil</i>	90
Figura 45 - Representação do Fator de By-pass.....	91
Figura 46 – Capacidade Serpentina de Água Gelada	93
Figura 47 - Área de Referência e Quadrantes de Ciclos de Operação	96
Figura 48 - Referências Malhas de Controle	97
Figura 49 - Fluxograma de Atribuição de Referência e Ciclo de Controle.....	98
Figura 50 - Ciclo Economizador	100
Figura 51 - Entalpias Latente e Sensível na Carta Psicrométrica	105
Figura 52 - Pressão Atmosférica São Leopoldo	106
Figura 53 - Vazão Mássica Sistema HVAC	107
Figura 54 - Serpentina de Água Gelada.....	108
Figura 55 - Quantidades de Calor Individuais	109
Figura 56 - Estrutura HVAC e a Psicometria.....	110
Figura 57 - Caminho na Carta Psicrométrica	111
Figura 58 - Cascata de Pressão.....	113
Figura 59 - Malha de Controle Pressão Sala.....	114
Figura 60 - Vazão Ótima	115
Figura 61 - Malha de Controle de Pressão/Vazão.....	116
Figura 62 - Pontos de Operação para Aquecimento	117
Figura 63 - Malha de Controle Serpentina de Água Quente	118
Figura 64 - Pontos de Operação Refrigeração.....	119
Figura 65 - Malha de Controle Serpentina de Água Gelada.....	120
Figura 66 - Fluxograma de Controle Desumidificação	121

Figura 67 - Pontos de operação Desumidificação.....	122
Figura 68 - Serpentina de Água Gelada.....	123
Figura 69 - Ensaio de Resposta ao Impulso Serpentina de Água Quente	125
Figura 70 - Ensaio de Resposta ao Impulso Serpentina de Água Gelada	126
Figura 71 - Diagrama de Blocos.....	127
Figura 72 - Cálculo de Entalpia Ambiente por Diagrama de Blocos.....	128
Figura 73 - Busca de Referência para Refrigeração	131
Figura 74 - Caminho Carta Psicrométrica Refrigeração.....	131
Figura 75 - Seguimento Referência Aquecimento.....	132
Figura 76 - Carta Psicrométrica Aquecimento.....	133
Figura 77 - Ensaio Aquecimento Comparativo de Erro	134
Figura 78 - Busca da Referência de Desumidificação Sala Limpa.....	135
Figura 79 - Busca de Referência do Ciclo de Desumidificação.....	136
Figura 80 - Desumidificação e o Percurso na Carta Psicrométrica	136
Figura 81 - Segmento de Troca de Referência para Temperatura.....	137
Figura 82 - Busca da Referência de Temperatura Sala Limpa.....	138
Figura 83 - Busca da Referência Serpentina de Água Quente.....	139
Figura 84 - Busca da Referência Serpentina de Água Gelada.....	140
Figura 85 - Rejeição de Perturbação em Controle de Temperatura.....	141
Figura 86 - Rejeição de Perturbação para Temperatura em Desumidificação	141
Figura 87 - Atuação na Rejeição de Perturbação em Desumidificação	142
Figura 88 - Seguimento de Referência Controle Legado	143
Figura 89 - Comparação Legado e Proposto	144

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Composição Ar Seco.....	24
Tabela 2 - Classes de Isolação Salas Limpas.....	46
Tabela 3 - COP Associado ao Tempo de Funcionamento	59
Tabela 4 - Mnemônicos Modelo Experimental	72
Tabela 5 - Resumo Referencial Bibliográfico	76
Tabela 6 - Especificações Técnicas do <i>Fancoil 2</i> (FC-TE-02).....	78
Tabela 7 - Variáveis Controlada e Manipuladas Sistema Encontrado.....	94
Tabela 8 - Distúrbios e Perturbações	95
Tabela 9 - Interação Entre Malhas de Controle.....	99
Tabela 10 - Comparativo Energético Legado vs Proposto	146

LISTA DE SIGLAS

AHU	<i>Air Handler Unit</i>
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
COP	<i>Coefficient of Performance</i>
CLP	Controlador Lógico Programável
CV	Variável Controlada
GA	<i>Genetic algorithm</i>
HVAC	<i>Heating, Ventilation, and Air Conditioning</i>
IHM	Interface Homem e Máquina
IMC	<i>Internal Model Control</i>
ITT Chip	Instituto Tecnológico em Semicondutores
IPLV	<i>Integrated Part Load Value</i>
IAE	<i>Integral of the Absolute magnitude of the Error</i>
ISE	<i>Integral of the Square of the Error</i>
ITAE	<i>Integral of Time multiplied by Absolute of the Error</i>
ITSE	<i>Integral of Time multiplied by the Squared Error</i>
LEED	<i>Leadership in Energy and Environmental Design</i>
MIMO	<i>Multiple-input–multiple-output</i>
PID	Proporcional, Integral e Derivativo
PLC	<i>Programmable logic controller</i>
PV	Variável de Processo
OPC	<i>Open Platform Communications</i>
SISO	<i>Single-input and single-output</i>
SP	Valor de Referência (<i>setpoint</i>)
UA	Umidade Absoluta
UR	Umidade Relativa
US	Umidade Saturação do Sistema
VAG	Válvula de Água Gelada
VAQ	Válvula de Água Quente
VAV	Volume de Ar Variável

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA.....	17
1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA.....	17
1.3 TEMA DE ESTUDO	18
1.4 OBJETIVOS	18
1.4.1 Objetivo Geral	18
1.4.2 Objetivos Específicos	18
1.5 JUSTIFICATIVA	19
1.6 CONTRIBUIÇÕES	20
1.7 ESTRUTURA DO TRABALHO.....	21
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	22
2.1 FUNDAMENTOS DE TERMÔDINAMICA	22
2.1.1 Calor e Trabalho	23
2.1.1.1 Quantidade de Calor	23
2.2 FUNDAMENTOS DE PSICROMETRIA.....	24
2.2.1 Composição do Ar Seco	24
2.2.2 Temperatura de Bulbo Seco	27
2.2.3 Temperatura de Bulbo Úmido	27
2.2.4 Pressão de Vapor	28
2.2.4.1 Lei de Dalton - Pressões Parciais	28
2.2.5 Pressão Saturada de Vapor	29
2.2.6 Umidade Absoluta, Específica ou Razão de Mistura	29
2.2.6.1 Razão de Mistura Associada à Instrumentação Comumente Utilizada	30
2.2.7 Umidade Relativa	32
2.2.8 Temperatura de Saturação e Ponto de Orvalho	32
2.2.9 Entalpia Específica	33
2.2.10 Carta Psicrométrica	34
2.3 FUNDAMENTOS DE SISTEMAS HVAC.....	36
2.3.1 Ciclo de Refrigeração	37
2.3.2 Sistemas HVAC	38
2.3.2.1 Sistemas de Expansão Indireta.....	39
2.3.3 Elementos do Sistema HVAC – Expansão Indireta	40

2.3.3.1 Chiller	40
2.3.3.2 Caldeira/Boiler	41
2.3.3.3 Fancoil	42
2.3.3.3.1 Refrigeração em um Fancoil	42
2.3.3.3.2 Aquecimento em um Fancoil	43
2.3.3.3.3 Controle de Umidade	44
2.3.3.3.4 Controle de Pressão e Vazão	45
2.3.3.3.5 Controle de Partículas e Contaminantes	46
2.3.3.4 VAV – Volume de Ar Variável	47
2.3.3.5 Grandezas Psicrométricas no Fancoil	48
2.4 CONSERVAÇÃO DE MASSA E ENERGIA	49
2.5 FUNDAMENTOS DE CONTROLADORES PID	50
2.5.1 Controlador PID	50
2.5.1.1 Controle Proporcional	51
2.5.1.2 Controle Integral	51
2.5.1.3 Controle Derivativo	52
2.5.2 Estruturas de Controladores PID	52
2.6 ESTRUTURAS DE SISTEMAS HVAC	53
2.7 INDICADORES DE DESEMPENHO	55
2.7.1 Integral do Erro Quadrático (ISE)	56
2.7.2 Integral do Erro Absoluto (IAE)	56
2.7.3 Integral do Erro Quadrático Multiplicado pelo Tempo (ITSE)	57
2.7.4 Integral do Erro Absoluto Multiplicado pelo Tempo (ITAE)	57
2.7.5 Eficiência de Sistemas HVAC	57
2.7.5.1 COP	57
2.7.5.2 IPLV	59
2.8 RESUMO FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	60
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	61
3.1 MODELAGEM DE SISTEMAS HVAC	61
3.1.1 Modelagem - Fenomenológica	61
3.1.2 Modelagem – Identificação de Sistema	64
3.2 CONTROLE DE SISTEMAS HVAC	64
3.2.1 Sistema HVAC – Modelo 1	65
3.2.1.1 Modelo1 – Percurso na Carta Psicrométrica	66

3.2.2 Sistema HVAC – Modelo 2	67
3.2.2.1 Modelo 2 – Percurso na Carta Psicrométrica	68
3.2.3 Sistema HVAC – Modelo 3	69
3.2.3.1 Modelo 3 – Percurso na Carta Psicrométrica	70
3.2.4 Controle MIMO Considerado SISO em Sistemas HVAC	70
3.3 OTIMIZAÇÃO E BOAS PRÁTICAS DE SISTEMAS HVAC	74
3.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS	75
4 METODOLOGIA	77
4.1 SISTEMA HVAC – ITT CHIP	77
4.2 AUDITORIA DA ENGENHARIA DE AUTOMAÇÃO E CONTROLE	79
4.2.1 Inconformidades do Sistema HVAC	80
4.2.1.1 Sensor de Umidade no Duto	80
4.2.1.2 Válvulas Duas Vias	80
4.2.1.3 Interação Entre as Malhas de Temperatura	82
4.2.1.4 Ponto de Dreno da Desumidificação	83
4.2.1.5 <i>Damper</i> de Retorno	84
4.2.2 Melhorias e Sugestões Propostas ao Sistema HVAC	84
4.2.2.1 Nova Instrumentação	84
4.3 PROJETO DE SISTEMA SCADA	85
4.3.1 Arquitetura do Sistema	86
4.3.2 Plataforma de Desenvolvimento Elipse E3	87
4.3.3 Software Matlab/Simulink	87
4.3.4 Síntese do Projeto SCADA	88
4.3.5 Sistema Desenvolvido	88
4.4 PROJETO DO SISTEMA DE CONTROLE PROPOSTO	90
4.4.1 Descrição dos Objetivos de Controle	90
4.4.1.1 Números de Trocas	91
4.4.1.2 Controle Pressão/Vazão Duto e Fator de <i>By-pass</i>	91
4.4.1.3 Controle de Pressão na Sala.....	92
4.4.1.4 Controle de Temperatura	92
4.4.1.5 Controle de Umidade.....	92
4.4.2 Variáveis Manipuladas e Controladas	93
4.4.3 Distúrbios e Perturbações	94
4.4.4 Cenários de Operação do Sistema	95

4.4.5 Estrutura de Controle Condicional	96
4.4.6 Interação das Malhas de Controle	99
4.4.7 Ciclo Economizador	100
4.4.8 Sintonia das Malhas de Controle	101
4.5 PSICROMETRIA DO SISTEMA HVAC	102
4.5.1 Cálculo da Energia Térmica Residual.....	102
4.5.1.1 Energia Térmica da Sala Limpa	102
4.5.1.2 Energia Térmica de Referência.....	103
4.5.1.3 Segmentação de Erros em Entalpias Latente e Sensível.....	103
4.5.1.4 Entalpia de Ar Externo.....	105
4.5.2 Conservação de Massa.....	106
4.5.3 Cargas Térmicas Individuais.....	108
4.5.4 Energia Residual Associada à Energia Necessária no <i>Fancoil</i>.....	111
4.6 REFERÊNCIAS DAS MALHAS DE CONTROLE	112
4.6.1 Referência no Controle de Pressão e Vazão.....	112
4.6.1.1 Referência Pressão da Sala.....	113
4.6.1.2 Referência Pressão/Vazão do Duto	114
4.6.2 Referência na Operação de Aquecimento.....	116
4.6.3 Referência na Operação de Refrigeração	118
4.6.4 Referências na Operação de Desumidificação.....	120
4.7 SINTONIA DAS MALHAS DE CONTROLE.....	124
4.7.1 Condições dos Ensaio de Resposta ao Impulso	124
4.7.2 Sintonia da Malha de Temperatura para Serpentina de Água Quente.....	124
4.7.3 Sintonia da Malha Temperatura para Serpentina de Água Gelada	126
4.8 IMPLEMENTAÇÃO EM DIAGRAMA DE BLOCOS FUNCIONAIS	127
4.8.1 Cálculo das Entalpias por Diagrama de Blocos	128
5 RESULTADOS E ANÁLISES	130
5.1 SISTEMA PROPOSTO	130
5.1.1 Seguimento de Referência	130
5.1.1.1 Seguimento de Referência – Ciclo de Refrigeração.....	130
5.1.1.2 Seguimento de Referência – Ciclo de Aquecimento	132
5.1.1.3 Seguimento de Referência – Ciclo de Desumidificação.....	134
5.1.2 Comportamento na Troca de Referência de Temperatura.....	137
5.1.2.1 Comportamento na Troca de Referência – Ciclo de Aquecimento.....	138

5.1.2.2 Comportamento na Troca de Referência – Ciclo de Refrigeração	139
5.1.3 Rejeição de Perturbações.....	140
5.2 SISTEMA LEGADO.....	143
5.2.1 Seguimento de Referência Sistema Legado	143
5.3 COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO DOS SISTEMAS	144
5.3.1 Ganhos de Energia dos Elementos Primários	145
6 CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS	147
6.1 Conclusões	147
6.2 Propostas de Trabalhos Futuros	148
REFERÊNCIAS.....	149
ANEXO A – CARTA PSICROMÉTRICA.....	154
ANEXO B – RUN TEST CHILLER.....	155

1 INTRODUÇÃO

A criação do primeiro ar condicionado aconteceu no ano de 1902, pelo engenheiro Willis Carrier, para a climatização de uma indústria gráfica. Desde então, ocorreram muitas mudanças neste equipamento e suas aplicações. Com o passar dos anos, este foi empregado para o conforto pessoal e em processos cada vez mais complexos. Os benefícios do invento do ar condicionado se tornaram de suma importância para aplicações como hospitais, laboratórios, salas limpas ou mesmos processos industriais mais robustos como a indústria de borracha ou silos de armazenagem de grãos, no setor agrícola. Para cada aplicação há uma variedade de processos e exigências individuais de grandezas físicas.

A adaptação a esta diversidade de aplicações, impulsionou o surgimento de controles cada vez mais sofisticados para atendê-las. Atualmente, os sistemas de climatização não contemplam apenas o ar condicionado, mas também aquecimento, exaustão e renovação de ar. Para a interação destes itens utiliza-se a nomenclatura de Sistemas HVAC (*Heating, Ventilation, and Air Conditioning*) sigla em inglês que significa aquecimento, ventilação e ar condicionado, englobando, por tanto, itens importantes para o atual conceito de climatização e renovação de ar. Hoje existem várias certificações com relação a critérios de renovação de ar e índices aceitáveis de oxigênio (O_2) e dióxido de carbono (CO_2), ou mesmo no controle de monóxido de carbono (CO) em ambientes de estacionamentos de shopping centers, por exemplo, com valores mínimos e máximos para a ocupação de pessoas.

O presente trabalho irá abordar o controle de determinada área de atuação dos sistemas de HVAC, que são as salas limpas. Este setor é de grande relevância por abranger desde ambientes hospitalares e laboratórios, até a processos industriais que exigem um controle mais refinado.

O controle de salas limpas é algo que engloba uma gama de exigências, sejam elas relacionadas à temperatura e umidade para determinado processo ou condições de salubridade no controle de contaminantes em relação à ventilação e renovação de ar para ambientes habitados segundo as legislações vigentes. Na presente pesquisa será considerado o sistema do ITT Chip - Instituto Tecnológico em Semicondutores, localizado na Unisinos.

O controlador PID (Proporcional Integral e Derivativo) é o mais usado dos controladores lógicos programáveis (CLPs), devido a sua facilidade de sintonia,

implementação e baixo custo. Entretanto sua aplicação se torna complexa e pode não apresentar um bom desempenho em processos com atraso de transporte dominante ou processos multivariáveis com acoplamento das suas variáveis controladas, em sistemas onde existam múltiplos objetivos e malhas de controle conflitantes.

Em processos multivariáveis, onde devem ser controlados grandezas como temperatura, pressão e umidade, é necessário realizar uma interação entre as malhas para que a atuação de uma malha não se torne a perturbação da outra.

Com base nestes cenários é importante gerar um sistema de controle estruturado condicional onde exista acoplamento entre malhas de controle de maneira a evitar a perturbação multivariável das malhas pertencentes ao sistema.

As exigências dos processos relacionados às salas limpas, qualifica os tipos de equipamentos a serem utilizados e a sua aplicação, que necessitam de maior concisão com o controle, na busca dos parâmetros de climatização desejados. Por vezes, a criticidade do processo em atender tais requisitos, desconsidera a otimização e eficiência dos métodos de controle da climatização aplicados. No caso deste estudo, o foco serão os processos de fabricação que envolvem o ITT Chip - Instituto Tecnológico em Semicondutores, localizado na Unisinos.

1.1 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

O controle é realizado por estratégias não baseadas diretamente em psicrometria. O tema de estudo deste trabalho consiste em propor uma nova estratégia de controle para aperfeiçoamento do consumo energético do sistema HVAC, utilizando estratégias e estruturas de PIDs baseadas em psicrometria.

1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA

O projeto se limita ao desenvolvimento e implementação de uma lógica de controle estruturada condicional para controladores PIDs, minimizando o consumo energético, tendo como estudo de caso uma sala limpa do Instituto ITT-Chip da UNISINOS. Tais técnicas são aplicadas ao equipamento que é o elemento final na climatização das salas limpas, com abordagem no processo de microfabricação do ITT Chip. Por sua vez a economia gerada neste equipamento se estenderá aos demais equipamentos integrantes de um sistema HVAC.

1.3 TEMA DE ESTUDO

A pesquisa será direcionada ao sistema HVAC das salas limpas do Instituto Tecnológico em Semicondutores – ITT Chip, abrangendo os seus componentes e possibilidades de melhoria.

Será estudado o desempenho e consumo de energia do sistema HVAC baseado numa estrutura de malhas de controle monovariáveis PID, condicionais e fundamentadas na psicrometria frente ao atual sistema de controle HVAC instalado. Será analisado o comportamento e desempenho servo regulatório dos controladores, através de indicadores relacionados com o consumo de energia

1.4 OBJETIVOS

De acordo com contexto apresentado anteriormente, este trabalho tem definido os seguintes objetivos.

1.4.1 Objetivo Geral

Avaliar os ganhos de desempenho e redução do consumo de energia do sistema HVAC para uma sala limpa do Instituto Tecnológico em Semicondutores – ITT Chip, quando aplicada uma estratégia de controle estruturada condicional baseada em psicrometria frente ao sistema controle instalado.

1.4.2 Objetivos Específicos

Para atingir o objetivo geral definiram-se os seguintes objetivos específicos:

- a) Estudar os fundamentos e princípios de psicrometria, incluindo, equipamentos e processos de tratamento de ar frente em diferentes cenários do sistema HVAC;
- b) Avaliar a lógica de controle e instrumentação do sistema HVAC presente no ITT-Chip;
- c) Conceber e integrar uma arquitetura de aplicação para dispositivos de campo, sistema Elipse e Matlab que utilize o padrão de interoperabilidade industrial OPC;

- d) Desenvolver e implementar uma estratégia de controle estruturada condicional de PIDs baseada em fundamentos da psicrometria;
- e) Explorar e definir a sintonia dos parâmetros dos controladores PID com base nos modelos e nas especificações de operação do sistema;
- f) Avaliar o desempenho do sistema frente ao comportamento servo e regulatório e perante a eficiência energética do sistema HVAC.

1.5 JUSTIFICATIVA

Os sistemas de HVAC são amplamente utilizados em construções de diferentes portes como condomínios comerciais, shoppings, hospitais, laboratórios, entre outros. A abrangência do sistema de HVAC vai desde o conforto pessoal em determinado ambiente, até a importância de garantir estabilidade de valores em determinado processo, exigindo uma alta qualidade de controle (HONEYWELL, 1997).

Para cada uma destas edificações, existe uma determinada aplicação com as suas devidas exigências de operação e confiabilidade nos processos envolvidos, não se limitando apenas a climatização. Os sistemas de HVAC podem inclusive diminuir riscos de contaminação em ambientes hospitalares, como no controle de pressurização negativa em quartos com pacientes com doenças infectocontagiosas, eliminando itens nocivos aos habitantes do local. Também podem controlar os índices de gases poluentes, como monóxido de carbono, em um estacionamento de um shopping, ou os valores elevados de dióxido de carbono em ambientes de grande ocupação de seres vivos.

A importância do sistema HVAC em determinados processos é tão elevada, que acaba se tornando um dos maiores consumidores de energia nas instalações atuais (BEN, 2017). Fato que se agrava quando se trata de ambientes de salas limpas destinados a fabricação de microchips, onde a climatização é parte ainda mais importante do processo de industrialização e qualidade dos componentes.

Quando utilizado para o controle de determinados processos, não é possível simplesmente abolir ou restringir o funcionamento do sistema de HVAC, como em uma residência ou outro ambiente de conforto. Em muitas aplicações o funcionamento do sistema HVAC acontece de forma contínua, sem que aconteça o seu desligamento, por haver riscos aos processos envolvidos e a necessidade de manter níveis

admissíveis das grandezas físicas. Então mesmo que a produção não esteja acontecendo, o sistema HVAC ainda opera para manter estes níveis.

Com esta dependência dos sistemas de HVAC para processos das salas limpas e os altos custos energéticos envolvidos, o uso racional se torna ainda mais necessário com um estudo focado em maneiras mais eficientes para a otimização do sistema de HVAC, sem afetar os processos dependentes dele.

Normalmente um sistema HVAC possui diferentes malhas de controle, seja para controle de temperatura, umidade, pressão, vazão ou o que a necessidade do processo exigir. Com tantas grandezas a serem controladas, o sistema se torna um sistema multivariável complexo, onde uma alteração em uma determinada malha de controle pode afetar diretamente a outra. Se não existir o ajuste ideal para atingir os parâmetros de referência, uma malha acaba afetando a outra, causando uma perturbação interna com origem no próprio controle.

A grande maioria dos controladores lógicos programáveis (CLPs) utilizados no mercado tem interfaces de programação com o controle com algoritmos PID (COELHO;COELHO,2004) e para controladores dedicados à sistemas HVAC, isto não é diferente. O controle PID é utilizado devido a facilidade de processamento em sistemas microprocessados e ajustes de parâmetros para diferentes dinâmicas das malhas de controle, porém é limitado quando encontrado em sistemas com malhas independentes de atuação e com perturbações oriundas de outras malhas. Mesmo com a ampla aplicação do controle PID em sistemas HVAC, a literatura ainda é limitada. São poucos os casos onde existe documentação com relação a psicrometria aplicada de forma prática e realizada a interação entre as diferentes malhas de controle.

A oportunidade disponibilizada pelo ITT Chip para a realização deste trabalho, possibilita que seja promovido o estudo e aplicação prática.

1.6 CONTRIBUIÇÕES

Tem-se como contribuições do trabalho:

- Revisão bibliográfica das estratégias de controle aplicadas para sistemas HVAC.
- A auditoria da engenharia de automação e controle do sistema HVAC para salas limpas do Instituto ITT – Chip.

- Implementação de uma série de melhoras de engenharia no sistema de instrumentação e de controle do sistema HVAC para salas limpas do Instituto ITT – Chip.
- Projeto e implementação do sistema de automação e controle baseado em psicrometria aplicado a um sistema HVAC para uma sala limpa do Instituto ITT – Chip.
- Desenvolvimento de sistema supervisor e integração da arquitetura de aplicação para dispositivos de campo, sistema supervisor Elipse e Matlab utilizando OPC (*Object Linking and Embedding for Process Control*).

1.7 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho está dividido em seis capítulos que apresentam o estudo para as contribuições ao sistema de controle HVAC. Os capítulos estão dispostos e estruturados na seguinte ordem:

Capítulo 1 – Introdução: Este capítulo apresenta a definição do problema, o alcance do projeto, os objetivos gerais e específicos e a justificativa junto com a motivação e importância deste trabalho.

Capítulo 2 - Fundamentação teórica: Este capítulo apresenta uma síntese dos fundamentos teóricos de termodinâmica, psicrometria, sistemas HVAC, projetos de controladores PID, estruturas de sistemas HVAC, bem como indicadores de avaliação de desempenho de sistemas de controle.

Capítulo 3 – Revisão bibliográfica: Este capítulo apresenta uma revisão bibliográfica do estado da arte em relação a aplicação de estratégias de controle PID em sistemas HVAC.

Capítulo 4 – Metodologia: Este capítulo apresenta as ferramentas, métodos e procedimentos utilizados para cumprir os objetivos propostos.

Capítulo 5 – Resultados: Este capítulo apresenta os resultados, a aplicação das técnicas apresentadas no capítulo de metodologia.

Capítulo 6 – Conclusão e considerações finais: Este capítulo apresenta as principais conclusões e considerações do projeto assim como a sugestão para trabalhos futuros.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

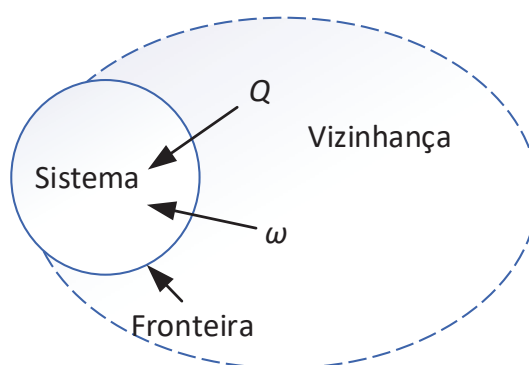
Neste capítulo são apresentados os fundamentos teóricos de termodinâmica, psicrometria, controladores PID, sistemas HVAC e suas estruturas, indicadores para a avaliação do desempenho do sistema realimentado e indicadores para avaliar a eficiência de sistemas HVAC.

2.1 FUNDAMENTOS DE TERMÔDINAMICA

A termodinâmica estuda as relações de troca entre o calor, Q , e o trabalho realizado, ω , na transformação de um sistema físico, quando esse interage com o meio exterior. O sistema é tudo aquilo que se almeja estudar, vizinhança tudo que é externo ao sistema e a fronteira são os limites do sistema como ilustrado na Figura 1.

Os pontos conceituais de calor e o trabalho realizado sempre terão como base itens referentes a um sistema, que pode ser utilizado como referência para análise de ganho ou perda de energia. Em relação ao sistema, é importante destacar que trocará calor com elementos externos, que Moran *et al.* (2013) conceitua como vizinhança. Este comportamento descrito, poderá ser observado na Figura 1.

Figura 1 - Elementos de Troca de Calor



Fonte: Adaptado de Moran *et al.* (2013)

Também é possível que um sistema tenha como vizinhança outro sistema, esta nomenclatura depende apenas da ótica de qual sistema está sendo observado. Para a segmentação entre sistema e vizinhança, é necessário que esteja definida, de forma

exata, a fronteira que está relacionada à delimitação que permitirá observar se o sistema está perdendo ou ganhando calor com a sua transferência (MORAN *et. al.*, 2013).

2.1.1 Calor e Trabalho

O calor pode ser definido como a transmissão de temperatura entre um sistema e sua vizinhança para que ambos atinjam o equilíbrio térmico, pode-se dizer que o calor é a energia térmica em movimento. Existem três formas de troca de calor: condução, radiação e convecção (MORAN *et al.*, 2013). No presente estudo, a transferência de calor predominante é a convecção.

A transferência de calor em razão da convecção envolve a troca de energia entre uma superfície pertencente ao sistema e um fluido adjacente caracterizado como vizinhança. A convecção pode ser classificada em dois tipos: a convecção forçada e a convecção livre ou natural. Cada troca de calor pode ser medida por uma quantidade de calor, melhor explicada seguir.

2.1.1.1 Quantidade de Calor

Por definição calor latente é a quantidade de calor necessária para que determinada substância troque o seu estado físico. Já o calor sensível, seria a mudança de temperatura de uma substância sem que aconteça a troca de estado físico. Quando existe a alteração do calor sensível ou latente, quantidade de calor dissipada ou fornecida por ser estimada. Para isso se considera a diferença de temperatura entre termos de calor sensível, pelo produto de sua massa e calor específico da mesma substância, conforme a equação (1).

$$Q = m \cdot c \cdot (T_f - T_i) \quad (1)$$

Onde:

Q: quantidade de calor dissipada ou adquirida na troca de calor (kJ);

m: massa da substância a analisada (kg);

c: calor específico da substância (kJ/(kg°C));

T_i: valor de temperatura inicial (°C).

T_f: valor de temperatura final (°C).

Por convenção de sinais, o trabalho e quantidade de calor, realizados tem o sinal negativo e trabalho suportado ou calor adquirido tem o sinal positivo (INCROPERA *et al.*,2006).

2.2 FUNDAMENTOS DE PSICROMETRIA

A psicrometria é a área de estudo que trata do equilíbrio do vapor de uma substância em comparação a outra. No estudo de caso, o vapor de água está associado ao ar atmosférico, que é composto da mistura de vários gases que podem mudar sua composição química para cada ambiente (ALMEIDA, 2004). A composição do ar, é importante para que se faça associações dos valores psicrométricos que serão explicados nesta seção.

2.2.1 Composição do Ar Seco

A composição padrão do ar seco é constantemente revista pela ASHARE, que é a organização onde os estudos relacionados a climatização são mais evidentes no cenário mundial. Segundo ASHARE de 2002, a composição do ar seco é descrita conforme apresentado na Tabela 1.

Tabela 1 - Composição Ar Seco

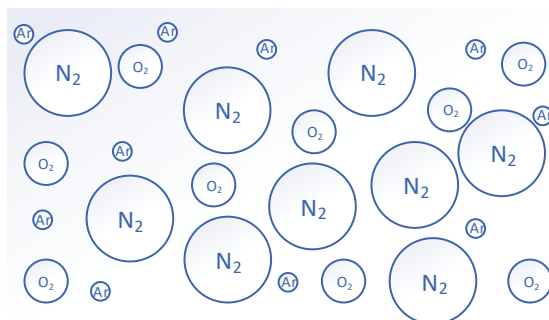
Gás	Nomenclatura	Composição (%)
Nitrogênio	N ₂	78,084
Oxigênio	O ₂	20,9476
Argônio	Ar	0,934
Dióxido de Carbono	CO ₂	0,0314
Hélio	He	0,000524
Metano	CH ₄	0,00015
Dióxido de Enxofre	SO ₂	0,0001
Hidrogênio	H ₂	0,00005
Criptônio, Xenônio e Ozônio	Kr, Xe e O ₃	0,0002

Fonte: Adaptado de ASHARE (2002)

De acordo com o apresentado na Tabela 1, grande parte (99,96 %) dos componentes do ar seco é formada pelos gases nitrogênio, oxigênio e argônio. Os

demais constituintes do ar seco têm relevância insignificativa para massa molar do ar do ar seco, sendo possível considerar apenas estes três gases, conforme ilustrado na Figura 2.

Figura 2 - Gases Constituintes no Ar Seco



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para que seja calculada a massa molar do ar seco considerando apenas estes três elementos principais, é possível considerar os valores percentuais da composição conforme informado na Tabela 1, e inseri-los conforme apresentado na equação (2), onde também são consideradas a massa molar dos elementos químicos que constituem os gases, multiplicados pela quantidade de átomos pertencentes a molécula.

$$M_{as} = 0,7810 \cdot 2 \cdot M_{Nitrogênio} + 0,2098 \cdot 2 \cdot M_{Oxigênio} + 0,0094 \cdot M_{Argônio} \quad (2)$$

$$M_{as} = 0,7810 \cdot 2 \cdot 14,005 + 0,2098 \cdot 2 \cdot 15,999 + 0,0094 \cdot 39,948$$

$$M_{as} = 28,96 \frac{g}{mol}$$

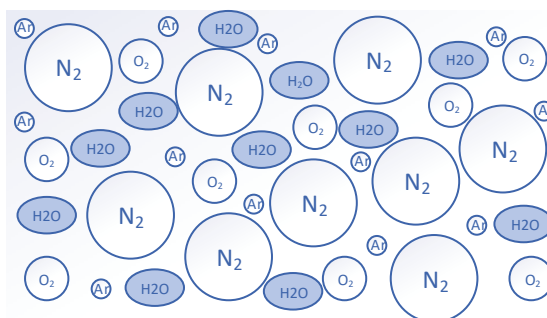
Onde:

- M_{as} = Massa molar do Ar Seco (28,96 g/mol)
- $M_{Nitrogênio}$ = Massa molar do elemento químico nitrogênio (14,005 g/mol)
- $M_{Oxigênio}$ = Massa molar do elemento químico oxigênio (15,999 g/mol)
- $M_{Argônio}$ = Massa molar do elemento químico argônio (39,948 g/mol)

Suspensão ao ar seco pode, ser acrescido o vapor de água, sendo chamado de ar úmido, conforme ilustrado na Figura 3. Quando se trata de climatização de

ambientes, é o ar úmido que deve ser considerado, pois é este que é encontrado nos ambientes atendidos por um sistema HVAC.

Figura 3 - Composição Ar Úmido



Fonte: Elaborado pelo autor.

Embora um conhecimento básico, a composição química da água deve ser conhecida para que se entenda as associações realizadas neste trabalho e que serão explicadas posteriormente. A água é composta de dois átomos de hidrogênio e um átomo de oxigênio. Isto permite o cálculo de massa molar da água independentemente do seu estado físico. Porém para que facilite o entendimento dos passos futuros explicados no decorrer desta dissertação, será utilizado a nomenclatura de massa molar de vapor de água (M_{va}), e pode ser calculada segundo equação (3).

$$M_{va} = 2 \cdot M_{Hidrogênio} + M_{Oxigênio} \quad (3)$$

$$M_{va} = 2 \cdot 1,008 + 15,999$$

$$M_{va} = 18,015 \frac{g}{mol}$$

O ar atmosférico é a mistura do ar úmido com contaminantes, como fumaça ou outras partículas encontradas no ar. Na engenharia de sistemas HVAC, os poluentes são desconsiderados para o dimensionamento de carga térmica, pois são uma parcela que pode oscilar muito entre os locais de estudo. Além disso no caso de existência destes poluentes, é preciso outros processos para que estes sejam eliminados ou reduzidos de intensidade através de elementos filtrantes.

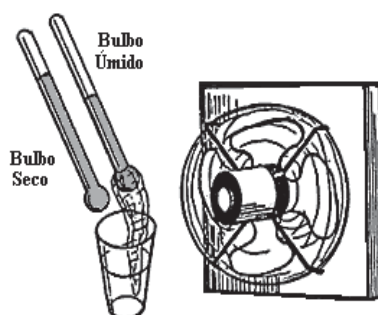
2.2.2 Temperatura de Bulbo Seco

A temperatura de bulbo seco (T_{bs}) é medida de um termômetro comum, instalado no ambiente, sendo que não é influenciada pela umidade relativa do ar (ALMEIDA, 2004). Atualmente a grande maioria dos sensores de temperatura são de bulbo seco como: termopares, termistores, entre outros componentes de instrumentação. Cada um possui sua característica de sinal de instrumentação para a demonstração da temperatura.

2.2.3 Temperatura de Bulbo Úmido

Tanto a nomenclatura de temperatura de bulbo seco, quanto a temperatura de bulbo úmido (T_{bu}), derivam de um equipamento rudimentar chamado psicrômetro (Figura 4). Este é constituído de dois termômetros dispostos lado a lado. Um dos termômetros é de bulbo seco, o qual já teve seu conceito abordado e o outro tem seu bulbo envolto em um tecido úmido, geralmente algodão, por isso denominado de bulbo úmido.

Figura 4 - Psicrômetro



Fonte: Strobel (2008)

Esta imersão do bulbo no tecido molhado, faz com que a medição de temperatura seja influenciada pelo vapor de água presente no ambiente. Normalmente, a temperatura de bulbo úmido é menor que a temperatura de bulbo seco, a não ser que o ar esteja saturado conforme será elucidado posteriormente com os demais conceitos psicrométricos.

2.2.4 Pressão de Vapor

Basicamente na instrumentação temos duas maneiras de mensurar a pressão, que pode ser de forma absoluta ou relativa. A pressão absoluta é baseada a partir do zero absoluto de pressão no vácuo perfeito, onde não pode haver valores de pressão menores que zero. Já a pressão relativa, também chamada de manométrica, é uma medida referida a outra pressão de referência. A grande maioria dos sensores utiliza a pressão atmosférica como pressão de referência, desta forma fornecendo valores de pressão manométricas, a serem considerados neste trabalho (WIKA, 2019).

A pressão de vapor de água (P_{va}), por sua vez, é a pressão parcial da massa de água encontrada em certo volume de massa de ar (PARISH; PUTNAM, 1977). Considerando um sistema constituído pelo ar atmosférico e sua mistura de gases, a pressão pode ser deduzida a partir de relações de pressões parciais, mais bem explicado a seguir.

2.2.4.1 Lei de Dalton - Pressões Parciais

Segundo Wang e Shan (2001), a Lei de Dalton define que a pressão da mistura (p_m) dos gases é igual à soma parcial das pressões de cada gás constituinte desta mistura, conforme a equação (4) a Lei de Dalton para um sistema de gases ideais.

$$p_m = p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_n \quad (4)$$

Isto permite a segmentação de cada gás ou vapor de água pertencente ao ambiente, calculando suas pressões individuais. Desta forma, com a soma destas pressões parciais, é possível ter a pressão total da mistura.

Considerando que o ar úmido é constituído de ar seco e vapor de água, é possível inferir que a pressão total do ar ambiente (P_{amb}) é igual a soma da pressão do ar seco (P_{as}) com a pressão do vapor de água (P_{va}), conforme apresentado na equação (5).

$$P_{amb} = P_{as} + P_{va} \quad (5)$$

A pressão de vapor de água (P_{va}), depende diretamente do percentual de umidade que se encontra o ar úmido. Realizando um comparativo com a pressão de

saturação (P_{sat}) máxima que o ar úmido pode chegar e o percentual de ocupação de vapor de água informado pela umidade relativa ambiente (UR_{amb}), é possível representar a pressão de vapor de água (P_{va}) de acordo com a seguinte equação (6).

$$P_{va} = P_{sat} \cdot UR_{amb} \quad (6)$$

Tanto a pressão de saturação do ar (P_{sat}), quanto a umidade relativa (UR_{amb}), serão explicados posteriormente. Visto que é possível utilizar instrumentação existente para realizar associações e cálculos importantes para este trabalho.

2.2.5 Pressão Saturada de Vapor

A pressão de saturação do ar pode ser calculada segundo a Equação de Tetens representada na equação (7), onde T_{bs} seria a temperatura de bulbo seco do ar no local com sua medida informada em graus Celsius ($^{\circ}C$).

$$P_{sat} = 0,61078 \times 10^{\frac{7,5 \times T_{bs}}{237,3 + T_{bs}}} \quad (7)$$

Este valor de pressão saturada de vapor tem como unidade quilo-Pascal (kPa) e considera que o ar seco está saturado de vapor de água, ou seja, umidade relativa em 100 %. Posteriormente será visto que a pressão interfere diretamente de maneira psicrométrica no sistema, para que seja entendido a relação entre as grandezas.

2.2.6 Umidade Absoluta, Específica ou Razão de Mistura

Entende-se como umidade absoluta, o valor total de vapor de água encontrado em determinado volume do ar úmido. Sua unidade de medida no Sistema Internacional é kg/m^3 . Conceitualmente pode-se entender que a umidade absoluta é a densidade de água do local analisado ou dentre as demais substâncias que compõem o ar, também chamada de concentração de vapor pelo fato de algumas literaturas considerarem equivocado o termo absoluto (GATLEY, 2013).

Na grande maioria das cartas psicrométricas, que serão explicadas posteriormente, existe o conceito de razão de mistura (W), que é a quantidade de massa de vapor de água existente na massa de ar seco, com unidade de medidas de quilogramas de vapor de água por quilogramas de ar seco ($\text{kg}(\text{H}_2\text{O})/\text{kg}(\text{Ar Seco})$).

Por relacionar grandezas de massa que não são muito convenientes em aplicações práticas, é possível realizar o cálculo da razão de mistura, conforme a equação (8), utilizando a massa molar do vapor de água (M_{va}) associada a pressão parcial do vapor de água (P_{va}). Estabelecendo uma relação com razão da massa molar de ar seco (M_{as}) e a pressão do ar seco (P_{as}).

$$W = \frac{M_{va}}{M_{as}} \cdot \frac{P_{va}}{P_{as}} \quad (8)$$

A razão de mistura, dependendo da literatura também é chamada umidade absoluta com base na massa ou razão de umidade, ambas as nomenclaturas informam o quanto de vapor de água existe em determinada quantidade de ar seco, seja em função do volume ou em função da massa de vapor de água associada ao ar seco.

É possível relacionar a equação (8) à grandezas que são medidas por sensores comumente encontrados na instrumentação e controle de sistemas HVAC, que serão detalhados a seguir.

2.2.6.1 Razão de Mistura Associada à Instrumentação Comumente Utilizada

Com base nas equações apresentadas, é possível relacionar a razão de mistura (W), associando esta aos valores fornecidos pela instrumentação que habitualmente são utilizados no controle de sistemas HVAC. Realizando uma junção entre as equações (6) e (8), temos a seguinte proposta na equação (9).

$$W = \frac{M_{va}}{M_{as}} \cdot \frac{P_{sat} \cdot UR_{amb}}{P_{as}} \quad (9)$$

Aplicando os conceitos da Lei de Dalton, expressos na equação (5) e considerando a definição de umidade relativa demonstrada na equação (6), podemos

associar as equações em função da pressão de ar seco (P_{as}), conforme a equação (10), demonstra.

$$P_{amb} = P_{as} + P_{sat} \cdot UR_{amb} \quad (10)$$

$$P_{as} = P_{amb} - P_{sat} \cdot UR_{amb}$$

Associando a equação (9) à equação (10), obtemos como resultado o item demonstrado na equação (11).

$$W = \frac{M_{va}}{M_{as}} \cdot \frac{P_{sat} \cdot UR_{amb}}{P_{amb} - P_{sat} \cdot UR_{amb}} \quad (11)$$

$$W = \frac{M_{va}}{M_{as}} \cdot \frac{1}{\frac{P_{amb}}{P_{sat} \cdot UR_{amb}} - 1}$$

Calculando a razão entre as constantes de massas molares para o vapor de água ($M_{va} = 18,015$ g/mol) e ar seco ($M_{as} = 28,96$ g/mol), juntamente com a inserção da Equação de Tetens (7) no lugar da pressão de saturação (P_{sat}), obtemos a seguinte equação (12).

$$W = \frac{0,62206}{\frac{P_{amb}}{0,61078 \times 10^{\frac{7,5 \times T_{amb}}{237,3 + T_{amb}}} \cdot UR_{amb}} - 1} \quad (12)$$

Se observa que na equação (12) é disponibilizada uma maneira de cálculo da razão de mistura com a leitura dos valores de instrumentação comumente utilizadas, dependendo das leituras de temperatura (T_{amb}), umidade relativa (UR_{amb}) e pressão ambiente (P_{amb}). A instrumentação encontrada no ITT Chip será posteriormente demonstrada em detalhes, para que seja comprovada a definição sugerida pela equação (12).

2.2.7 Umidade Relativa

Para condições de monitoramento da quantidade de umidade de um sistema HVAC, eventualmente o volume ou a quantidade de algum elemento que compõe o ar pode oscilar. A umidade relativa ambiente (UR_{amb}) por sua vez, fornece uma analogia entre a quantidade de vapor de água que existe no sistema, com a quantidade máxima que o sistema comporta de vapor de água. Ela pode ser calculada pela razão da umidade absoluta (W) pela umidade de saturação do sistema (W_s) (GATLEY, 2013).

$$UR_{amb} = \frac{W}{W_s} \quad (13)$$

A medida do valor de umidade encontrada (W), estabelece a proporção em relação ao valor máximo ou umidade de saturação (W_s). Esta analogia também é função da pressão de saturação (P_{sat}) e a pressão de vapor de água (P_{va}), também demonstrada na equação (6) e demonstrada em detalhes na equação (14).

$$UR_{amb} = \frac{P_{va}}{P_{sat}} \quad (14)$$

Desta forma a pressão ambiente de vapor de água (P_{va}) em razão da máxima pressão que é possível (P_{sat}), fornece a umidade relativa encontrada (UR_{amb}).

2.2.8 Temperatura de Saturação e Ponto de Orvalho

A temperatura do ponto de orvalho é o valor de temperatura quando o vapor de água começa a condensar, considerando um ar saturado, em resfriamento, sob pressão e umidade absoluta constantes (GATLEY, 2013), por este motivo é também chamada de temperatura de saturação.

Pedersen e Duraj (2015) propõem uma forma aproximada de estimação desta temperatura de saturação (T_{sat}), conforme a equação (15) mostra a seguir.

$$T_{sat} = \left(\frac{UR_{amb}}{100} \right)^{\frac{1}{8}} \cdot (112 + 0,9 \cdot T_{bs}) + (0,1 \cdot T_{bs}) - 112 \quad (15)$$

É possível observar na proposta de Pedersen e Duraj (2015), que a temperatura de saturação (T_{sat}) depende exclusivamente da umidade relativa do ambiente (UR_{amb}) e da temperatura de bulbo seco (T_{bs}), o que dada a instrumentação normalmente disponível facilita a obtenção da temperatura de saturação.

2.2.9 Entalpia Específica

Entalpia específica (h_{esp}) é a quantidade de energia contida em uma substância em razão de sua massa. Segundo Wang (2000) se está diferença de temperatura existe entre os valores finais (T_f) e iniciais (T_i), e for realizado o produto com o calor específico (c_p), será obtida a diferença de entalpia específica (Δh) considerando um gás ideal, conforme equação (16).

$$\Delta h = c_p(T_f - T_i) \quad (16)$$

Ao considerar que o ar atmosférico está livre de poluentes, nosso objeto de estudo acaba sendo o ar úmido, que conforme visto é a mistura de ar seco com vapor de água. A entalpia específica desta mistura (h_{esp}), é a soma da entalpia do ar seco (h_{as}) e a entalpia do vapor de água (h_{va}), conforme equação (17).

$$h_{esp} = h_{as} + h_{va} \quad (17)$$

Se for considerada a temperatura de bulbo seco (T_{bs}) do ambiente em relação aos valores de calor específicos no zero absoluto, pode ser calculada a entalpia específica conforme demonstra a equação a seguir (ASHARE,2002).

$$h_{esp} = C_{ar} \cdot T_{bs} + W \cdot (h_{\acute{a}gua(0^{\circ}C)} + C_{va} \cdot T_{bs}) \quad (18)$$

Onde:

- h_{esp} = entalpia específica do ar úmido (kJ/kg)
- T_{bs} = temperatura de bulbo seco ($^{\circ}C$)

- W = razão de mistura ($\text{kg}_{(VA)}/\text{kg}_{(AS)}$)
- C_{ar} = Calor específico do ar seco ($1,006 \text{ kJ}/(\text{kg}_{(AS)} \cdot ^\circ\text{C})$)
- C_{va} = Calor específico do vapor de água ($1,84 \text{ kJ}/(\text{kg}_{(VA)} \cdot ^\circ\text{C})$)
- $h_{\text{água } (0 \text{ } ^\circ\text{C})}$ = entalpia específica da água à $0 \text{ } ^\circ\text{C}$ e pressão atmosférica de $101,325 \text{ kPa}$ ($h_{\text{água } 0 \text{ } ^\circ\text{C}} = 2499,86 \text{ kJ}/\text{kg}_{(VA)}$)

Sendo os demais valores constantes, a equação (18) fica dependente unicamente da temperatura de bulbo seco (T_{bs}) e da razão de mistura (W), conforme apresentado na equação (19).

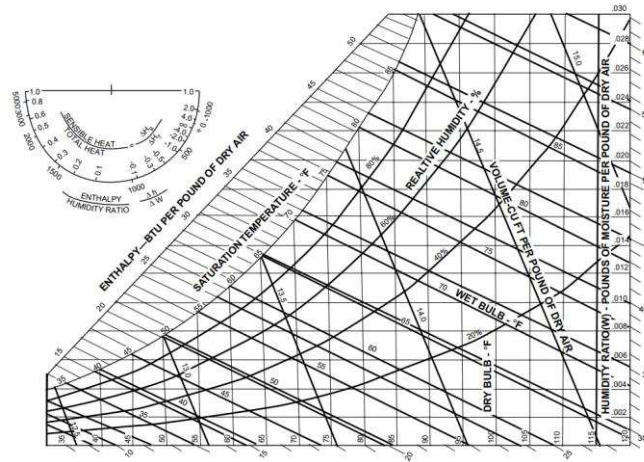
$$h_{esp} = 1,006 \cdot T_{bs} + W \cdot (2499,86 + 1,84 \cdot T_{bs}) \quad (19)$$

Comparando a equação (17) com a (19) se percebe, uma relação das energias individuais do ar úmido e é possível associa-los a valores de energia sensível, para o ar seco e calor latente por parte do vapor de água, visto que água é o elemento que troca seu estado físico na visão do condicionamento do ar. A interação entre estas grandezas será representada graficamente segundo a Carta Psicrométrica, explicada a seguir.

2.2.10 Carta Psicrométrica

A carta psicrométrica é uma representação gráfica das grandezas psicrométricas, permitindo um método visual para análise na busca das variáveis de estudo (HONEYWELL, 1997), conforme Figura 5.

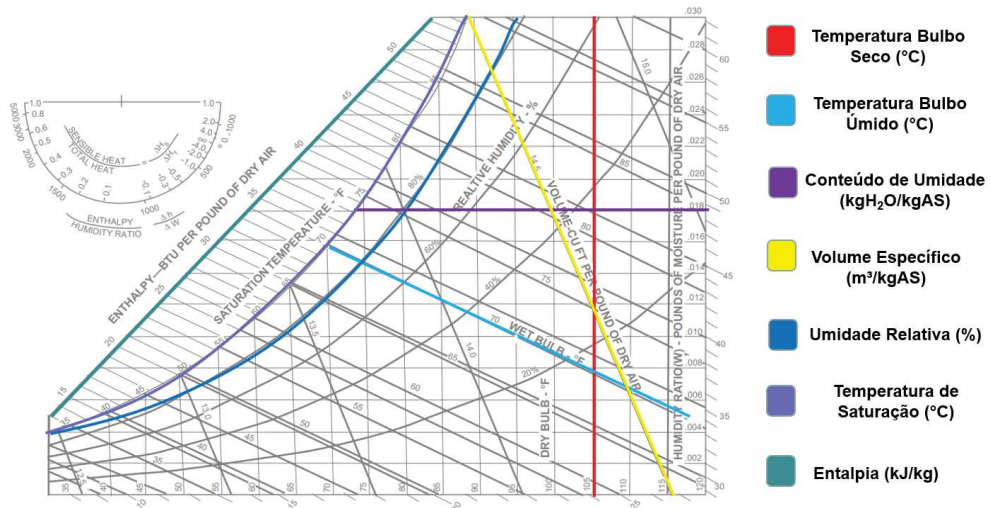
Figura 5 - Carta Psicrométrica



Fonte: Honeywell (1997)

Cada linha da carta psicrométrica representa uma grandeza que é interseccionada com as outras, de acordo com as relações e cálculos psicrométricos, como pode ser visto na Figura 6.

Figura 6 - Grandezas Psicrométricas



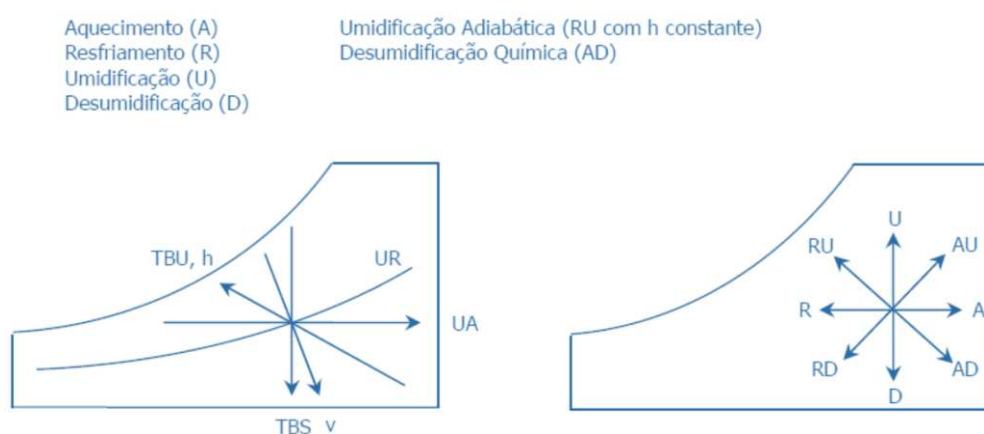
Fonte: Elaborado pelo autor.

Desta forma se existem duas ou mais grandezas, é possível através de intersecções das linhas da carta psicrométrica, deduzir visualmente as demais

grandezas relacionadas, que é melhor representado no ANEXO A – CARTA PSICROMÉTRICA.

Conforme apresentado por Strobel (2008), não somente é possível relacionar as grandezas como também visualizar os processos junto à carta psicrométrica. Através de um ponto de partida é possível ter uma visão do percurso que as grandezas terão que percorrer até um ponto final com os valores desejados. A Figura 7 mostra a relação dos processos de acordo com a necessidade de cada ciclo individual ou integrado aos demais.

Figura 7 - Processos Psicrométricos



Fonte: Strobel (2008)

É possível observar que cada ciclo ou a junção destes direciona as grandezas para pontos distintos na carta psicrométrica. Isto facilita a escolha da estratégia de controle a ser empregada e os cuidados para que a atuação de um ciclo não seja uma perturbação quando separadas as malhas de controle de refrigeração, aquecimento, umidificação e desumidificação.

2.3 FUNDAMENTOS DE SISTEMAS HVAC

O sistema HVAC (*Heating, Ventilation, and Air Conditioning*), está relacionado com os elementos pertencentes ao condicionamento térmico de ambientes e de renovação de ar. Dentro do mesmo sistema podem existir diferentes equipamentos e

arranjos particulares de acordo com a necessidade de cada ambiente ou processo atendido, ambos com características e detalhes elucidados a seguir.

2.3.1 Ciclo de Refrigeração

A grande maioria dos sistemas de ar condicionado é baseado no ciclo de refrigeração pela expansão do fluido refrigerante.

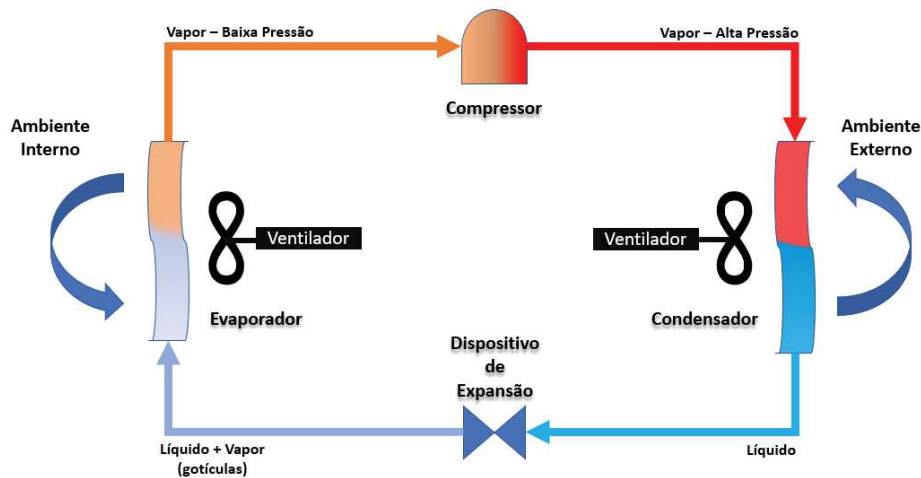
A Lei Geral dos Gases consiste em uma relação entre a pressão, temperatura e volume de determinado fluido. Esta relação deve sempre resultar em uma constante, considerando uma substância com as mesmas propriedades químicas. Desta forma, se forem considerados dois momentos distintos, 1 e 2, e for estabelecido uma igualdade entre os dois momentos, a partir da equação dos gases ideais se obtém a equação (20).

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2} \quad (20)$$

Essa relação estabelece que a pressão no momento 1 (P_1), multiplicada pelo seu volume (V_1) em razão da sua temperatura (T_1), deve ser igual a mesma relação das grandezas no momento 2, com as variáveis de pressão (P_2), volume (V_2) e temperatura (T_2).

Com base neste contexto, Willis Carrier na invenção do ar condicionado, utilizou um fluido refrigerante que tivesse propriedades de volatilidade para trocar seu estado físico com facilidade, seja de vapor para líquido ou vice-versa. Este fluido foi colocado em uma tubulação fechada, permitindo que a quantidade de fluido não se altere com o tempo, tendo desta forma um volume inicial. A opção de Carrier foi colocar um compressor para aumentar a pressão e um dispositivo de expansão para diminuir a pressão drasticamente. Para que exista a troca de calor, foram dispostos dois trocadores de calor, até hoje conhecidos como evaporador para o ar do ambiente interno e condensador para o ar do ambiente externo. Sendo assim estes elementos foram dispostos em um circuito fechado que pode ser observado na Figura 8.

Figura 8 - Ciclo de Refrigeração



Fonte: Elaborada pelo Autor

O compressor tem a função de aumentar a pressão do fluido refrigerante mantendo um vapor a alta pressão. Uma vez elevada a pressão, para que seja obedecida a Lei Geral dos Gases, o fluido está mais suscetível a perder temperatura no condensador que geralmente troca calor com o ambiente externo. O vapor ao perder temperatura no condensador, muda o estado do fluido refrigerante para líquido. Este líquido se dirige ao dispositivo de expansão que não altera estado físico do fluido que continua líquido, porém deixa o fluido em forma de gotículas, com uma redução drástica da pressão. Essas gotículas facilitam a troca térmica visto que diminuem a área de contato em pequenas porções do fluido refrigerante. O ar do ambiente interno entra em contato com o evaporador, onde estão as gotículas de fluido refrigerante que retiram a temperatura do ambiente, transferindo-a para o fluido refrigerante. Com este acréscimo de temperatura, o fluido troca seu estado físico para vapor sendo sugado pelo compressor para que se inicie um novo ciclo.

A expansão do fluido refrigerante pode retirar calor do ambiente ou da água subdividindo os sistemas HVAC, que serão mais bem elucidados a seguir.

2.3.2 Sistemas HVAC

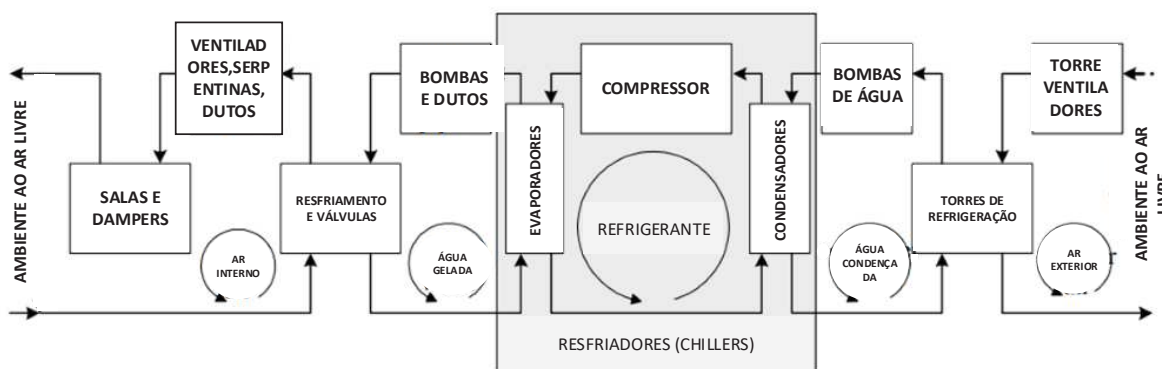
Conforme apresentado anteriormente a refrigeração baseia-se na expansão do fluido refrigerante junto ao evaporador. É com base nesta expansão e climatização

que são subdivididos os sistemas em expansão direta e indireta. Expansão direta consiste na climatização do ambiente diretamente pela expansão do fluido refrigerante climatizando o ambiente diretamente pela troca no evaporador localizado internamente ao ambiente e por não ser o utilizado neste estudo, o foco será o Sistema de Expansão Indireta, explicado a seguir.

2.3.2.1 Sistemas de Expansão Indireta

Os sistemas de expansão indireta utilizam da expansão do fluido refrigerante para que aconteça o resfriamento da água, que serve como fluido de transmissão do trabalho realizado para a troca do calor com o ambiente em um outro equipamento, a ser visto posteriormente. Em sistemas de grande capacidade com uma maior complexidade de climatização e que exigem mais linearidade no controle, o sistema de expansão indireta é amplamente recomendado e utilizado. Este sistema é o utilizado neste estudo, por estar contido nas salas limpas do ITT Chip. Os componentes pertencentes a um sistema de expansão indireta, serão ilustrados na Figura 9.

Figura 9 - Expansão Indireta



Fonte: Adaptado de Xu *et al.* (2006)

A representação proposta por Xu *et al.* (2006), mostra o ciclo de refrigeração interno ao *chiller* e sua interação com os ambientes externos e internos. No exemplo é utilizado um exemplo de *chiller* com condensação a água, que será elucidado na seção item 2.3.3.1 Chiller. A esquerda da Figura 9, é possível observar que a água

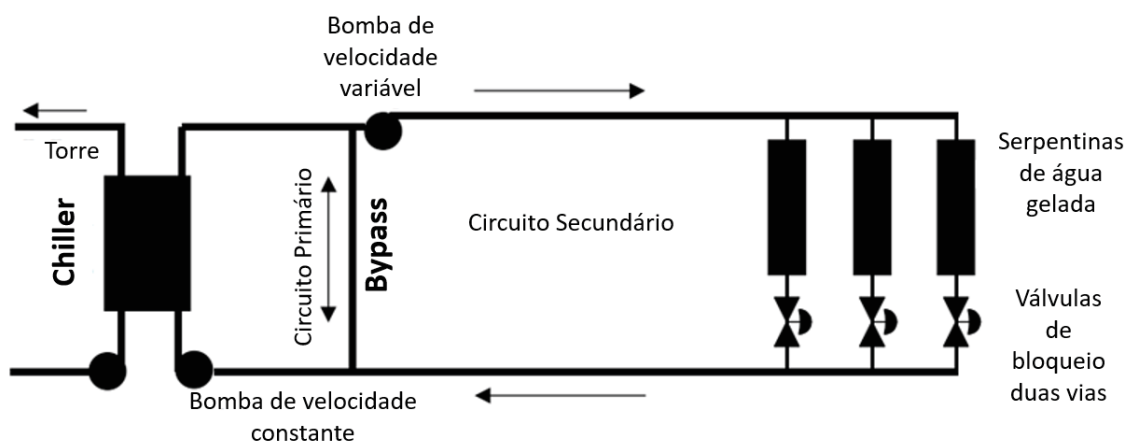
gelada do *chiller* circula entre as serpentinas com suas válvulas e atuadores para o controle. O ar interno (*indoor air*), por sua vez, perde temperatura pela sua recirculação entre a serpentina e o ambiente climatizado.

2.3.3 Elementos do Sistema HVAC – Expansão Indireta

Os elementos que compõem um sistema de expansão indireta podem ser estruturados de diferentes maneiras junto a um sistema HVAC. A seguir serão elucidados os itens do sistema de expansão indireta.

2.3.3.1 Chiller

O *chiller* ou resfriador de água é o equipamento onde ocorre o ciclo de refrigeração, para resfriamento da água de um sistema HVAC, portanto caracterizando um sistema de expansão indireta. A água gelada está em um circuito fechado onde é succionada dos equipamentos pertencentes à instalação passando pelo *chiller* que refrigera a água até o valor desejado, enviando novamente para a instalação com a temperatura mais baixa. Alguns sistemas optam por um único bombeamento feito por uma bomba de água gelada, porém a boa prática em instalações de sistemas HVAC divide a capacidade em dois conjuntos de bombas as primárias e secundárias. As bombas primárias estão dispostas antes do *chiller* e succionam a água do sistema. Após passar pelo *chiller* as bombas secundárias succionam a água e enviam novamente para a edificação. Normalmente as bombas primárias têm frequências fixas com o dimensionamento mínimo para atender a vazão dos *chillers* e as bombas secundárias têm modulação de frequência. Esta tem sua malha de controle relacionada a pressão de avanço de água gelada, que muda de acordo com a abertura e fechamento das válvulas dos *fancoils* (Figura 10).

Figura 10 - Circuito Primário e Secundário do *Chiller*

Fonte: Adaptado de Honeywell (1997)

O condensador de cada *chiller* pode trocar calor diretamente com ar externo ou com água através de outro circuito fechado para a água de condensação. Isto classifica os tipos de *chiller* em condensação a ar e condensação a água. A Figura 10 demonstra um sistema como condensação a água, onde a água de que passa pelo trocador de calor (condensador) é enviada para a torre de arrefecimento de temperatura. Normalmente a condensação a água é recomendada para sistemas de maior capacidade, e neste caso precisam de torres de resfriamento para reduzir a temperatura da água de condensação e enviar novamente ao *chiller* (HONEYWELL,1997).

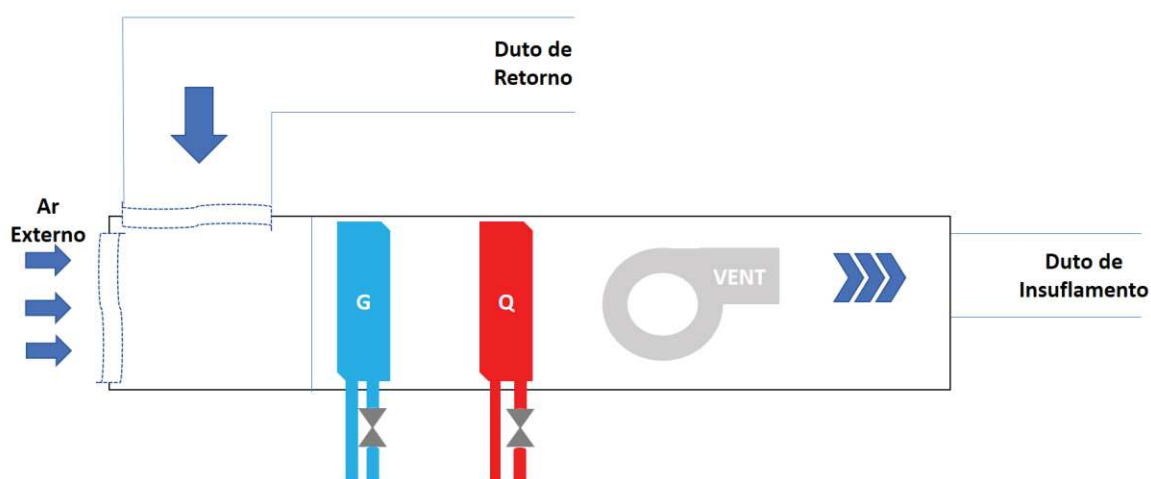
2.3.3.2 Caldeira/Boiler

Posteriormente será visto que o *fancoil* tem formas diferentes de aquecimento do ar, porém no sistema HVAC do ITT Chip é utilizado o aquecimento por água quente. Para que se obtenha a água quente, a caldeira no caso da ITT Chip, tem a função de aquecer a água que se encontra em um circuito fechado, de modo similar ao que acontece no *chiller*. A circulação da água quente acontece por bombas centrífugas que succionam a água dos *fancoils* aquecendo-a e enviando novamente para o equipamento. Esta água será enviada para os equipamentos nas serpentinas de água quente, trocando calor com os ambientes que precisam de aquecimento.

2.3.3.3 Fancoil

Como o próprio nome traduzido sugere, *fancoil* é um elemento que basicamente possui um ventilador (*fan*) e uma serpentina (*coil*). O ventilador faz com que o ar circule entre o ambiente atendido para climatização e envio do ar tratado novamente para o ambiente. Em algumas literaturas os *fancoils* recebem a nomenclatura de *Air Handler Unit* ou AHU, sendo abreviado. A Figura 11 apresenta a estrutura de um *fancoil* modular, onde se percebe a indicação de ar de retorno, externo e insuflamento. Conceitualmente o ar enviado para a sala é chamado de insuflamento e o ar do ambiente que é succionado para o *fancoil* é chamado de ar de retorno, posteriormente pode ser misturado com o ar externo (ISPE, 2009).

Figura 11 - *Fancoil* Modular



Fonte: Elaborado pelo autor.

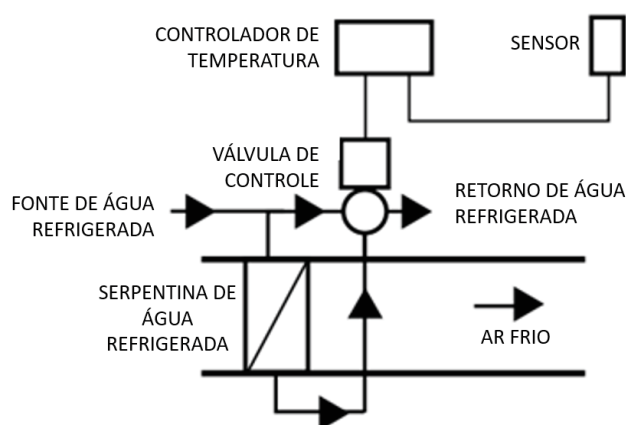
Por se tratar do elemento final de sistema de refrigeração por expansão indireta, ele engloba grande parte dos componentes de um sistema HVAC, que serão mais bem explicados a seguir.

2.3.3.3.1 Refrigeração em um Fancoil

A refrigeração nos *fancoils* acontece com o contato do ar com uma serpentina onde há fluxo de água gelada. O controle da refrigeração é realizado através da

abertura da válvula de água gelada à medida que a temperatura se afasta do valor máximo desejado para o ambiente, também chamado de *setpoint* de refrigeração. Esta atuação acontece por um controle proporcional, integral e derivativo (PID), que abre a mesma de acordo com o desvio do valor desejado e avalia se a atuação surtiu efeito de acordo com o tempo, agindo novamente no atuador com um novo ganho de abertura. Conforme ilustrado na Figura 12, retirado de Honeywell (1997), é apresentada a atuação da válvula de água gelada junto a serpentina.

Figura 12 - Refrigeração no *Fancoil*



Fonte: Adaptado de Honeywell (1997)

Na Figura 12, é apresentado o ar perdendo temperatura quando em contato com a serpentina de água gelada. A representação do controle é feita de maneira genérica com um sensor disposto no ambiente e um controlador de temperatura, atuando diretamente na válvula de água gelada. Para o sistema proposto se utiliza uma válvula de três vias que permite a circulação de água em um sistema de *by-pass*, que retorna à água sem passar pela serpentina em caso de temperatura atendida.

2.3.3.3.2 Aquecimento em um *Fancoil*

Os *fancoils* tem diferentes formas de realizar o aquecimento que pode ser por resistências elétricas ou por serpentina de água quente. As resistências podem ligar de forma estagiada ou proporcionalmente com um variador de potência. Já no processo de serpentina de água quente, a atuação é similar ao da refrigeração, onde

a válvula abre para a troca térmica em uma serpentina. Porém o que muda é que a válvula de água quente, sendo a variável manipulada, abre à medida que a temperatura, como variável controlada, fica abaixo do valor mínimo admitido para o sistema.

2.3.3.3.3 Controle de Umidade

Conforme apresentado nos conceitos psicrométricos, a umidade é uma grandeza que está relacionada com níveis de temperatura e pressão de cada ambiente, por este motivo o controle está mais sujeito a perturbações devido a interação entre as demais malhas de controle do sistema HVAC. O controle de umidade alta nos *fancoils* é habitualmente realizado através da condensação do vapor de água na serpentina de água gelada, onde ao entrar em contato com a serpentina gelada condensa ao atingir o valor de temperatura de saturação, mudando o seu estado físico para líquido, de acordo com os princípios de ponto de orvalho explicados no item 2.2.8 Temperatura de Saturação e Ponto de Orvalho.

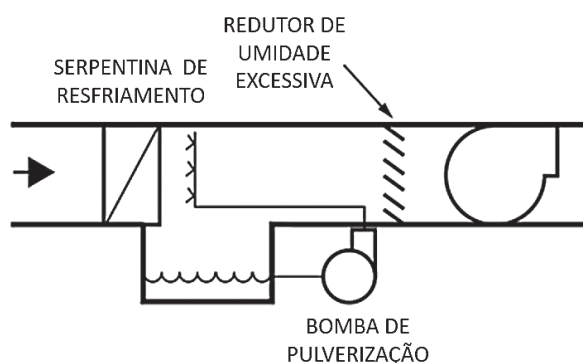
Figura 13 - Desumidificação



Fonte: Elaborado pelo autor.

Quando a umidade está baixa se pode empregar estratégias de umidificação através da pulverização de água no ambiente ou nos dutos de ar que atendem o ambiente, conforme apresentado na Figura 14, com a bomba de pulverização (*Spray Pump*).

Figura 14 - Umidificação



Fonte: Adaptado de Honeywell (1997)

Para processos de fabricação de chips, o controle de umidificação é utilizado quando a umidade precisa estar em níveis mínimos para que não exista coeficientes altos de eletricidade estática do ar ambiente. No caso da ITT Chip não existe o controle de umidificação, por características do processo e da ocupação de pessoas no ambiente, que por si só já geram a umidade mínima no ambiente e não são contemplados no projeto.

2.3.3.3.4 Controle de Pressão e Vazão

Em ambientes de sala limpa como o do ITT Chip é importante que se mantenha uma pressão positiva dentro da sala para evitar que partículas indesejadas entrem como contaminantes no ambiente e conseqüentemente no processo.

Para o sistema atual o controle é realizado pela modulação do inversor, que mantém a pressão constante na saída do *fancoil* conhecida como duto de insuflamento. Para o sistema implementado se a pressão ambiente ainda estiver abaixo do valor desejado, o *dampers* de retorno fecha e *dampers* de ar externo abre para que exista uma maior vazão no *fancoil* e retenção do ar na sala, desta forma pressuriza a sala limpa. Abertura do *dampers* funciona de maneira inversamente proporcional para o ar externo e de retorno, ao abrir o *dampers* de ar externo, o de retorno fecha proporcionalmente, no intuito de manter a relação de vazão entre o que está retornando da sala e o que está sendo inserido no *fancoil* na relação de área externa. Esta correlação é o que proporciona o equilíbrio da massa de ar da sala limpa.

Fazendo com que tudo que entra na sala seja igual a massa que está saindo, relacionado pela vazão de ar que é fornecida pelo *fancoil*. Ao fechar o *damper* de retorno, a sala é pressurizada ao criar a restrição de circulação para que uma nova massa de ar vinda do ar externo pressurizando a sala positivamente

A vazão também é algo de grande importância para o rendimento do sistema, o controle habitualmente utilizado é o por leitura de pressão, visto que a seção dos dutos de ar condicionado não muda com o tempo, se mantida a mesma pressão no duto, mantendo a vazão nos ambientes dentro dos valores desejados.

2.3.3.3.5 Controle de Partículas e Contaminantes

Um ambiente climatizado deve ter certa estanqueidade para que não existam perdas do trabalho realizado para a climatização. Porém, os sistemas HVAC possuem ambientes de ocupação humana ou animais que precisam de níveis mínimos de oxigênio por questões fisiológicas. Nas salas limpas também deve ser observado o número de partículas suspensas no ambiente e deve ser respeitado um número de trocas de ar para que seja garantida a filtragem destas de acordo com a classe de isolamento conforme Thomas et al. (2011), demonstrada na tabela a seguir.

Tabela 2 - Classes de Isolação Salas Limpas

Classe ISO	Máximo de Número de Partículas / m ³						Equivalente FED STD 209E
	≥ 0,1 µm	≥ 0,2 µm	≥ 0,3 µm	≥ 0,5 µm	≥ 1 µm	≥ 5 µm	
ISO1	10	2					
ISO2	100	24	10	4			
ISO3	1000	237	102	35	8		Classe 1
ISO4	10000	2370	1020	352	83		Classe 10
ISO5	100000	23700	10200	3520	832	29	Classe 100
ISO6	1000000	237000	102000	35200	8320	293	Classe 1000
ISO7				352000	83200	2930	Classe 10000
ISO8				3520000	832000	29300	Classe 100000
ISO9				35200000	8320000	293000	Ar Ambiente

Fonte: Thomas et al. (2011).

No controle de renovação do ar é necessário, manter os níveis de dióxido de carbono (CO₂) e monóxido de carbono (CO) abaixo dos valores máximos admitidos para seres humanos. No sistema estudado não há o controle destes gases, visto que as salas limpas têm uma ocupação reduzida e que o controle de pressão especificado

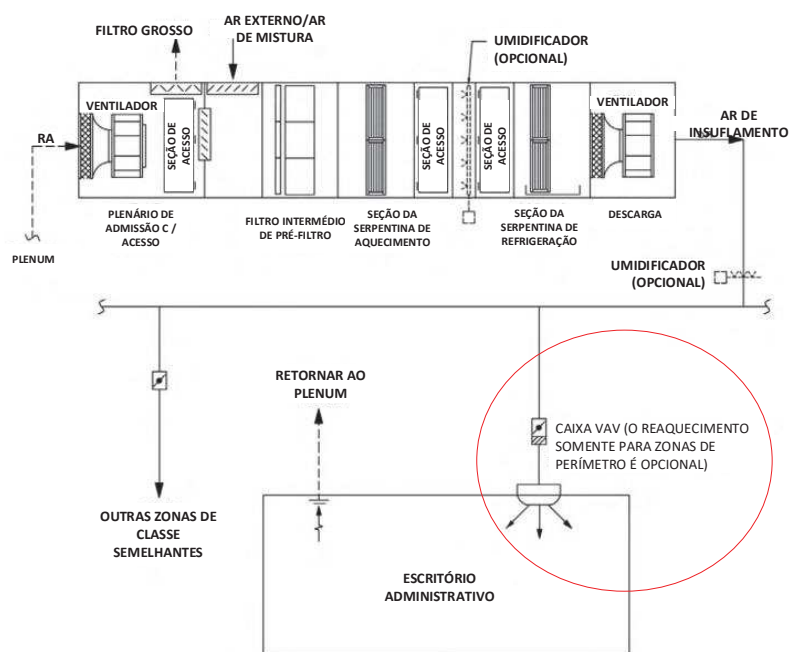
no item 2.3.3.3.4 Controle de Pressão, já permite a entrada de ar fresco para o sistema de ar enclausurado da sala limpa, por isso não entraremos em detalhes do controle quando este é utilizado.

Para salas limpas o controle mais importante é o de partículas que é feito pela diluição do ar que entra na sala e pelo expurgo através do retorno. Normalmente o ar passa por um grupo de filtros até que chegue à sala limpa propriamente dita e a purificação do ar é realizada. Por parte do controle cabe garantir que seja mantida uma relação de trocas de ar por hora, o que permite a retirada de partículas indesejadas ao processo das salas limpas.

2.3.3.4 VAV – Volume de Ar Variável

A sigla VAV tem origem no idioma inglês que pode ser traduzido para o português sem perda de correspondência para: Volume de Ar Variável. Estes equipamentos são utilizados diretamente nos ambientes atendidos e tem a finalidade de controle de fluxo do ar no ramal final que atende os locais climatizados, conforme Figura 15. Desta forma possibilita um sistema mais eficiente garantindo o mínimo e máximo de vazão admitida (WANG, 2001).

Figura 15 - Disposição de VAV em um Sistema HVAC



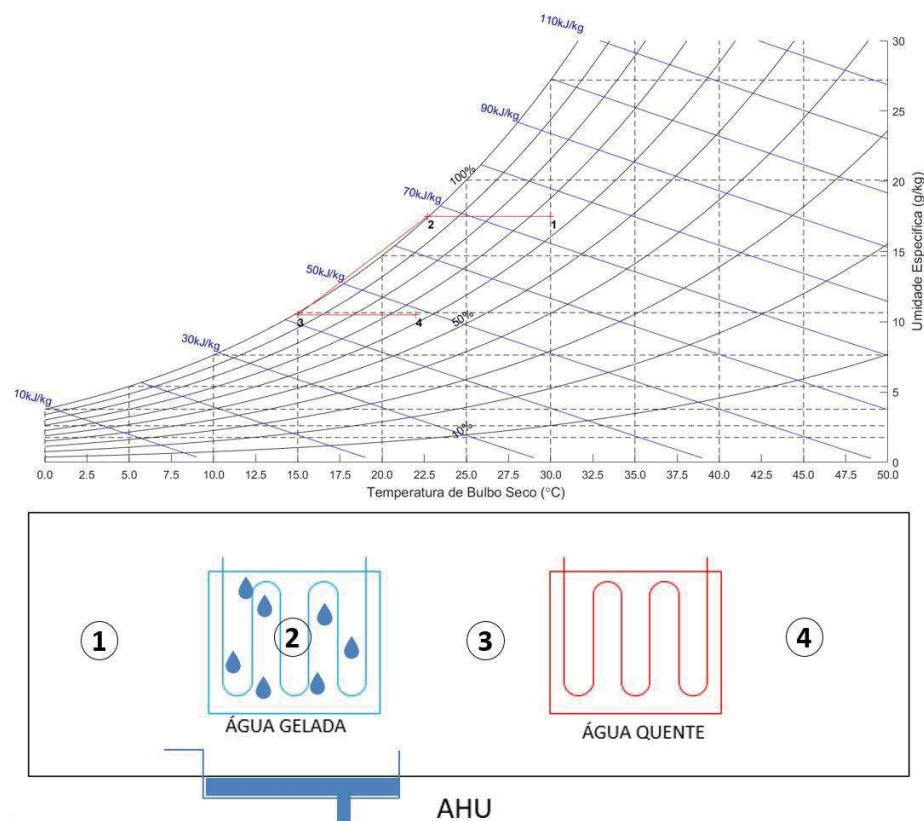
Fonte: ISPE (2009).

Normalmente a VAV possui sensores de vazão e atuadores acoplados aos *dampers*, para a leitura do fluxo de ar e controle de vazão respectivamente. Normalmente são utilizadas em casos onde um mesmo *fancoil* atende muitos ambientes e a VAV segmenta o controle de maneira menos generalizada. O sistema do ITT Chip utiliza um *fancoil* dedicado para cada ambiente, por este motivo o projeto não utilizou o sistema com VAV.

2.3.3.5 Grandezas Psicrométricas no *Fancoil*

A estrutura e disposição dos elementos de um sistema HVAC, interfere diretamente na maneira de controle do mesmo e a ordem de controle que deve ser respeitada. Cada trocador de calor tem a função de resfriar ou aquecer de acordo com o necessário. A seguir, ilustrado na Figura 16, temos a representação gráfica das rotinas de controle a serem realizadas junto ao *fancoil*.

Figura 16 - *Fancoil* e Psicrometria



Fonte: Elaborado pelo autor.

No exemplo da Figura 16 temos valores de variáveis psicrométricas no instante 1, no intuito de atingirmos o valor de *setpoint* ilustrado pelo instante 4. Para que isso aconteça, deve se respeitar a estrutura disposta no sistema HVAC e as características psicrométricas do ar úmido. No instante 1 o ar entra em contato com a serpentina de água gelada diminuindo a temperatura até o valor de temperatura de saturação, representado pelo ponto 2. Ao chegar neste ponto o vapor de água contido no ar úmido sofre uma mudança de estado para líquido, por condensação. Esta umidade residual é eliminada pelo dreno do equipamento. Ao reduzir a temperatura do ar até o valor de saturação, há uma diminuição residual do calor sensível representada pelo ponto 3 na Figura 16, este valor deve ser reaquecido pela serpentina de água quente, apresentando um ganho de energia no ponto 4.

Para cada ponto restrições e considerações são necessárias para que exista um controle mais alinhado aos objetos de controle, que serão apresentados no decorrer desta dissertação.

2.4 CONSERVAÇÃO DE MASSA E ENERGIA

O princípio de conservação de massa e energia é um conhecimento importante para que dimensionamento das variáveis de atuação do sistema seja realizado de maneira a atender as necessidade do ambiente a ser controlado, O princípio de conservação de energia segue o que foi explicado no item 2.1.1 Calor e Trabalho, onde há troca de energia entre vizinhança e sistema, existindo ao final uma equivalência entre energias dissipadas e adquiridas.

Sistema e vizinhança, podem estar relacionadas a duas massas diferentes que dado o fluxo de ar podem se unir, conforme apresentado pela Figura 17 a seguir.

Figura 17 - Conservação de Massa



Fonte: Elaborado pelo autor.

Dado o fluxo de ar e a conservação entre massas, a saída será igual a soma das massas de entrada. Da mesma forma, as energias individuais de cada massa devem buscar o equilíbrio entre si. Tal conceito é importante na consideração do fluxo de ar do sistema HVAC, a ser mais bem explicado nos próximos capítulos.

2.5 FUNDAMENTOS DE CONTROLADORES PID

Esta seção visa conceituar os controladores PID que são aplicados ao controle do sistema de HVAC estudado.

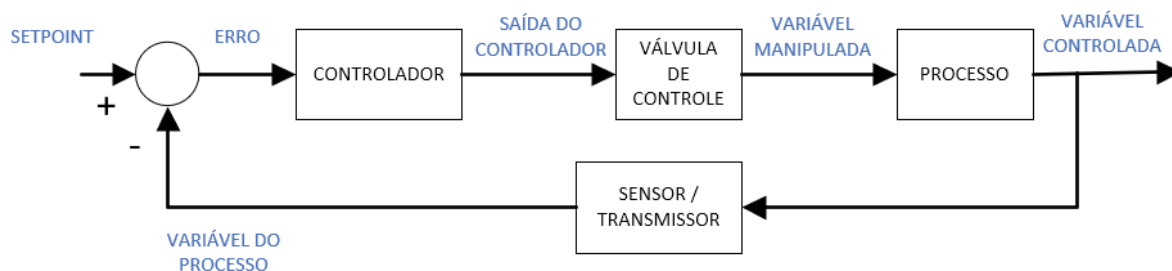
2.5.1 Controlador PID

Atualmente o controle PID (Proporcional, Integral e Derivativo) é aplicado à maioria dos sistemas de processos industriais. Possui facilidade de adaptação ao processamento microprocessado dos CLPs, sem necessidade de um banco de dados ou processamento excessivo para atuação das variáveis manipuladas.

Alguns autores referem-se ao controle PID com certas limitações. Segundo Matias (2002), o controle PID é utilizado para resolver problemas de processos onde o tempo que ele leva para começar a responder é elevado, com grande atraso de transporte, e quando os retardos de processo são difíceis de controlar. Quando o modelo matemático da planta não é conhecido ou quando métodos de projeto analítico não podem ser utilizados, os controladores PID se mostram os mais úteis (OGATA, 2010).

Os processos que normalmente utilizam o PID são do tipo entrada e saída simples (SISO), nos quais há apenas uma variável controlada de entrada do processo e uma variável de monitorada na saída do processo. O controle PID abrange três variáveis: variável de processo (PV), um valor de referência (SP) e uma variável controladora (CV). A variável do erro é obtida pela diferença entre o valor SP e o valor PV (WADE, 2004), conforme Figura 18.

Figura 18 - Diagrama de Blocos Controle PID



Fonte: Wade (2004).

2.5.1.1 Controle Proporcional

Conforme Bega (2003), a ação proporcional fornece uma saída proporcional (P_{out}) ao erro $e(t)$, sendo que a ação que representa esta ação de controle está evidenciada na equação (21) a seguir, como acrescida do ganho proporcional (K_p).

$$P_{out} = K_p e(t) \quad (21)$$

O modo proporcional não abrange nenhum componente dinâmico, ou seja, sua atuação depende exclusivamente do valor do erro, independentemente de sua velocidade ou do tempo de duração deste erro. Desta forma, a saída do controlador não varia quando o erro está fixo e, sim, quando o erro, $e(t)$, está variando (BEGA, 2003).

2.5.1.2 Controle Integral

A ação de controle integral visa introduzir um armazenamento das coletas dos últimos erros do sistema. Tem como finalidade reduzir alguma diferença que possa ter sido gerada pelo controle proporcional. O erro após algum tempo em regime permanente pode se manter estável, no entanto fora do valor desejado. Matematicamente, a adição de um integrador na malha de controle faz com que o tipo do sistema seja incrementado na sua saída, permitindo erros menores, ou mesmo nulos com a diminuição da diferença em relação à referência (LIMA, 2010).

Na ação integral (I_{out}) a relação matemática entre o sinal de erro ($e(t)$) e o controle, é calculada pela seguinte equação (22), acrescida do ganho integral (K_i):

$$I_{out} = K_i \int_0^t e(t) d\tau \quad (22)$$

Shirahige (2007) fala que o benefício da ação integral é que a partir da sua utilização é possível eliminar o erro estacionário em regime permanente.

2.5.1.3 Controle Derivativo

Conforme Lima (2010), a ação derivativa (D_{out}) fornece ao sistema uma ação antecipada ou preditiva. A partir disso, o sistema responde de forma mais rápida às excitações de entrada. Na ação derivativa a relação entre o sinal de erro $e(t)$ e o controle é dada pela equação (23) acrescida do ganho derivativo (K_d):

$$D_{out} = K_d \frac{d}{dt} e(t) \quad (23)$$

A ação derivativa estima a tendência de aumento ou diminuição de um erro futuro. Desta forma é capaz de aumentar a velocidade de correção do processo, pois atua de forma antecipatória, quando são identificadas variações no sinal de erro. Devido a isso, a ação derivativa é muito sensível a erros em alta frequência, como ruídos de processos e mudanças no valor de referência da variável controlada (SHIRAHIGE, 2007).

2.5.2 Estruturas de Controladores PID

A ação de controle PID é realizada a partir de uma equação diferencial abrangendo três parâmetros: proporcional, integral e derivativo. A parte proporcional é dada pela multiplicação do erro entre o PV e o SP por um fator. A parte integral é auferida pela parte integral do erro em relação ao tempo multiplicado por outro fator. Já a parte derivativa é calculada pela variação do erro em relação ao tempo multiplicado por um outro fator (SHIRAHIGE, 2007).

A representação do sinal de controle perante ao erro em função do tempo ($e(t)$) pode ser representada segundo o demonstrado por Lages (2010), onde o cálculo do controlador PID é realizado conforme a equação (24).

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{d}{dt} e(t) \quad (24)$$

Onde:

$u(t)$ é o sinal de controle em relação ao tempo

$e(t)$ é o sinal de erro (referência de entrada, menos sinal de saída medida)

K_p é a constante proporcional

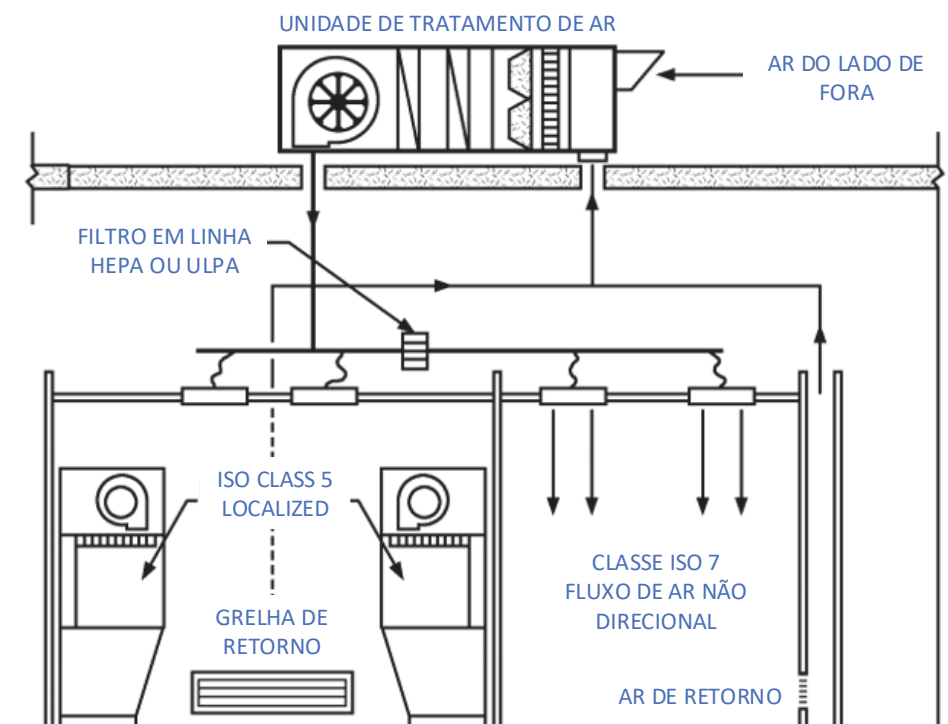
K_i é a constante integral

K_d é a constante derivativa

A partir da associação das três ações de controle é possível obter um tipo de controle que reúne todas as vantagens individuais de cada um deles e por isto, pode ser utilizada para controlar qualquer condição do processo. Na prática, no entanto, esta associação é normalmente utilizada em processo com resposta lenta (alto valor da constante de tempo) e sem muito ruído, tal como ocorre na maioria dos controles de temperatura (OLIVEIRA, 1999).

2.6 ESTRUTURAS DE SISTEMAS HVAC

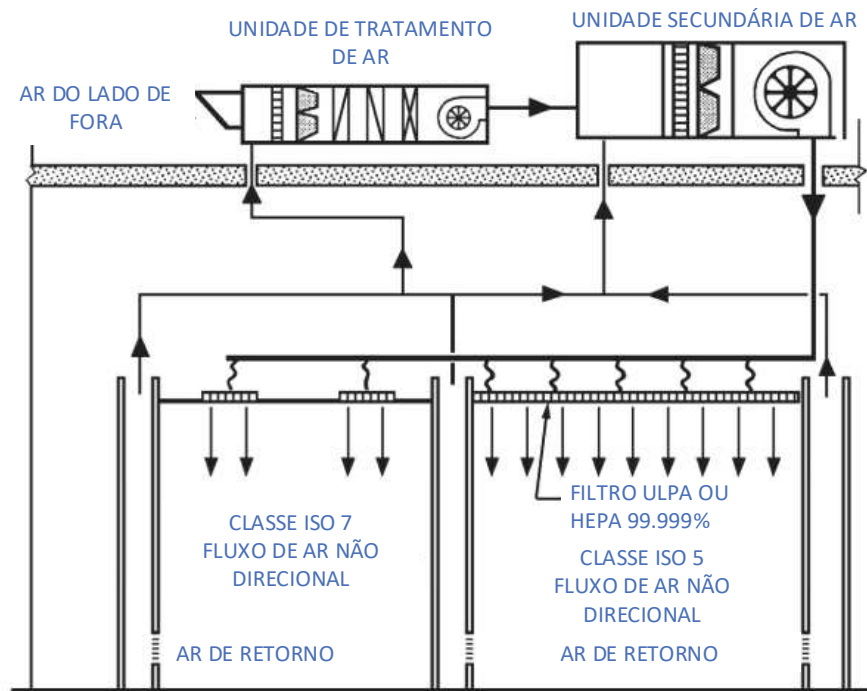
Conforme citado, há uma grande diversidade nas aplicações de um sistema HVAC, o que fez com que várias estruturas de controle sejam concebidas. Em todas as estruturas são aplicados os princípios de troca de calor e de relações psicrométricas, porém algumas estruturas dispõem de recursos mais específicos para um resultado desejado em cada aplicação. Para que o estudo seja realizado de maneira mais focada, serão desconsiderados *chillers* e caldeiras nas demonstrações, visto que seus funcionamentos e distinções já foram explicados. Por isso será mantido o foco no *fancoil*, visto que é neste equipamento que há maior número de elementos e processos de um sistema HVAC de salas limpas. Conforme apresentado em ASHRAE (2005), o *fancoil* de uma sala limpa segue o padrão da Figura 19.

Figura 19 - *Fancoil* Sala Limpa

Fonte: ASHRAE (2005).

É possível observar que o ar de insuflamento é enviado para as salas limpas, por dutos e chegando ao ambiente por difusores de ar dispostos na parte superior dos ambientes climatizados. Em algumas aplicações, eventualmente se opta pelo insuflamento na parte inferior, visto que o ar quente sobe por convecção para parte superior da climatização e a dispersão do ar é feita de maneira mais natural. Porém a pressão de ar disposta na parte inferior pode causar suspensão de partículas nocivas aos processos aplicados em uma sala limpa, por isto se opta por esta maneira de fluxo de ar. No exemplo da Figura 19 a renovação de ar exterior é realizada constantemente, mas foi apresentado anteriormente a possibilidade um *damp*er de ar externo para refinar este controle, também foi percebido que a renovação constante de ar pode gerar certa perturbação nas malhas de controle, por inserir valores de umidade e temperaturas acima do ambiente controlado da sala limpa. Por este motivo alguns projetos optam por colocar um *fancoil* de ar externo, para realizar um tratamento prévio das grandezas controladas na sala limpa, conforme Figura 20.

Figura 20 - Tratamento Prévio do Ar Externo



Fonte: ASHRAE (2005)

Neste arranjo o ar externo passa primeiramente por um *fancoil* que trata o ar e insufla em outro *fancoil* para que este atue no controle das salas limpas. Esta é uma boa opção para zonas climáticas de grande sazonalidade dos valores externos de temperatura e umidade.

Por se tratar de um ambiente com controle de contaminantes e partículas, todos os *fancoils* tem o seu conjunto de filtros para evitar contaminações nos ambientes atendidos. Com o passar do tempo pode haver o acúmulo de sujeira nos filtros, o que afeta a pressão e conseqüentemente a vazão de ar, por isso há inversores de frequência para o controle do fluxo de ar e manter o valor desejado.

2.7 INDICADORES DE DESEMPENHO

Para que seja comprovada a eficiência da estratégia de controle utilizada e de seu ajuste é preciso que exista algum índice de desempenho. Algumas tem seu uso mais frequente, por serem aplicadas a controladores PID. Erros relacionados a integral do erro necessitam de parâmetros de referência como comparação de

desempenho, porém outros métodos de avaliação podem ser utilizados e serão abordados no presente capítulo.

2.7.1 Integral do Erro Quadrático (ISE)

O índice ISE é utilizado devido a sua facilidade de implementação para modelos, sejam experimentais ou não. Apresenta avaliações proporcionais ao erro, ou seja, erros maiores têm grandes ponderações, enquanto os erros pequenos têm ponderações menores. Para critérios de sintonia em controladores PID, este indicador não é muito recomendado, visto que a mudança nos ganhos do controlador PID não mudam significativamente o índice ISE, o que pode gerar um equívoco na interpretação do indicador.

$$ISE = \int_0^T e^2(t) dt \quad (25)$$

Um sistema que minimiza este critério tende a apresentar uma resposta rápida, porém oscilatória. O tempo (t) de limite superior da integral deve abranger o regime transitório assim como o regime permanente do sistema para que o índice tenha validade.

2.7.2 Integral do Erro Absoluto (IAE)

Este critério considera o módulo do erro e é mais utilizado para simulações. Um sistema otimizado com base neste critério, tem um amortecimento aceitável, com um sobressinal porém nada demasiadamente oscilatório. O índice é representado pela equação a seguir.

$$IAE = \int_0^T |e(t)| dt \quad (26)$$

Para questões de ajuste de PID, não há seletividade de ajuste entre os parâmetros de ganhos que devem ser alterados, porém cumpre com a proposta de análise do ajuste adotado.

2.7.3 Integral do Erro Quadrático Multiplicado pelo Tempo (ITSE)

Com base no ISE, o índice ITSE utilizado do mesmo princípio, porém ocorre a multiplicação pelo tempo.

$$ITSE = \int_0^T t e^2(t) dt \quad (27)$$

Isto quantifica o erro no período que acontece, fornecendo um índice com mais pontos considerados.

2.7.4 Integral do Erro Absoluto Multiplicado pelo Tempo (ITAE)

Quando utilizado este critério, há uma ponderação do erro absoluto em relação ao tempo. Tem como característica corrigir com maior suavidade caso exista um erro inicial alto, enquanto se considera um erro menor na resposta para os tempos finais (DORF; BISHOP, 2011).

$$ITAE = \int_0^T t |e(t)| dt \quad (28)$$

Por estas características, o índice também pode ser utilizado para questões de simulação, quando aplicado a um degrau unitário (DORF; BISHOP, 2011).

2.7.5 Eficiência de Sistemas HVAC

Com base nos custos operacionais que um sistema HVAC pode gerar, muitas organizações têm criado indicadores para a avaliação e desempenho destes sistemas. Em Schneider (2016) são apresentados alguns destes índices, que são em sua maioria utilizados para certificações de qualidade em edificações.

2.7.5.1 COP

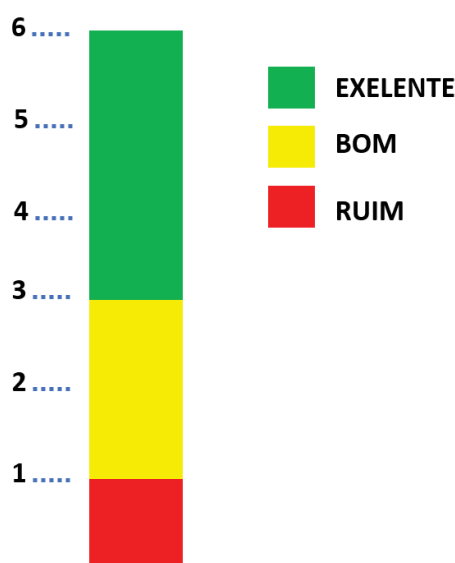
O COP é o um indicador usualmente utilizado entre os equipamentos de sistemas HVAC. Sua sigla traduzida seria Coeficiente de Performance (*Coefficient Of*

Performance). O coeficiente demonstrado na equação (29) correlaciona a quantidade de energia elétrica ($P_{elétrica}$) utilizada para que seja inserida ou retirada energia térmica ($P_{térmica}$) de determinado sistema.

$$COP = \frac{P_{térmica}}{P_{elétrica}} \quad (29)$$

Onde tanto potência térmica, quanto potência elétrica, deve ter a mesma unidade para que exista a equivalência e comparativo de rendimento, normalmente é expressa em quilowatt (kW). O COP acaba sendo um fator sem grandezas físicas, é considerado um COP bom quando este estiver acima de 3, ou seja, cada quilowatt de eletricidade produz ou retira 3 quilowatts de energia térmica. A Figura 21 demonstra a classificação normalmente utilizada para o COP.

Figura 21 - Classificação do COP



Fonte: Adaptado de Schneider (2016)

Para os sistemas HVAC, o COP é relacionado constantemente ao *chiller*, visto que este é o elemento primário quando ao uso de energia elétrica, mas pode ser relacionado com a quantidade de energia produzida por outro elemento, como uma caldeira por exemplo. Os *fancoils* são elementos de final de processo, que podem ser medidos os ganhos energéticos para que são revertidos a suas fontes primárias de energia, no caso *chillers* e caldeiras.

2.7.5.2 IPLV

O índice IPLV (*Integrated part-load value*) deriva do valor obtido do COP, visto anteriormente. Porém no IPLV o valor do COP é associado as importâncias percentuais de tempo de funcionamento do equipamento. Na Tabela 3 o COP é representado pelas letras A, B, C e D, sendo associado aos respectivos valores percentuais do tempo de funcionamento (Ta, Tb, Tc e Td).

Tabela 3 - COP Associado ao Tempo de Funcionamento

Tempo de Funcionamento (%)	COP
Ta	A
Tb	B
Tc	C
Td	D

Fonte: Elaborado pelo autor.

Desta forma expressa uma eficiência segmentada das cargas parciais para o equipamento analisado, com condicionamento dos pesos ponderados à operação em várias capacidades de carga e seu respectivo COP no decorrer do tempo, conforme apresentado na equação a seguir.

$$IPLV = \frac{1}{\frac{Ta}{A} + \frac{Tb}{B} + \frac{Tc}{C} + \frac{Td}{D}} \quad (30)$$

Os valores Ta, Tb, Tc e Td, representam o percentual do tempo de amostragem que se tinha os COPs A, B, C e D, respectivamente. O IPLV passa a representatividade de eficiência em relação a carga do equipamento. Muitas vezes em condições onde existe um equipamento sobressalente, é recomendado que ambos operem em conjunto para uma melhor eficiência ou ainda restringir a capacidade do equipamento para um melhor índice IPLV, buscando uma redução no consumo de energia com a eficiência aprimorada.

2.8 RESUMO FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O estudo realizado junto aos sistemas HVAC e suas propriedades, demonstram a sua complexidade e necessidade de análise aprofundada para o controle, com a inserção de métodos de melhoria para um ajuste otimizado do controle e suas grandezas. Para que isto seja realizado, é importante ter conhecimentos de fenômenos de transporte e as suas relações com o calor e o trabalho, assim é possível determinar a carga térmica e quantidade calor do sistema HVAC como um todo, ou com foco voltado para um determinado elemento. Dependendo do componente a ser analisado, é possível utilizar de técnicas com embase nas leis da termodinâmica, para uma modelagem de maneira fenomenológica, que podem ser acrescentadas a conceitos de psicrometria com uma análise mais aprofundada nas propriedades do ar. Tais propriedades tem uma representação gráfica, através da carta psicrométrica, que facilita a visualização e escolha da melhor estratégia de controle, fornecendo o percurso que as grandezas podem tomar até o ponto desejado para a operação. Desta forma, possibilita que aconteça a escolha correta do ciclo ou a conciliação com os outros ciclos relacionados a psicrometria, para que a busca aconteça da maneira mais eficiente possível.

Os sistemas HVAC e suas aplicações podem ser divididos em expansão indireta e direta, mas na ITT Chip o foco é voltado a sistema de expansão indireta que tem água gelada como elemento de transmissão do trabalho realizado pelo *chiller*, que é responsável por resfriar a água até a temperatura indicada para o processo. A caldeira por sua vez, aquece a água que será enviada ao *fancoil* que é constituído pela maior parte dos elementos do sistema HVAC, visto que é parte final na climatização das salas limpas. No *fancoil* são realizadas as atuações das válvulas de água quente e geladas por controladores PID, que possuem técnicas para um controle mais refinado e eficiente dos processos. Cada escolha de controle, deve ser analisada com base na sua eficiência, para isto há técnicas de avaliação de desempenho para verificação se estão de acordo com o esperado.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Entre a bibliografia estudada temos abordagens diferentes para cada área e sua importância para o estudo atual. Algumas publicações são dedicadas a modelagem, mas não abordam o controle dos sistemas HVAC. Enquanto outras publicações são mais dedicadas ao controle de processos independentemente se for de um sistema HVAC. A seguir são destacadas a revisão bibliográfica realizada para que possibilitem um avanço na proposta do estudo realizado.

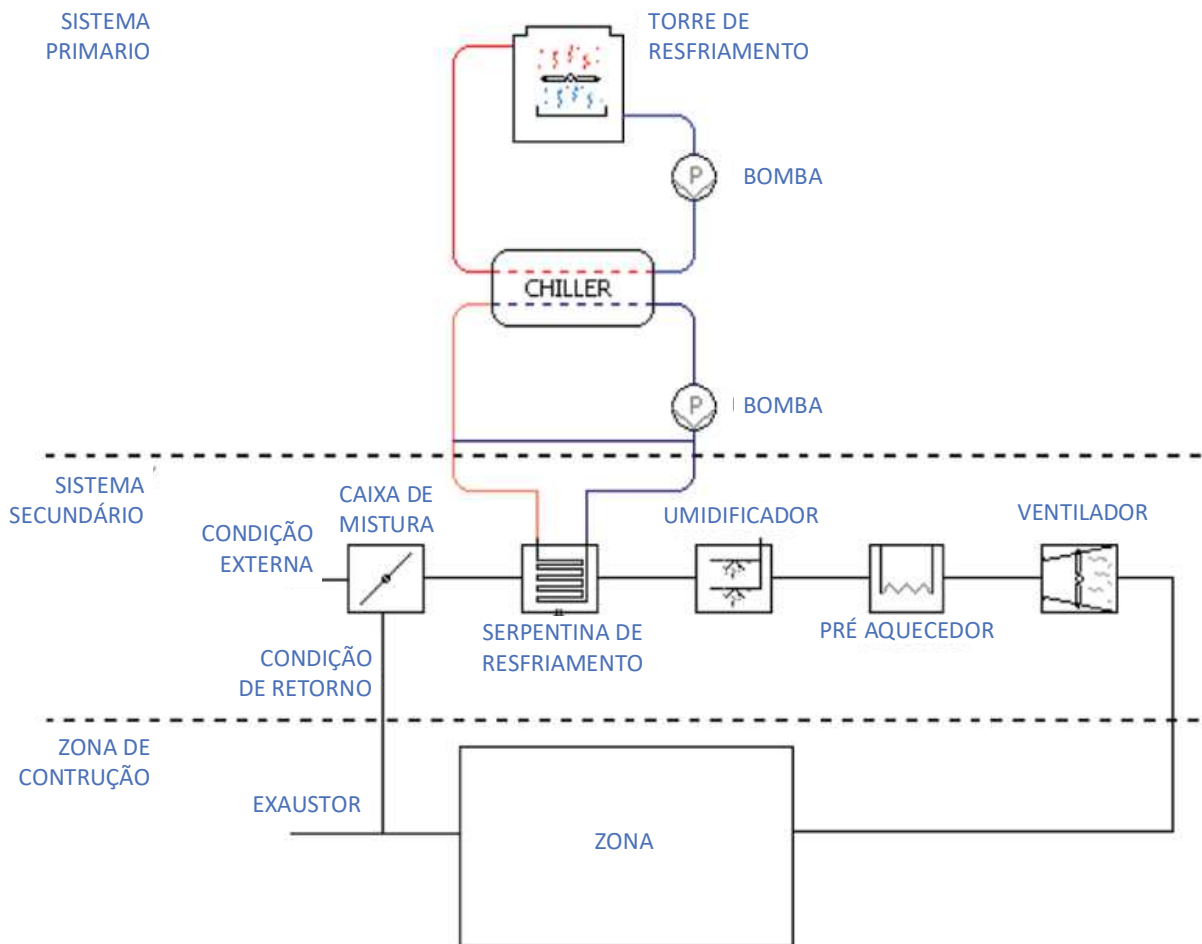
3.1 MODELAGEM DE SISTEMAS HVAC

Para a modelagem de sistemas HVAC temos duas abordagens principais, uma focada na forma fenomenológica e outra na identificação do sistema. As peculiaridades entre os artigos encontrados e seu critério quanto a modelagem do sistema de estudo, serão elucidadas a seguir.

3.1.1 Modelagem - Fenomenológica

Novak, Mendes, Oliveira (2005) apresentam uma modelagem baseada no sistema de expansão indireta com *chiller* condensação a água conforme apresentado a seguir e que assemelha ao utilizado no ITT Chip.

Figura 22 - Sistema utilizado por Novak, Mendes e Oliveira



Fonte: Modificado pelo autor de Novak, Mendes e Oliveira (2005)

No modelo sugerido por Novak, Mendes e Oliveira (2005), há um embase teórico na relação de entalpia e na conservação de energia, onde são somados o calor e energia em determinada parte do sistema HVAC igualando os valores a zero, pelos princípios de conservação de energia. Isto é demonstrado para todos os elementos do sistema HVAC, na equação (31) temos um exemplo da caixa de mistura do *fancoil*.

$$\begin{aligned}
 m_0 h_0(t) + m_r h_r(t) - m_1 h_1(t) + q_{e1} &= 0 \\
 m_0 w_0(t) + m_r w_r(t) - m_1 w_1(t) &= 0
 \end{aligned}
 \tag{31}$$

Conforme apresentado na equação (31), Novak, Mendes e Oliveira (2005) enumera os componentes e os individualiza quanto a sua massa (m) e entalpia (h) de

acordo com a ordem do fluxo de ar para atender o ambiente. Esta ordem de numeração é identificada para cada massa e entalpia do sistema, onde m_o e h_o referem-se a massa e entalpia do ar externo e, m_r e h_r considera o índice r relacionando a massa e entalpia do ambiente (*room*). Sendo a caixa de mistura o primeiro componente considerado pela análise de Novak, Mendes e Oliveira (2005), m_1 e h_1 são respectivamente a massa e entalpia na saída da caixa de mistura. O mesmo acontece para a razão de umidade contida no ar (w).

Novak, Mendes e Oliveira (2005) também apresenta uma modelagem da quantidade de energia do *chiller* através da equação (32) que segue.

$$Q_{chiller} = m_{H_2O, chiller} C_{p, H_2O} (T_{in, chiller} - T_{out, chiller}) \quad (32)$$

Na equação (32) referente ao modelo do *chiller*, se infere a quantidade de energia calorífica em uma relação de massa de água que constitui o evaporador do *chiller* com o produto do calor específico da água e o diferencial de temperatura de entrada e saída da água. Ding e Li (2016) também utilizam da equação de quantidade de calor, com os valores de temperatura de insuflamento (T_{ins}) e a temperatura de retorno (T_{ret}), a possibilidade de quantificar a energia aplicada relacionando com as demais variáveis do sistema HVAC, conforme apresentado na equação (33).

$$Q_{fancoil} = F \cdot \rho \cdot C_{ar} \cdot (T_{ins} - T_{ret}) \quad (33)$$

Onde:

- $Q_{fancoil}$ = quantidade de calor do *fancoil* (W)
- F = fluxo de ar (vazão) no *fancoil* (m^3/h)
- ρ = densidade do ar (kg/m^3)
- C_{ar} = Calor específico do ar ($kJ/(kg^\circ C)$)
- T_{ins} = Temperatura duto de insuflamento ($^\circ C$)
- T_{ret} = Temperatura duto de retorno ($^\circ C$)

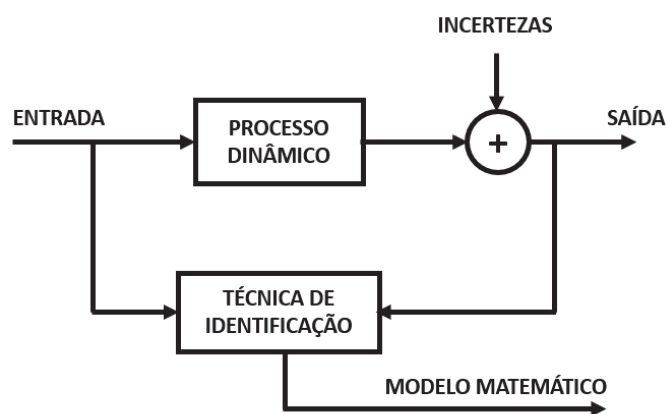
Em Novak, Mendes e Oliveira (2005) é utilizada a ferramenta ASTECCA (Análise de Sistemas Térmicos e de Estratégias de Controle para Condicionamento de Ambiente) que contempla simulação como um grupo de equipamentos e

fenômenos que podem afetar a performance térmica da edificação (NOVAK, MENDES e OLIVEIRA, 2005).

3.1.2 Modelagem – Identificação de Sistema

Embora a grande maioria dos estudos optem pela maneira fenomenológica, a modelagem também pode acontecer de forma empírica com técnicas de identificação de sistemas. Coelho e Coelho (2004) sugere uma estrutura para a identificação de sistemas conforme ilustrado na Figura 23.

Figura 23 - Identificação de Sistemas



Fonte: Coelho e Coelho (2004)

As entradas do processo dinâmico são informadas para a técnica de identificação utilizada, esta compara os valores com as saídas para que se tenha o modelo matemático. Uma das técnicas de identificação utilizada é a resposta ao degrau. Esta técnica consiste em submeter o processo a uma mudança na entrada e coletar as medidas. Com estas medidas é possível aplicar diferentes técnicas, sejam estas gráficas, numéricas ou computacionais, para modelar o sistema em funções de transferência de primeira ou segunda ordem.

3.2 CONTROLE DE SISTEMAS HVAC

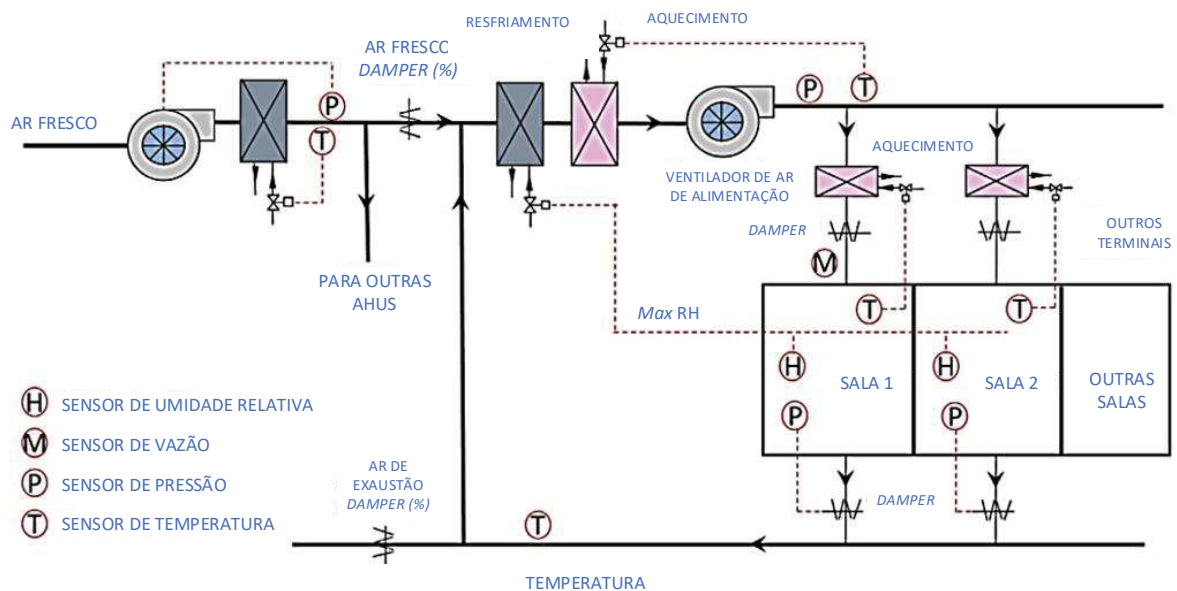
Conforme visto anteriormente o controle de um sistema HVAC está baseado em um sistema MIMO. Atualmente a ASHRAE é maior regulamentador, em nível

mundial, de padrões e convenções de boas práticas para os sistemas de HVAC. No entanto estruturas dos sistemas HVAC acabam tendo alterações, apenas por questões construtivas e chegando ao mesmo resultado de controle de variáveis. Conforme visto anteriormente, o *fancoil* acaba agregando grande parte dos elementos HVAC, como serpentinas, ventiladores e filtros, por isso é interessante apresentar os sistemas HVAC em uma visão genérica, para uma gama maior de estruturas encontradas. Além disto, será apresentado o percurso das grandezas junto a carta psicrométrica para uma visão gráfica do funcionamento descrito, para um melhor entendimento.

3.2.1 Sistema HVAC – Modelo 1

No sistema HVAC representado na Figura 24 segundo Wang (2017), é possível observar um sistema que mais se assemelha ao encontrado na ITT Chip.

Figura 24 - Estrutura HVAC de Controle 1



Fonte: Modificado pelo autor de Wang (2017)

A refrigeração é realizada através de uma serpentina de água gelada de maneira usual como os demais *fancoils* e esta trabalha em desumidificação, tendo como base a umidade mais alta entre os ambientes.

Para o aquecimento, é utilizada uma serpentina de água quente tendo como entrada no controle da válvula, a temperatura de insuflamento. Desta forma funcionando como reaquecimento do ar caso a válvula de água gelada atue no processo de desumidificação. Com isso o sistema gera menos perturbações nos ambientes atendidos em relação a temperatura. Na saída de ar de cada sala, conhecida como difusor, existe outro trocador de calor que funciona tendo como base a temperatura do ambiente, para atuar na abertura da válvula, a fim de manter a temperatura acima do valor mínimo admitido.

Para o sistema de renovação de ar há um tratamento prévio com uma serpentina de água gelada e um atuador para controle de fluxo de água gelada. Nesse sistema o controle da velocidade do ventilador é realizado através da leitura do sensor de pressão disposto no de ar renovado. Este informa o valor de pressão encontrada na descarga do ventilador, que modula de acordo a pressão desejada no controle. Quando segmentado o olhar apenas para o *fancoil* pode parecer desnecessário o controle de pressão do ar renovado, porém quando se possui mais *fancoils* interligados no mesmo duto de renovação podem existir perdas que são compensadas por esta malha de controle.

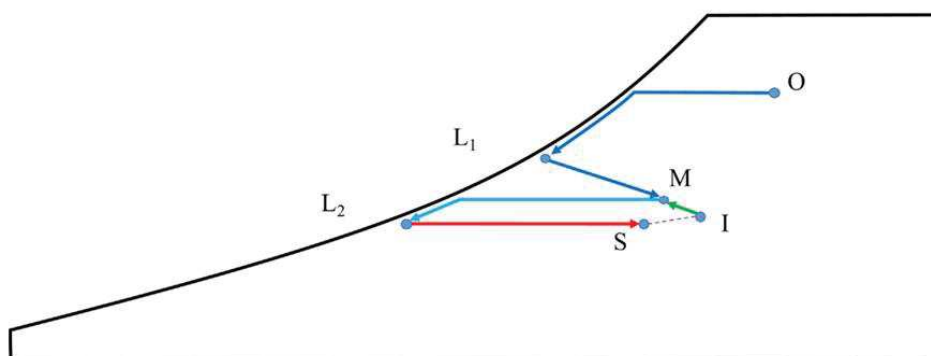
O controle de pressão e vazão nos ambientes é realizado por malhas de controle em cascata. Junto a entrada e saída de ar de cada ambiente existe um controle de volume de ar variável (VAV), que mantém pressurizada a sala limpa pelos valores desejados de vazão. Com a abertura e fechamento do *dampers*, na entrada de ar da sala, a pressão no duto de insuflamento respectivamente diminui e aumenta. Esta variação é observada pelo sensor disposto no duto de insuflamento que aumenta a rotação do ventilador para acréscimo da pressão e reduz a frequência caso o valor de pressão esteja alto. Para que este controle aconteça os motores dos ventiladores têm acoplados inversores de frequências, que permitem a modulação de rotação dos motores através de sinais analógicos enviados por controladores programáveis.

3.2.1.1 Modelo1 – Percurso na Carta Psicrométrica

Tanto para este modelo, quanto para os demais Wang (2017), considera pontos distintos na carta psicrométrica e ciclos de malha fechada entre os elementos HVAC. Para este primeiro modelo, analisando o fluxo a partir do ar externo este entra em contato com a primeira serpentina, a temperatura de ar externo representada pela

letra O, diminui seu valor sem modificar imediatamente consideravelmente a sua umidade relativa, até que a temperatura chegue ao seu primeiro ponto de saturação (L1) onde começa a desumidificar, pela condensação do vapor de água, conforme Figura 25. Porém este tratamento prévio tem como base a temperatura de saída da serpentina, de acordo com o ilustrado na Figura 25.

Figura 25 - Modelo 1 e a Carta Psicrométrica



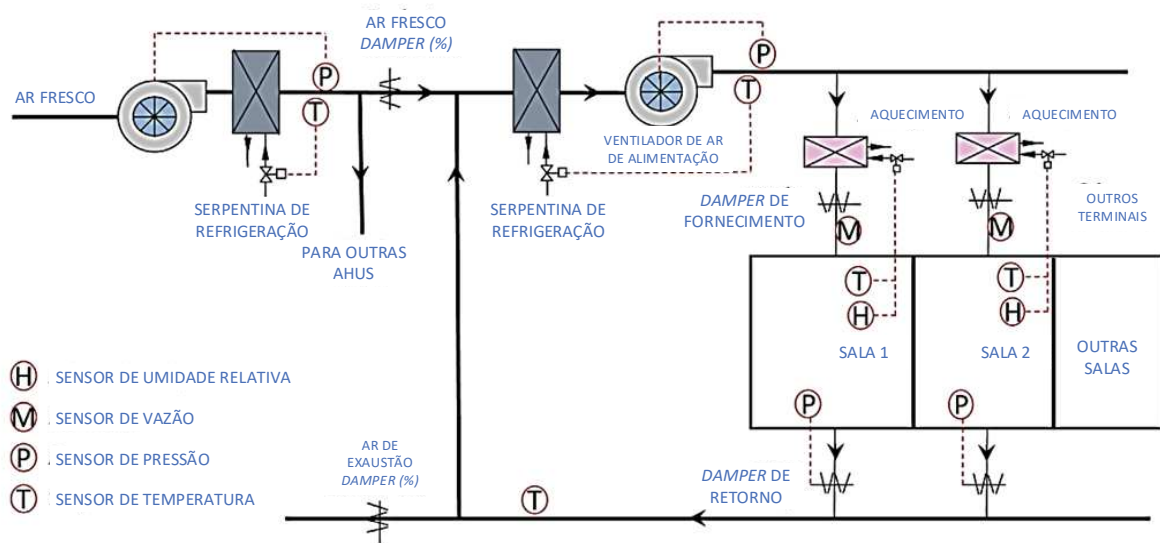
Fonte: Wang (2017)

Assim que atinge a temperatura, o atuador é fechado gradativamente, tendo um acréscimo na temperatura de bulbo seco. Esse ar encontra o ar de retorno, vindo do ambiente interno (I), junto a caixa de mistura (M). Este ar da caixa de mistura troca na segunda serpentina de água gelada, diminuindo a temperatura de bulbo seco até o segundo ponto de saturação (L2) e conseqüentemente elevando a umidade relativa. Atingindo o ponto L2, o ar é reaquecido pela serpentina de aquecimento, diminuindo a umidade relativa e chegando até seu valor desejado ou *setpoint* (S).

3.2.2 Sistema HVAC – Modelo 2

O modelo 2, também apresentado por Wang (2017), apresenta poucas alterações em relação ao descrito no item 3.2.1 Sistema HVAC – Modelo 1, sua principal diferença é a retirada da serpentina de água quente após a serpentina de água gelada.

Figura 26 - Estrutura HVAC de Controle 2



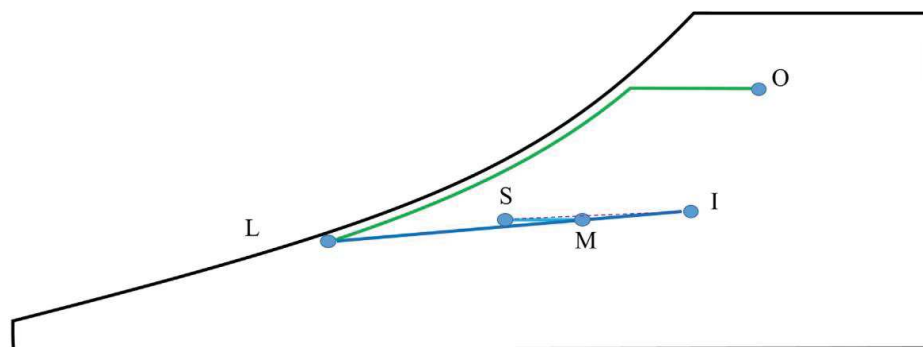
Fonte: Modificado pelo autor de Wang (2017).

Desta forma o reaquecimento em condições do ciclo de desumidificação e aquecimento para controle de temperatura é realizado apenas pelas serpentinas menores dispostas na saída de ar dos ambientes.

3.2.2.1 Modelo 2 – Percurso na Carta Psicrométrica

Para o modelo 2 apresentado por Wang (2017) o ar externo diminui sua temperatura até um valor de saturação, mantendo o valor de umidade até os valores no ponto L.

Figura 27 - Modelo 2 e a Carta Psicrométrica



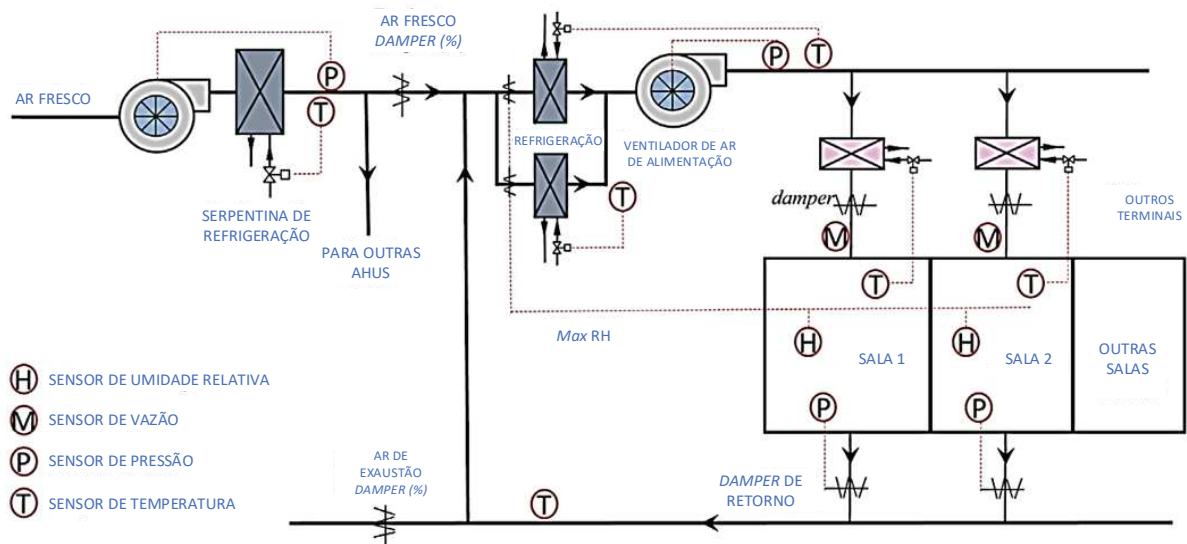
Fonte: Wang (2017)

Com entalpia menor, a taxa de troca de calor é reduzida e a temperatura de bulbo seco tende a aumentar com o tempo até a caixa de mistura (M) acrescida com a temperatura do ar interno (I) do ambiente. As serpentinas dispostas nas saídas dos difusores reaquecem o ar novamente até o ponto S, como os valores finais.

3.2.3 Sistema HVAC – Modelo 3

Para o terceiro modelo de Wang (2017) a serpentina de refrigeração é dividida em duas serpentinas menores. Uma das serpentinas atua na refrigeração de acordo com a temperatura de insuflamento e outra com base na temperatura de retorno dos ambientes. Antes de cada serpentina estão dispostos *dampers* que atuam de acordo com a umidade alta, o intuito é diminuir a vazão junto as serpentinas para que o rendimento quanto a condensação do vapor de água seja aprimorada. Visto que uma vazão reduzida permite que exista maior tempo de contato da serpentina com o ar que contém o vapor de água.

Figura 28 - Estrutura HVAC de Controle 3



Fonte: Modificado pelo autor de Wang (2017)

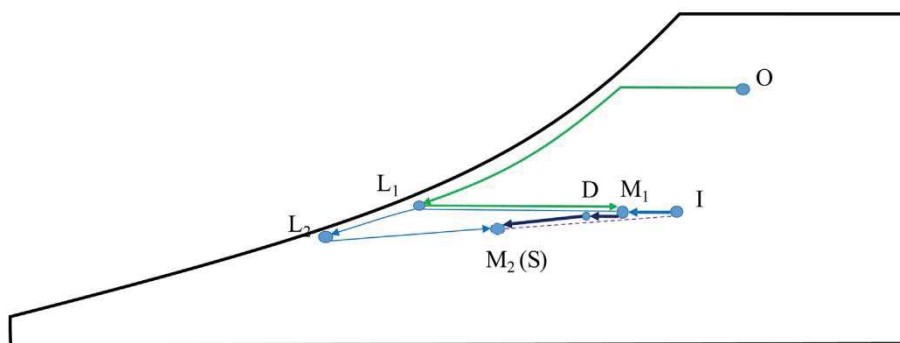
A condensação do vapor de água na serpentina permite a redução da umidade relativa diminuindo os seus valores e uma serpentina tem como base de controle a temperatura de saída do ar do ventilador acrescido do calor gerado pelo ventilador.

Este modelo também dispõe de serpentinas de água quente no ambiente para realizar o reaquecimento do ar fornecido ao ambiente.

3.2.3.1 Modelo 3 – Percurso na Carta Psicrométrica

No modelo 3 Wang (2017) sugere dois pontos de mistura para o ar visto que são utilizadas duas serpentinas e uma delas é dedicada para desumidificação (D). O processo referente ao ar externo é muito similar aos modelos 1 e 2, onde existe a diminuição da temperatura, mantendo os valores de umidade. O ar externo e o ar do ambiente são misturados na caixa de mistura que recebe o mnemônico de M_1 que é subdividido entre as duas serpentinas nos processos de desumidificação e refrigeração.

Figura 29 - Modelo 3 e a Carta Psicrométrica



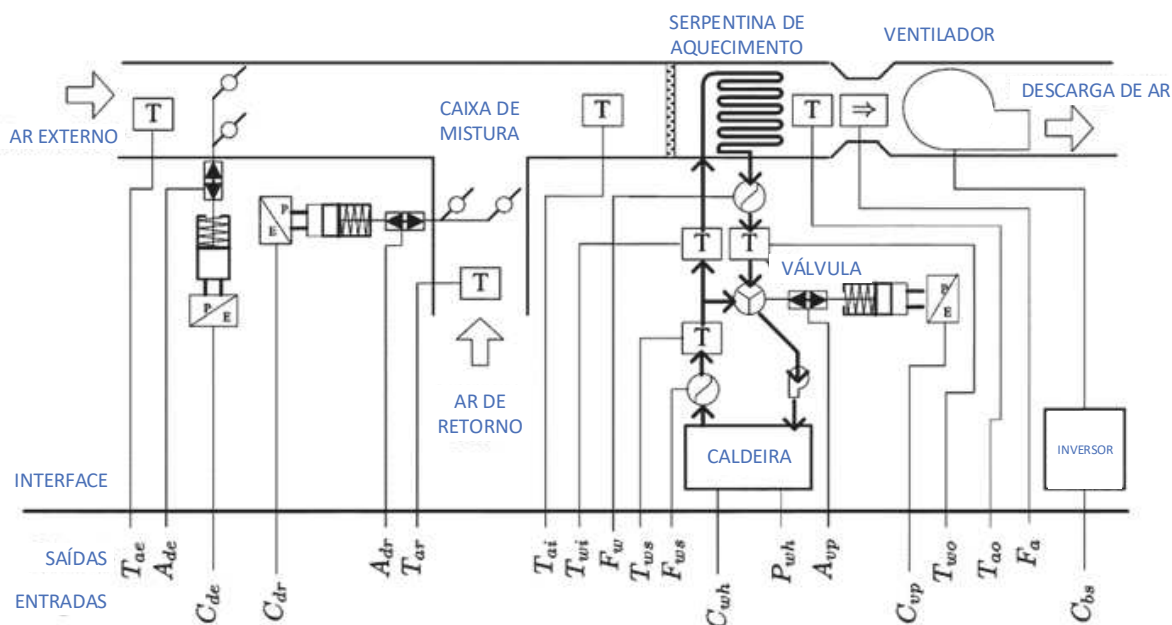
Fonte: Wang (2017).

A mistura da saída do ar das serpentinas é chamada de M_2 e os pontos L_1 e L_2 são os valores de saturação da temperatura, sendo que o L_1 tem a possibilidade de troca de percurso seja necessária a desumidificação (D).

3.2.4 Controle MIMO Considerado SISO em Sistemas HVAC

Em Anderson et al. (2008), é proposto uma estratégia de controle de um sistema HVAC através de um protótipo, onde são realizados os testes de simulação. A escolha por este modelo experimental auxilia na diminuição das incertezas de análises, que podem acontecer com mais frequência em uma planta real. Neste modelo, são realizadas as leituras de variáveis segundo o ilustrado na Figura 30.

Figura 30 - Modelo Experimental de Anderson et al. (2008)



Fonte: Modificado pelo autor de Anderson et al. (2008).

O estudo trata o sistema como modelo MIMO (*multiple-input–multiple-output*) e que é mais indicado para sistemas HVAC, devido à grande quantidade de interações entre as variáveis características dos conceitos psicrométricos, anteriormente explicados.

É possível perceber o que o sistema HVAC proposto não possui serpentina de água gelada, considerando apenas a serpentina de água quente para a simulação da planta. O ventilador é controlado por um variador de frequência monitorando e modulando de acordo com a descarga de ar no insuflamento do equipamento. Assim como acontece na ITT Chip, o *fancoil* possui dois *dampers*, um no ar externo e outro no retorno que atuam inversamente proporcionais de acordo com o sinal de modulação. Existe a representação das leituras de variáveis do modelo proposto em mnemônicos que seguem a Tabela 4.

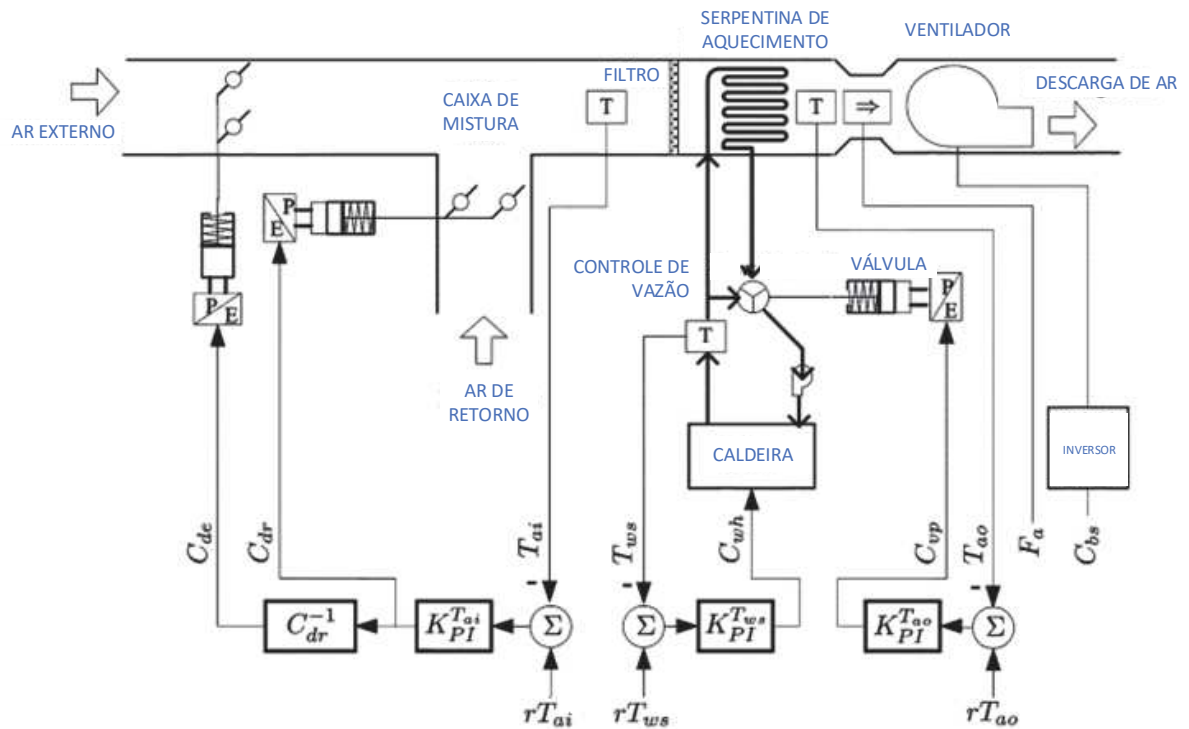
Tabela 4 - Mnemônicos Modelo Experimental

C_{dr}	Comando do <i>Damper</i> de Retorno	T_{ai}	Temperatura de Entrada do Ar
C_{de}	Comando do <i>Damper</i> de Ar Externo	T_{ao}	Temperatura de Saída do Ar
C_{wh}	Comando de Água Quente	T_{ws}	Temperatura de Água de Alimentação
C_{vp}	Comando Válvula de Água Quente	T_{wi}	Temperatura de Entrada de Água
C_{bs}	Velocidade do Ventilador	T_{wo}	Temperatura de Saída de Água
		T_{ae}	Temperatura de Ar Externo
A_{dr}	Posição do <i>Damper</i> de retorno	T_{ar}	Temperatura de Ar de Retorno
A_{de}	Posição do <i>Damper</i> de Ar Externo	F_w	Vazão de Água Serpentina
A_{vp}	Posição da Válvula de Água Gelada	F_{ws}	Vazão de Água de Alimentação
P_{wh}	Potência Elétrica do Boiler	F_a	Vazão de Ar Do <i>Fancoil</i>

Fonte: Anderson et al. (2008).

Para que seja simplificado o controle, Anderson et al. (2008), propõe controladores SISO para cada atuador no modelo instrumental, onde existem malhas de controle individuais segundo a Figura 31 a seguir.

Figura 31 - Controle HVAC com Controladores SISO

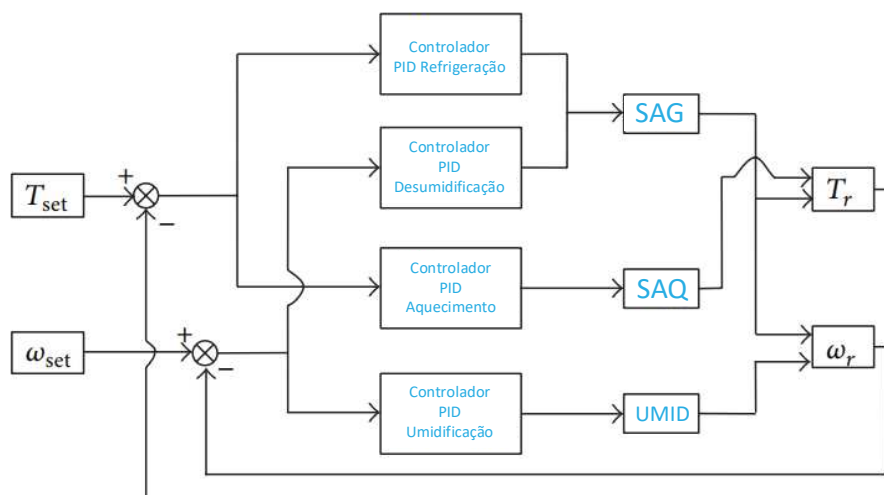


Fonte: Modificado pelo autor de Anderson *et al.* (2008).

Esta solução proposta por Anderson *et al.* (2008) é a normalmente utilizada no controle de sistemas HVAC, visto que comercialmente os algoritmos de configuração de controladores programáveis utilizam um PID com uma entrada para atuação de uma única saída, nos modelos SISO.

Lee, Lin e Chen (2014), também utiliza do recurso de dividir as malhas PID considerando-as de maneira individual, conforme pode ser observado na Figura 32. Onde os valores de referência de temperatura (T_{set}) e umidade (ω_{set}) indo para cada controlador PID responsável pelo ciclo. Após a variáveis manipuladas recebem a ação envia do controlador atuando na serpentina de água gelada (SAG), serpentina de água quente, umidificador (UMID). A malhas são realimentadas pela temperatura de retorno (T_{ret}) e umidade de retorno (ω_{ret}).

Figura 32 – Modelo de PIDs Individuais



Fonte: Adaptado de Lee, Lin e Chen (2014).

O sistema apresentado por Lee, Lin e Chen (2014) se assemelha ao encontrado no ITT Chip. O sistema foi modelado segundo as mesmas abordagens de Novak, Mendes e Oliveira (2005), representada na equação (31).

3.3 OTIMIZAÇÃO E BOAS PRÁTICAS DE SISTEMAS HVAC

Em Thomas *et al.* (2011) são sugeridas algumas boas práticas para os sistemas HVAC, em especial a condição do ventilador e sua vazão associada ao número de trocas por hora do ar da sala limpa. Segundo Thomas *et al.* (2011):

- As taxas de mudança de ar resultam em ventiladores menores, que reduzem o investimento inicial e o custo operacional.
- A energia do ventilador é aproximadamente proporcional ao cubo do fluxo de ar (taxas de mudança de ar). Uma redução na taxa de troca de ar em 30% resulta em uma redução de energia de aproximadamente 66%.
- O fluxo de ar mais baixo pode melhorar a limpeza real, minimizando a turbulência.
- Modelar um espaço com um estudo computacional de dinâmica de fluidos pode otimizar um sistema estimando as taxas de mudança de ar necessárias para a limpeza da sala limpa.

Resumidamente o sugerido por Thomas *et al.* (2011) é deixar a rotação do motor do ventilador no menor valor possível. Para isso devem ser tomados cuidados para a quantidade de trocas por hora esteja satisfeita. A redução também gera um ganho energético considerável, além de reduzir a turbulência do ar na sala limpa. Também é sugerida a modelagem para otimizar as taxas de mudança, o que com auxílio computacional pode alterar parâmetros de ajuste.

Não é mencionado os ganhos energéticos com relação aos trocadores de calor e os cuidados necessários para estes elementos. De toda a forma, estes pontos também serão abordados por esta dissertação.

3.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Novak, Mendes e Oliveira (2005), utilizam uma maneira simples e usual de modelar o sistema fenomenologicamente. A segmentação dos elementos HVAC os considerando em um processo cíclico é algo que pode ser implementado em nosso estudo, pois se aplica com facilidade a ideia da nova instrumentação.

O modelo proposto por Anderson *et al.* (2008), conforme Figura 31, é aplicável neste estudo, porém é preciso avaliar se a escolha por sistemas SISO individuais é realmente o mais indicado. No modelo de Anderson *et al.* (2008) não foi considerado a umidade no processo, que é de grande importância nos processos psicrométricos. Também não fica claro na proposta de Anderson *et al.* (2008), de como é realizado o controle do ar externo, visto que não existe sensor de CO₂ e não cita um ciclo de economizador de energia utilizando a temperatura externa para a climatização. Se existir a renovação constante de ar externo, é necessário considerá-lo como perturbação do sistema. Tanto Novak, Mendes e Oliveira (2005), quanto Anderson *et al.* (2008), utilizam a mesma forma de quantificar a carga de cada sistema através das diferenças de entrada e saída de temperatura de cada componente do um *fancoil* em um sistema HVAC. Esta maneira facilita a análise de energia quantificando até onde a atuação é pertinente ao controle ou entra como perturbação de outro ciclo, de acordo com as relações psicrométricas das grandezas controladas.

Lee, Lin e Chen (2014) e Novak, Mendes e Oliveira (2005) tem abordagens parecidas para a modelagem de temperatura e razão de misturas segmentadas para cada elemento do sistema. As ações de controle em ambos utilizam o calor sensível para a quantificar o calor requerido ou não pelo sistema.

As boas práticas sugeridas por Thomas *et al.* (2011), podem ajudar na escolha das estratégias de controle, principalmente no que se diz respeito ao ventilador do equipamento que pode gerar economia nos demais componentes do sistema HVAC, por novos teste experimentais que possam ser realizados no presente estudo de caso.

Tabela 5 - Resumo Referencial Bibliográfico

Referência	Modelagem	Aplicação	Pontos Fortes	Pontos Fracos
Novak, Mendes e Oliveira (2005)	Fenomenológica	Controle nível de Simulação	Segmentação dos componentes e energia do sistema HVAC	Não faz aplicação prática e não simula perturbações
Wang (2017)	Não realiza	Não realiza	Análise de estruturas HVAC e seu comportamento	Desconsidera Interação entre as malhas
Tashtoush, Molhim e Al-Rousan (2004)	Fenomenológica	Controle PID em nível de simulação	Segmentação dos componentes e energia do sistema HVAC	Não aplicado em ambiente real
Lee, Lin e Chen (2014)	Fenomenológica	Controle PID em nível de simulação	Subdivide as malhas dos controladores PID e cria interação por quantidades de calor	Baseia-se em dados simulados para dimensionar as perturbações e interações entre malhas
Ding, e Li (2016)	Fenomenológica	Modelagem em Nível de Simulação	Utiliza equilíbrio de energias e fluxo de ar	Não aplicado em ambiente real
Thomas <i>et al.</i> (2011)	Não realiza	Boas práticas para HVAC de salas limpas	Conhecimento técnico para ganhos energéticos no ventilador	Não aplicado em ambiente real ou simulado. Não considera os trocadores de calor e possibilidade de ganhos

Fonte: Elaborado pelo autor.

4 METODOLOGIA

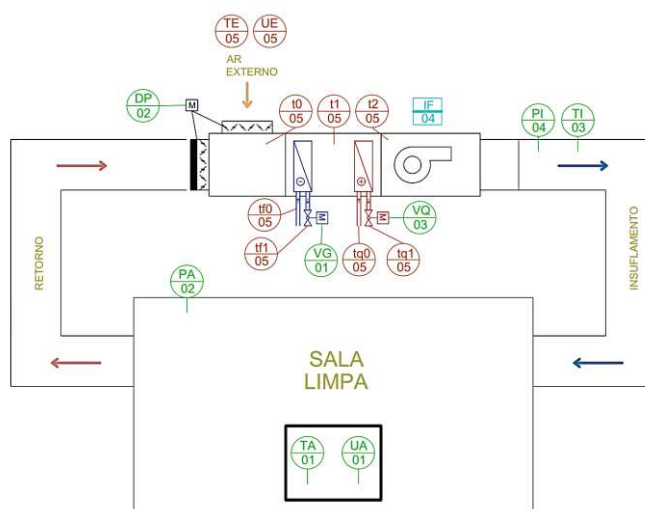
Neste capítulo apresentam-se as ferramentas, métodos e procedimentos utilizados para cumprir com os objetivos propostos.

Inicialmente é apresentado o sistema HVAC para salas limpas do ITT-Chip, uma síntese da auditoria da engenharia de automação e controle, como do projeto do sistema SCADA, o sistema de controle proposto com todos seus detalhes, a sintonia dos controladores PID e a implementação do sistema numa linguagem para CLP.

4.1 SISTEMA HVAC – ITT CHIP

O sistema de HVAC legado na ITT Chip consiste em um *fancoil* modular, conforme ilustrado na Figura 33, possui uma serpentina de água gelada com controle realizado por uma válvula (VG) para refrigeração e desumidificação. Há também uma serpentina para passagem de água quente para reaquecimento do ar, através da atuação de válvula de água quente (VQ). O controle de temperatura e umidade relativa é realizado com base nos valores dos sensores dispostos no ambiente, como o de temperatura ambiente (TA) e de umidade ambiente (UA). O ventilador é modulado por inversor de frequência (IF), que trabalha segundo ao sinal enviado do controlador, de maneira inversamente proporcional a leitura da pressão estática do duto de insuflamento, ou seja, quanto menor a pressão maior a rotação do ventilador.

Figura 33 - Diagrama do *Fancoil* ITT Chip



Fonte: Elaborado pelo autor.

O ar de retorno do ambiente circula através de um duto encontrando o ar externo na caixa de mistura. Ambos os *dampers* de ar externo e retorno trabalham um inversamente proporcional ao outro, ficando um destes aberto enquanto o outro está fechado e vice-versa. A sua atuação é baseada na pressão do ambiente, a qual deve se manter positiva, evitando a entrada contaminantes na sala limpa.

Neste trabalho é utilizado como tema de estudo o *fancoil 2*, identificado pela nomenclatura FC-TE-02. Segundo características e exigências do memorial descritivo da obra, o *fancoil* têm as seguintes especificações técnicas.

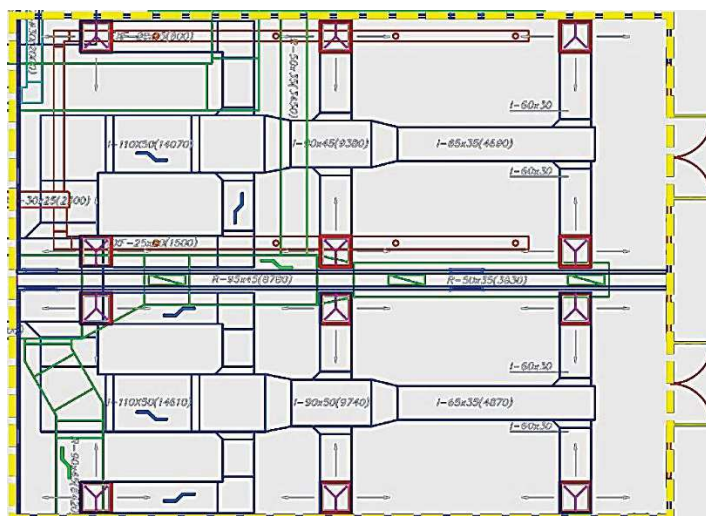
Tabela 6 - Especificações Técnicas do *Fancoil 2* (FC-TE-02)

Processo	Microfabricação 1	Microfabricação 2
Área (m ²)	60	54
Pé direito (m)	3	3
Volume individual (m ³)	180	162
Volume total (m ³)	342	
Unidade HVAC	FC-TE-02	
Massa de ar seco aproximada (kg)	442,1376	
Vazão máxima (m ³ /h)	28680	
Vazão mássica (kg/s)	10,3	
Capacidade de refrigeração (TR)	40	
Capacidade de refrigeração (kW)	140,674	
Capacidade de aquecimento (kW)	36	
Vazão água gelada (m ³ /h)	24,9	
Vazão água quente (m ³ /h)	12,2	
Área de face serpentina água gelada (m ²)	3,2086	
Área de face serpentina água quente (m ²)	2,58	
Carga térmica do ambiente (kW)	180,42	
Vazão ar exterior (m ³ /h)	8300	

Fonte: Elaborado pelo autor.

De acordo com o apresentado o *fancoil 2* (FC-TE-02) é responsável por manter os parâmetros de pressão, temperatura e umidade dentro dos valores esperados nos dois ambientes de microfabricação. O local atendido pelo FC-TE-02 é demarcado na cor amarela na figura a seguir.

Figura 34 - Planta Baixa Salas de Microfabricação ITT Chip



Fonte: Projeto Ar Condicionado ITT CHIP (2016).

Se percebe na Figura 34 que estão dispostos nas salas dois dutos principais, na cor azul de acordo com projeto, de onde ramificam-se os ramais secundários tendo os difusores de ar ao final.

4.2 AUDITORIA DA ENGENHARIA DE AUTOMAÇÃO E CONTROLE

Nesta seção apresenta-se uma síntese da auditoria à engenharia de automação e controle realizada no sistema HVAC de estudo. Os procedimentos realizados foram relatados em outro documento chamado título: Auditoria da engenharia de automação e controle do sistema HVAC para salas limpas do ITT – Chip / UNISINOS.

Este estudo revelou algumas inconformidades, onde muitos destes problemas acabaram invalidando testes e causando uma série de retrabalhos. Como se está trabalhando com a implementação prática do sistema e como a bibliografia nestes casos é limitada, é importante documentar os erros encontrados, para que sejam tomados os cuidados em trabalhos futuros.

4.2.1 Inconformidades do Sistema HVAC

Entre as inconformidades do sistema, a grande maioria é decorrente dos atuadores e sensores. Sua disposição ou situação encontrada afetava diretamente o controle e estes pontos serão explicados em detalhes nos itens a seguir.

4.2.1.1 Sensor de Umidade no Duto

O sensor de umidade referente a malha de controle do sistema legado estava instalado junto ao duto de retorno. Com os avanços dos testes e comparação com a carta psicrométrica, se verificou que os valores de umidade relativa e temperatura, não apresentavam coerência com base nas grandezas da psicrometria. Para uma análise da resposta desta diferença, foi colocado juntamente ao sensor de duto com um instrumento devidamente aferido medindo a temperatura e umidade no duto de retorno. Desta mesma maneira, outro sensor foi disposto junto a sala limpa, para que sejam realizadas as comparações.

Após feitas as medições, se comprovou que as leituras do sensor de duto, tanto de umidade relativa quanto de temperatura, estavam coerentes com a leitura do instrumento disposto no mesmo local dos sensores. Porém em comparação com as leituras da sala limpa, os valores de umidade relativa estavam divergentes entre o duto e a sala.

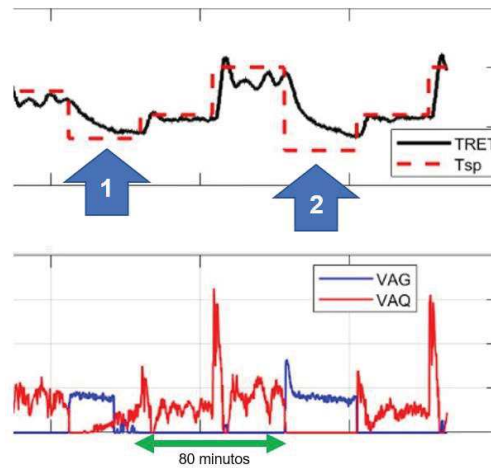
Em uma análise mais aprofundada do motivo desta divergência, se chegou na conclusão que a pressão de saturação no duto é diferente da pressão encontrada na sala, por isso é aceitável que a umidade relativa esteja com valores acima do esperado. O sensor de duto foi realocado para sala e passou a apresentar valores de leitura mais coerentes para que seja realizado o controle.

4.2.1.2 Válvulas Duas Vias

Conforme eram aplicados os procedimentos de ajuste das malhas de controle, as válvulas começaram a permanecer em repouso por mais tempo, deixando estanque o fluxo de água nas serpentinas. Quando realizados os testes de busca de referência, se percebeu que há um atraso significativo que aumenta de acordo com o período de fechamento da válvula. No exemplo a seguir, no momento 1 indicado pela

seta, a busca pela referência (T_{sp}) acontece normalmente. Já no momento 2, após decorrido um período de 80 minutos com a válvula de água gelada fechada, se percebe que a busca pela referência não acontece de maneira satisfatória.

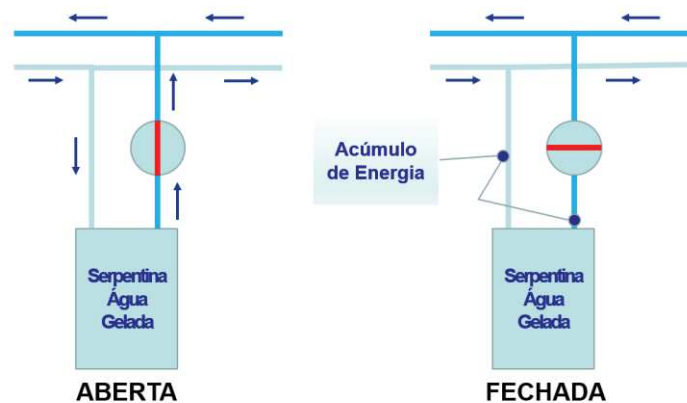
Figura 35 - Influência do Fechamento da Válvula na Busca da Referência



Fonte: Elaborado pelo autor.

No momento que válvula está fechada a circulação de água não acontece, deixando-a parada na tubulação suscetível a perda de energia, no caso da água quente, ou acúmulo de energia no caso da água gelada, exemplificada na Figura 36.

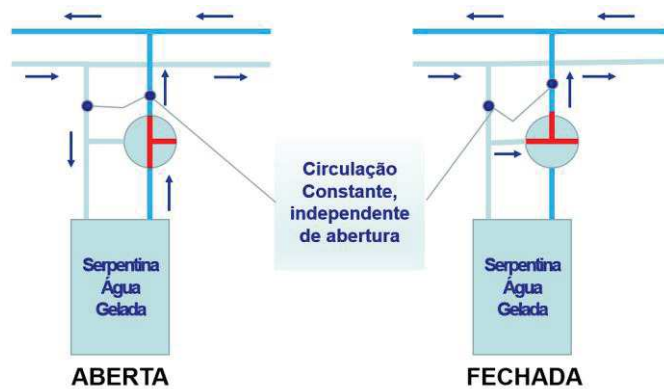
Figura 36 - Energia Residual com Válvula 2 Vias



Fonte: Elaborado pelo autor.

Posteriormente como melhoria pode ser admitido uma válvula 3 vias, para que seja mantida a circulação constante de água, conforme ilustrado na Figura 37.

Figura 37 - Circulação Constante com Válvula 3 Vias



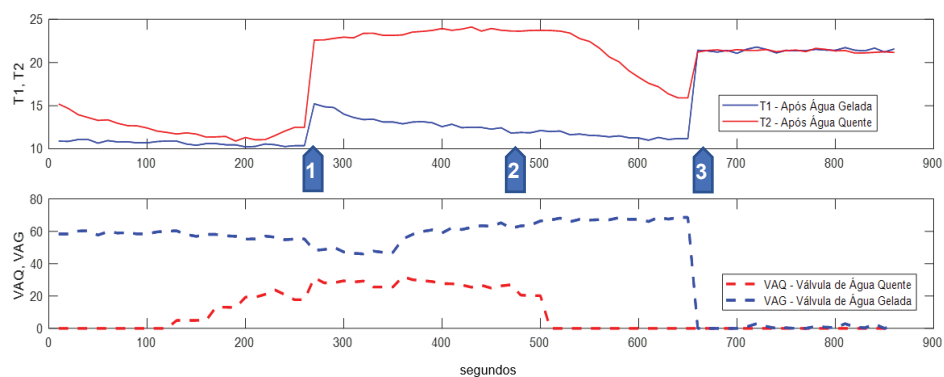
Fonte: Elaborado pelo autor.

Paliativamente para que seja minimizado o problema constatado, a abertura da válvula recebeu uma lógica de ganho de abertura quando ficar fechada por um longo período. Uma vez aplicada esta abertura o controle fica a cargo do controle PID novamente.

4.2.1.3 Interação Entre as Malhas de Temperatura

Ao realizar os testes ficou comprovado que havia uma interação significativa entre as malhas de aquecimento e refrigeração. A Figura 38 ilustra um exemplo desta perturbação entre as malhas.

Figura 38 - Interação Entre Malhas de Temperatura



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 38 se observa que no intervalo do instante de 100 segundos até o ponto de 250 segundos, a válvula de água quente está abrindo gradativamente. No

momento 1, indicado pela seta, a temperatura após a serpentina de água (T_1) apresentou um acréscimo em seu valor, causado pela abertura da válvula de água quente (VAQ). A temperatura após a serpentina de água quente (T_2), sofre menos perturbação por se tratar do final do processo de condicionamento. Mas durante o momento 2 se percebe que a válvula de água gelada (VAG), teve que aumentar a sua abertura para que a temperatura após a serpentina de água gelada diminua. Após um período onde a válvula de água quente estava fechada, é perceptível que a temperatura vai reduzindo seu valor ao ponto de se equalizar. Posteriormente ao fechamento da válvula de água gelada, demonstrada no momento 3, acontece uma queda brusca na temperatura até que seja estabilizada as duas leituras, indicando que houve o resfriamento da serpentina de água quente.

4.2.1.4 Ponto de Dreno da Desumidificação

Conforme apresentado a desumidificação no *fancoil* acontece através da condensação do vapor de água do ar úmido, ao entrar em contato com a serpentina de água gelada. Esta água retirada do ar é tratada com um resíduo para o sistema e deve ser retirada do *fancoil* pelos drenos que expurgam para o ambiente externo a água. A situação encontrada foi de água empossada internamente ao equipamento, ilustrado na Figura 39, o que possibilita o retorno da umidade para o ambiente quando aquecer o setor interno entre as serpentinas, com a evaporação da água novamente, ocupando o espaço do ar passante no *fancoil*.

Figura 39 - Água Depositada na Bandeja



Fonte: Registrada pelo autor.

Foram tomadas ações para abertura de novos pontos de drenos no *fancoil* para que o escoamento da água aconteça de maneira mais eficaz. Segundo o acompanhamento realizado posteriormente, foi observado que houve melhora na retirada de umidade e expurgo via drenos.

4.2.1.5 *Damper* de Retorno

Durante a vistoria um *damper* de retorno foi encontrado com o seu atuador danificado e não estava operando. Fisicamente o *fancoil* tem dois *dampers* de retorno e atuava apenas com um destes, prejudicando o controle de pressão da sala. O atuador foi substituído e voltou a operar em normalidade.

4.2.2 Melhorias e Sugestões Propostas ao Sistema HVAC

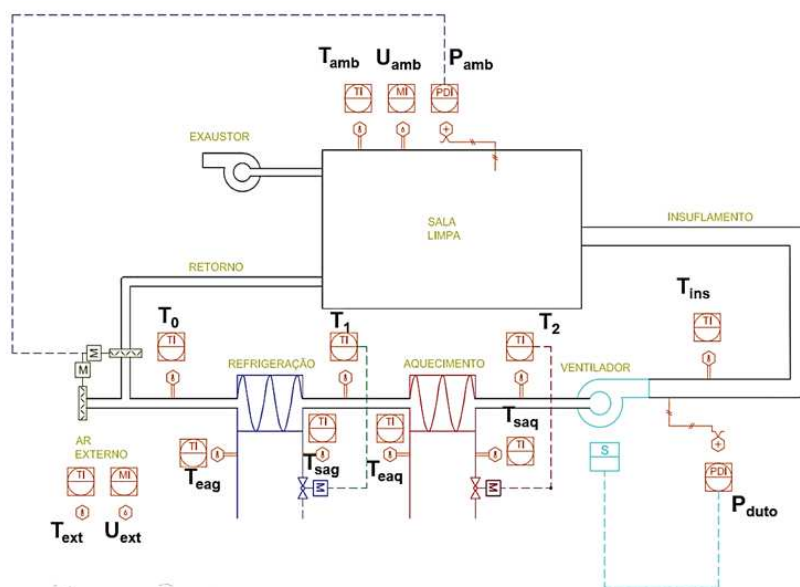
Conforme apresentado, grande parte das inconformidades estão relacionadas a instrumentação. A grande maioria dos problemas pôde ser contornado, mas se viu a necessidade de coleta de informações em tempo real para cada ciclo de controle, assim como o monitoramento dinâmicos das temperaturas parciais do *fancoil* de maneira a inserir estas medições junto as malhas de controle. Diante do levantamento destas necessidades, que serão elucidadas a seguir.

4.2.2.1 Nova Instrumentação

Para que exista comprovação nos dados de obtenção do novo método de controle foi pensado em um conjunto de sensores a serem dispostos no *fancoil* para a leitura em tempo real dos parâmetros importantes para o processo. De acordo com o ilustrado na Figura 40 a nova instrumentação, tem sensores de temperatura do ar antes e depois de cada trocador, nomeados de T_0 localizado na caixa de mistura antes da serpentina de água gelada, de T_1 entre as duas serpentinas e T_2 depois da serpentina de água quente. Assim como a água gelada e água quente que tem monitoradas as entradas e saídas de suas respectivas serpentinas, com T_{eaq} para a entrada e T_{sag} para saída de água gelada, T_{eaq} e T_{saq} para entrada e saída de água quente, respectivamente. Para que seja mensurada perturbação de abertura dos *dampers* foram colocados sensores de temperatura e umidade externos. Com estas

leituras é conhecido o diferencial de temperatura perdida ou adquirida e é possível obter medidas de carga térmica utilizada em cada trocador de calor.

Figura 40 – Novo diagrama P&ID do sistema HVAC



Fonte: Elaborado pelo autor.

Leituras de temperatura e umidade externas, são fornecidas pelos sensores T_{ext} e U_{ext} respectivamente. Além destes, os sensores de umidade (U_{amb}), temperatura (T_{amb}) e pressão (P_{amb}) do ambiente da sala limpa e a pressão do duto de insuflamento (P_{duto}). Com as novas variáveis medidas e o cálculo da carga térmica utilizada pelo *fancoil*, é possível levantar o comportamento dinâmico e propor melhorias. Também é possível obter o comportamento psicrométrico em cada uma das serpentinas e na sala para com estas informações escolher a melhor estratégia de controle, com a otimização do seu melhor ajuste em termos de eficiência.

4.3 PROJETO DE SISTEMA SCADA

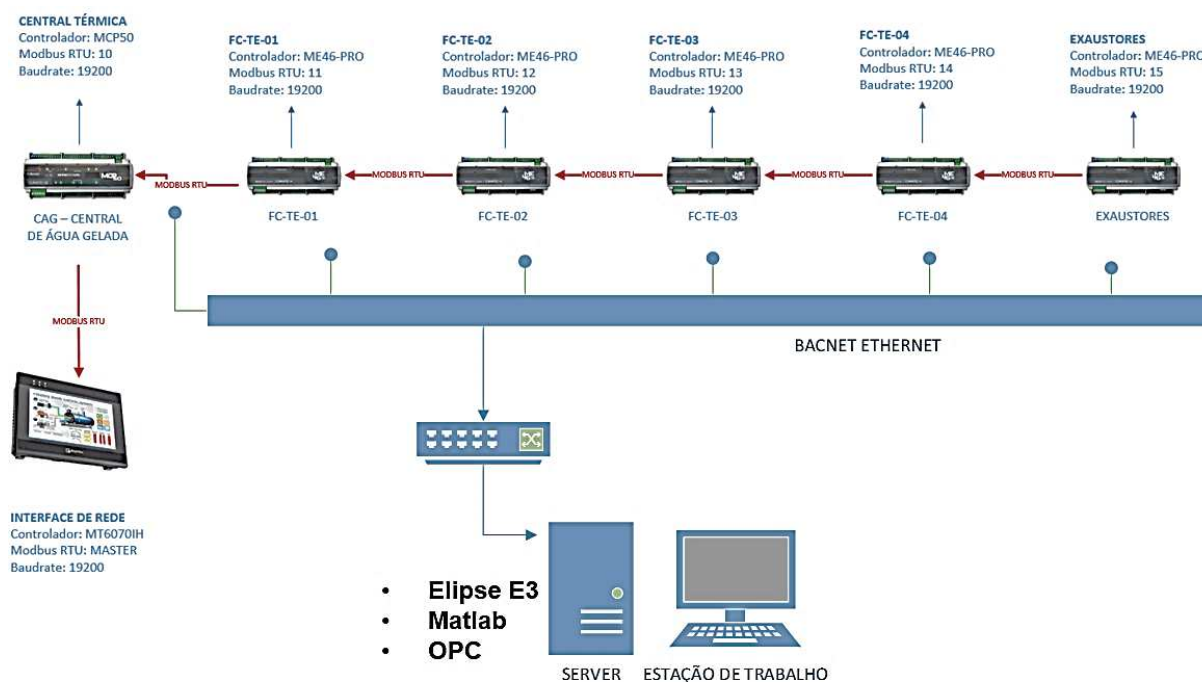
Nesta seção apresenta-se uma síntese do projeto de sistema supervisor para salas limpas do Instituto ITT-Chip / UNISINOS. No desenvolvimento, se considerou como ponto de partida os controladores existentes e a arquitetura de rede encontrada.

4.3.1 Arquitetura do Sistema

A arquitetura de rede para os CLPs do sistema HVAC das salas limpas do Instituto ITT-Chip, é baseada no meio físico RS-485, com controladores comunicando no protocolo Modbus RTU. A supervisão das variáveis inicialmente era só realizada por uma IHM disponível na oficina de manutenção. Ao iniciar a implementação do sistema não se desejava simplesmente trocar os recursos da IHM para um supervisor, a intenção era acrescentar mais recursos além dos já encontrados.

Com base nas especificações dos controladores disponíveis da marca Mercado, se optou pelo uso da porta de rede ethernet para comunicar-se através do protocolo Bacnet IP, seguindo a arquitetura de rede ilustrada na Figura 41.

Figura 41 - Arquitetura de Rede de Comunicação



Fonte: Elaborado pelo autor.

Conforme indicado, no computador da estação de trabalho (servidor), se encontram instalados e rodando o Elipse E3, o Matlab e o servidor OPC, que serão detalhados na sequência.

4.3.2 Plataforma de Desenvolvimento Elipse E3

O software Elipse E3 é uma ferramenta SCADA utilizada para monitoramento e controle de processos, proporcionando supervisão e controle para diversos tipos de aplicações, desde simples interfaces até complexos centros de operação e monitoramentos em tempo real (ELIPSE, 2018).

O Elipse E3 pode ter conectividade com mais de 400 equipamentos, oferecendo recursos de programação para o gerenciamento em tempo real, de processos integrando sistemas em uma arquitetura única (ELIPSE, 2018).

O software possui conexão com a maioria dos equipamentos, para isso fornece pacotes de protocolos utilizados podendo integrá-los em um único ambiente de supervisão e controle (ELIPSE, 2018). Neste estudo, foram implementados os drives para o protocolo Bacnet IP e o servidor OPC, proprietário da Elipse. A plataforma também permite criação de base de dados e armazenamento das informações de acordo com o tempo, que são de grande ajuda para o andamento dos estudos deste trabalho.

4.3.3 Software Matlab/Simulink

O Matlab é uma ferramenta de cunho matemático, que permite uma infinidade de recursos desde cálculos complexos até a análise de dados adquiridos. Dentre tais ferramentas a utilizada neste estudo é a *System Identification*, importante na identificação de sistemas com os dados coletados e possibilidade de utilizar algoritmos genéticos com maior agilidade.

Também será utilizado o SIMULINK que é uma ferramenta computacional constituída por uma biblioteca de blocos integrada no MATLAB, para modelação, simulação e análise dinâmica de sistemas. O seu ambiente gráfico para modelação permite a construção de modelos na forma de diagramas de blocos. Suporta sistemas lineares e não lineares, modelados em regime contínuo, discreto ou em regime híbrido (PINHEIRO, 2012). Será importante na validação dos modelos propostos e na análise dos dados coletados de maneira mais eficaz.

4.3.4 Síntese do Projeto SCADA

Para que seja implementado um sistema supervisor é necessário o levantamento inicial com o planejamento das etapas a serem respeitadas. De acordo com Moraes e Castrucci (2001) as etapas que devem compor o planejamento de um SCADA são:

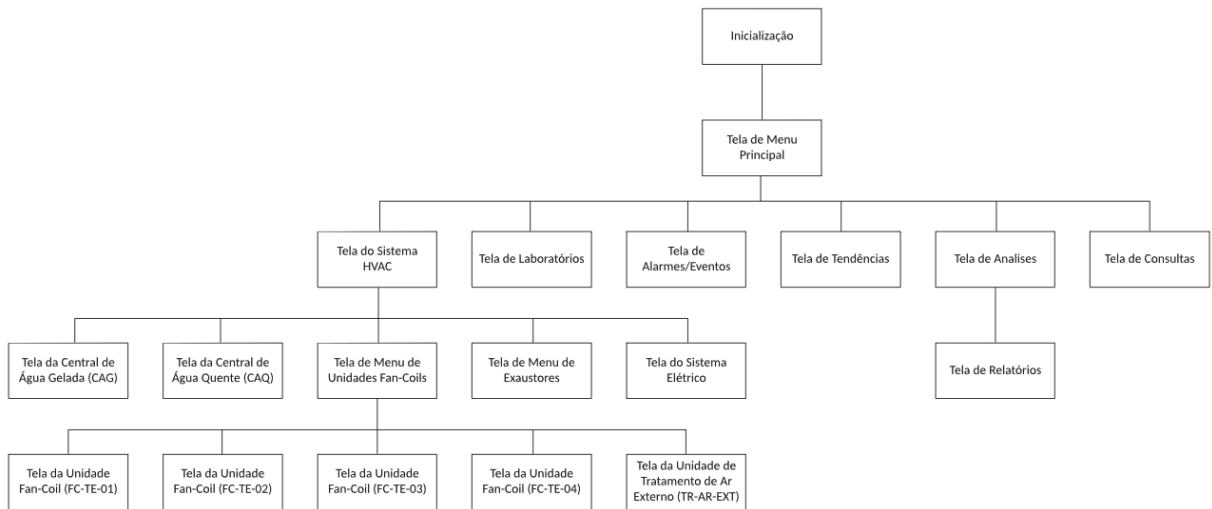
1. Entendimento do processo a ser automatizado;
2. Tomada de dados (variáveis);
3. Planejamento do banco de dados;
4. Planejamento dos alarmes;
5. Planejamento da hierarquia de navegação entre telas;
6. Desenho de telas;
7. Gráfico de tendências dentro das telas;
8. Planejamento de um sistema de segurança

Este cronograma foi seguido respeitando os passos para a implementação do supervisor e seu conjunto de melhorias, explicados a seguir.

4.3.5 Sistema Desenvolvido

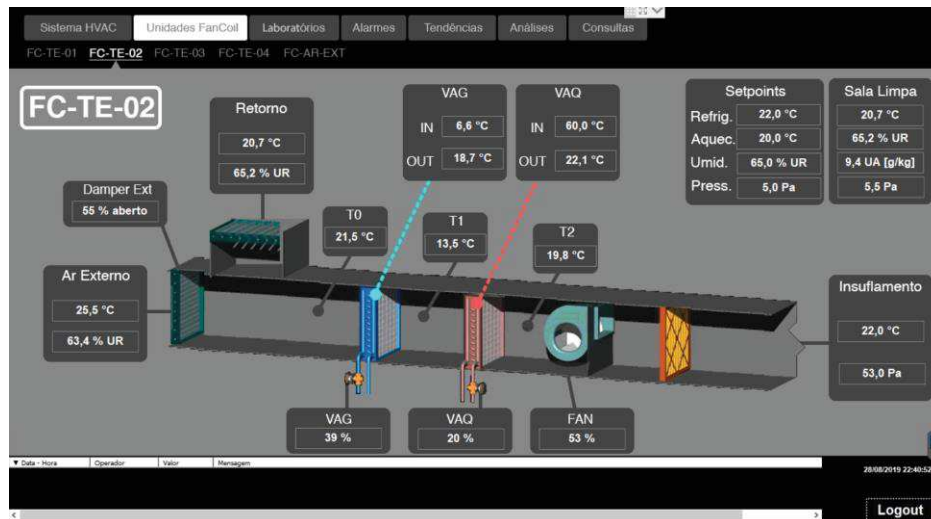
Embora o desenvolvimento deste trabalho se baseie em um único equipamento, o supervisor foi pensado para contemplar todo o sistema de salas limpas, o diagrama hierárquico do sistema supervisor é apresentado na Figura 42

Figura 42 - Diagrama Hierárquico SCADA



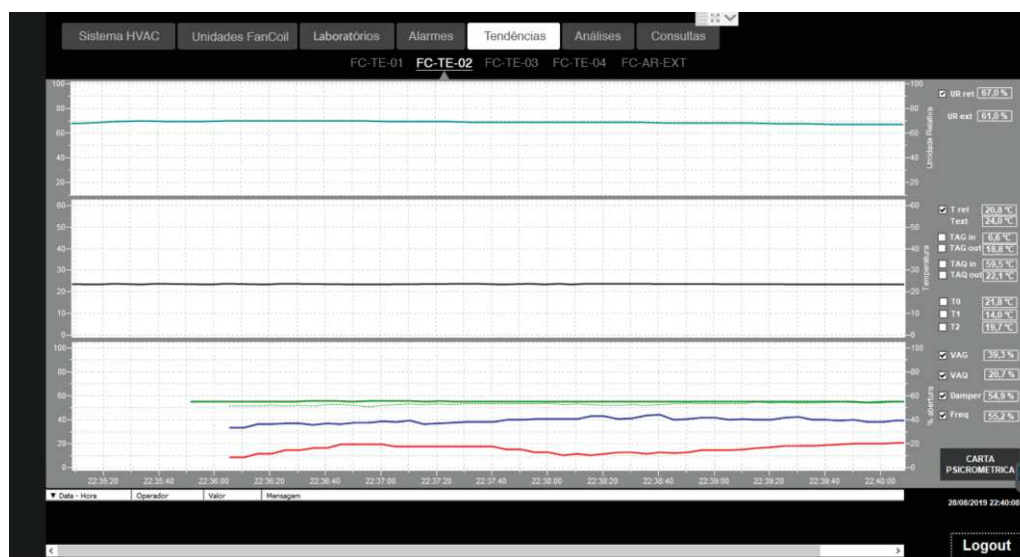
Fonte: Elaborado pelo autor.

Para a tela do *fancoil* foram inseridos os novos pontos de instrumentação conforme a Figura 43 ilustra.

Figura 43 - Tela de Detalhamento *Fancoil*

Fonte: Elaborado pelo autor.

A variável de umidade absoluta foi inserida junto a tela gráfica de acordo com os cálculos apresentados no título: 2.2.6.1 Razão de Mistura Associada à Instrumentação Comumente Utilizada. Também foram inseridas telas com as curvas de tendência das variáveis que estão sendo controladas

Figura 44 - Tela de Tendências *Fancoil*

Fonte: Elaborado pelo autor.

Posterior a este trabalho o ITT Chip será apresentado ao sistema supervisório e suas interfaces para que estudos e melhorias no mesmo continuem acontecendo a partir de então.

4.4 PROJETO DO SISTEMA DE CONTROLE PROPOSTO

O sistema de controle proposto visa monitorar a energia interna da sala e atuar nos trocadores de calor para que sejam mantidos os valores desejados de temperatura, umidade e pressão. Para que perturbações entre as malhas existentes sejam reduzidas, são inseridas prioridades de controle e ações de controle, com embasamento na psicrometria e termodinâmica.

4.4.1 Descrição dos Objetivos de Controle

Nos sistemas HVAC para salas limpas os objetivos de controle são de manter os valores de referência da temperatura da sala entre 20 e 24 °C, da umidade em um range de operação de 45 a 65%, da pressão da sala entre 3 e 12 Pa, de acordo com sua classe e casaca de pressão entre salas. O número de trocas de ar da sala também deve se manter num valor que garanta que a quantidade de partículas inferiores à máxima permitida pela classe, no caso da sala de estudo a classe é ISO100. Na sequência são explorados cada um destes objetivos com maior detalhamento.

4.4.1.1 Números de Trocas

O número de trocas é estipulado de acordo com a classe da sala limpa, conforme apresentado na Tabela 2. Esta grandeza está relacionada com o número de trocas de ar que o ambiente deve fazer por horas. Pode acontecer que a velocidade mínima do ventilador já atenda a especificação de classe da sala limpa, mas caso não atenda a vazão do ar deve aumentar para atender as exigências. A vazão do ar, portanto, está diretamente relacionada com a grandeza.

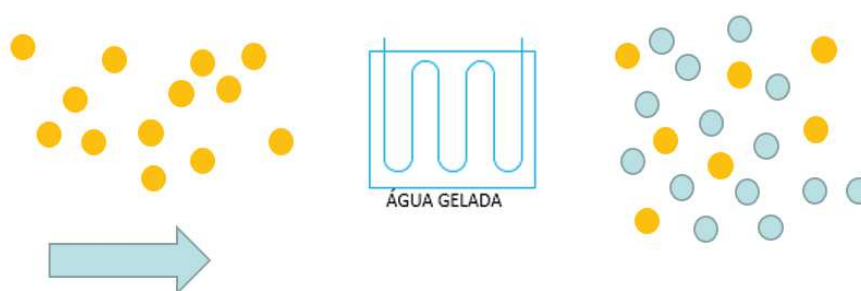
4.4.1.2 Controle Pressão/Vazão Duto e Fator de *By-pass*

O controle da pressão no duto de insuflamento é o que garante que existe fluxo de ar para o ambiente. Ao realizar o controle de pressão no duto é possível estimar a vazão de ar que está enviando para a sala limpa e com estes valores realizar os cálculos de cargas térmicas do ambiente associando ao *fancoil*.

Além de garantir que há pressão relativa positiva na sala limpa e o controle de pressão da sala, a vazão afeta diretamente o rendimento dos trocadores de calor.

Conforme apresentado, a vazão do ar é uma grandeza que afeta tanto o aquecimento, quanto a refrigeração. O motivo pelo qual isto acontece é que não são todas as moléculas do ar que fazem o contato com as serpentinas, muitas delas passam diretamente não realizando a troca térmica, a literatura (ASHARE,2002) estipula a medição deste valor como fator de *by-pass*, no dimensionamento e especificação de um *fancoil*. Para um melhor rendimento o fator de *by-pass*, ilustrado na Figura 45 deve tender a zero, onde a troca térmica do ar que passa pelas serpentinas é a mais completa possível.

Figura 45 - Representação do Fator de By-pass



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para que o fator de *by-pass* seja minimizado o ajuste adequado da vazão do *fancoil* deve ser feito. Pois o aumento da vazão de ar, faz com que algumas moléculas do não entram em contato com a serpentina, afetando o rendimento. Com a diminuição da vazão o rendimento aumenta, por realizar maior troca térmica.

4.4.1.3 Controle de Pressão na Sala

O fato do duto de insuflamento estar pressurizado, não significa que a sala terá uma pressão positiva se comparada com a pressão atmosférica. Parte da massa de ar que entra na sala deve permanecer para que funcione de maneira acumulativa mantendo a pressão no diferencial desejado. A restrição do retorno deve acontecer para que a pressão da sala atue corretamente, conforme pode ser visto em detalhes no item: 2.3.3.3.4 Controle de Pressão e Vazão.

4.4.1.4 Controle de Temperatura

A temperatura da sala deve ser mantida próxima ao valor de referência desejado. O atraso de transporte do sistema pode ser reduzido, com o levantamento antecipado da energia exata que o *fancoil* deve fornecer ou retirar do ar que está sendo tratado.

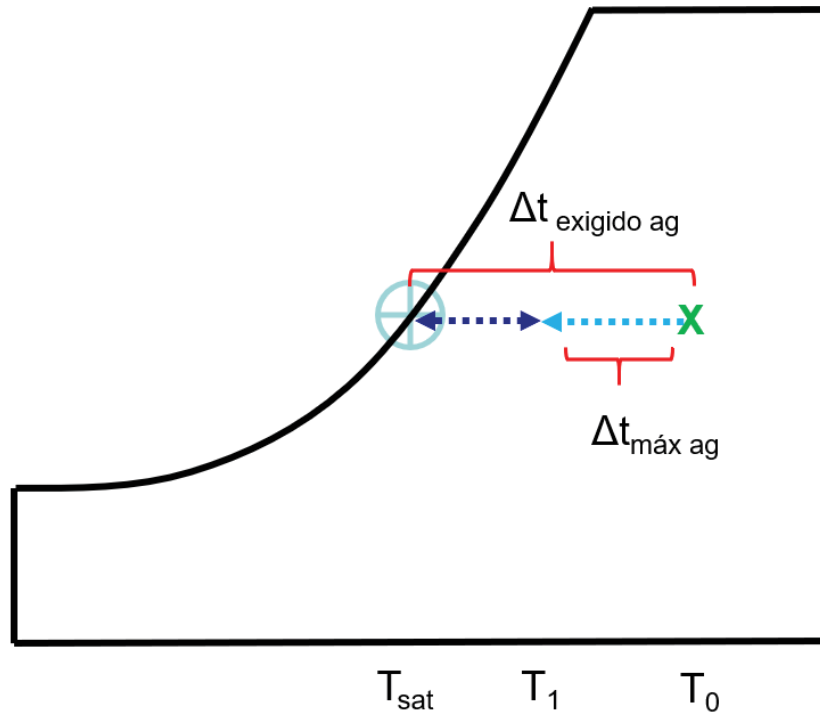
4.4.1.5 Controle de Umidade

Para o controle de umidade, o ponto de saturação do ar úmido deve ser considerado, conforme apresentado no item: 2.2.8 Temperatura de Saturação e Ponto de Orvalho. Ao retirar a energia do ar úmido, o vapor de água contido neste troca seu estado físico para líquido. A energia retirada do ar para este processo deve ser repostada novamente ao ar, sem acréscimo desta umidade indesejada.

Outro ponto a ser observado é o fato de o usuário possuir privilégio de ajuste dos valores requeridos no ambiente, porém deve-se tomar cuidado com as restrições do próprio equipamento. A serpentina de água gelada por exemplo tem uma diferença máxima de temperatura ($\Delta t_{\text{máx ag}}$) de 10 °C, conforme Tabela 6. Isso significa que a diferença de temperatura ($\Delta t_{\text{exigido ag}}$) calculada entre o valor de T_0 , anterior a serpentina de água gelada e o valor desejado de temperatura de saturação (T_{sat}), não

pode ser superior a maior diferença de temperatura possível na serpentina, conforme é ilustrado na Figura 46.

Figura 46 – Capacidade Serpentina de Água Gelada



Fonte: Elaborado pelo autor.

Lembrando que o valor de temperatura de saturação muda de acordo com o valor de *setpoint* de umidade desejado.

4.4.2 Variáveis Manipuladas e Controladas

Uma vez que apresentada a nova instrumentação é necessário que seja traçado um comparativo entre o controle legado e o novo proposto. As mudanças mais significativas são decorrentes a quantidades de sensores que são instalados que permitem um controle mais apurado das grandezas psicrométricas. A seguir são representadas as variáveis controladas e manipuladas do sistema legado.

Tabela 7 - Variáveis Controlada e Manipuladas Sistema Encontrado

Variável Controlada	Variável Manipulada	Processo
Temperatura Ambiente (Baixa)	Abertura Válvula de Água Quente	Aquecimento
Temperatura Ambiente (Alta)	Abertura Válvula de Água Gelada	Refrigeração
Umidade Ambiente (Alta)	Abertura Válvula de Água Gelada	Desumidificação
Pressão da Ambiente	Posição dos <i>Dampers</i> de Retorno e Ar Externo	Pressurização da Sala
Pressão/Vazão Duto	Modulação da Frequência Inversor	Pressurização Duto/Fluxo de ar

Fonte: Elaborado pelo autor.

Posteriormente será apresentado que o novo método de controle e instrumentação, gera através de cálculos e associações mais variáveis, permitindo maior ajuste na busca das referências de controle.

4.4.3 Distúrbios e Perturbações

A abordagem do conceito de perturbação e distúrbio muda entre os autores, Aström e Hagglung (1994) por exemplo, dividem em três tipos de distúrbios: de carga, de setpoint e ruído medido. O distúrbio de carga estaria associado a entrada de novas fontes que interferem na realimentação da malha. Um ruído medido acontece quando a variável controlada recebe valores que distorcem o sinal medido por sensores. O distúrbio de setpoint é fundamentado na mudança drástica dos valores de referência. Entre os distúrbios e perturbações, na Tabela 8 estão destacadas a seguir.

Tabela 8 - Distúrbios e Perturbações

Ação	Perturbação/Distúrbio
Abertura do <i>Damper</i> de Ar Externo	Aumento da Umidade ou temperatura do ar interno do sistema
Abertura da Válvula de Água Quente	Aumento da temperatura anterior a serpentina de água quente (T1)
Abertura da Porta da Sala Limpa	Diminuição da pressão Ambiente
Troca Drástica de <i>Setpoint</i>	Cálculo PID prejudicado por acréscimo do erro

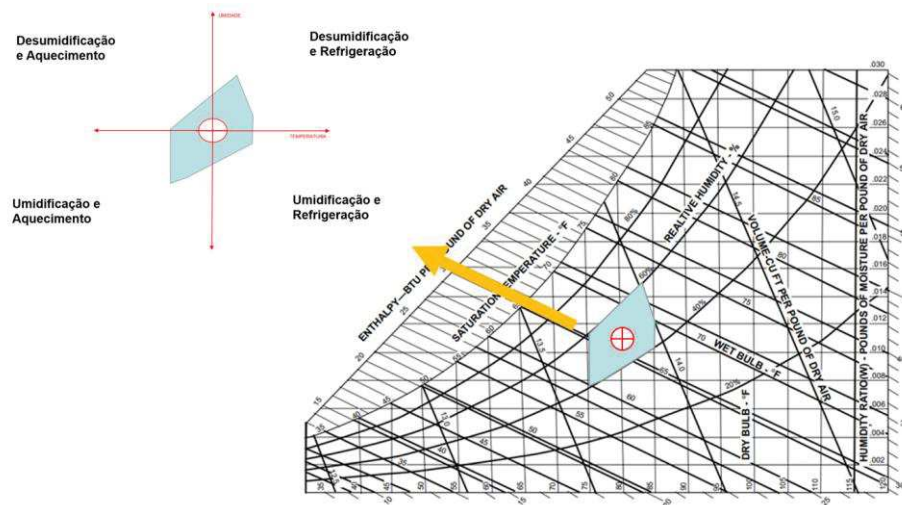
Fonte: Elaborado pelo autor.

O controle deve ter como base os valores medíveis para que estes sejam monitorados e o controle atenda as exigências quanto aos valores de referência.

4.4.4 Cenários de Operação do Sistema

Os cenários de operação do sistema mudam de acordo com o ponto no qual encontram-se as grandezas psicrométricas e o valor de referência desejado. Na Figura 47, são ilustrados, os valores mínimo e máximo para umidade relativa e temperatura no ambiente da sala, estes pontos traçam uma área de operação desejada, onde encontram-se os valores de referência dos objetivos de controle.

Figura 47 - Área de Referência e Quadrantes de Ciclos de Operação



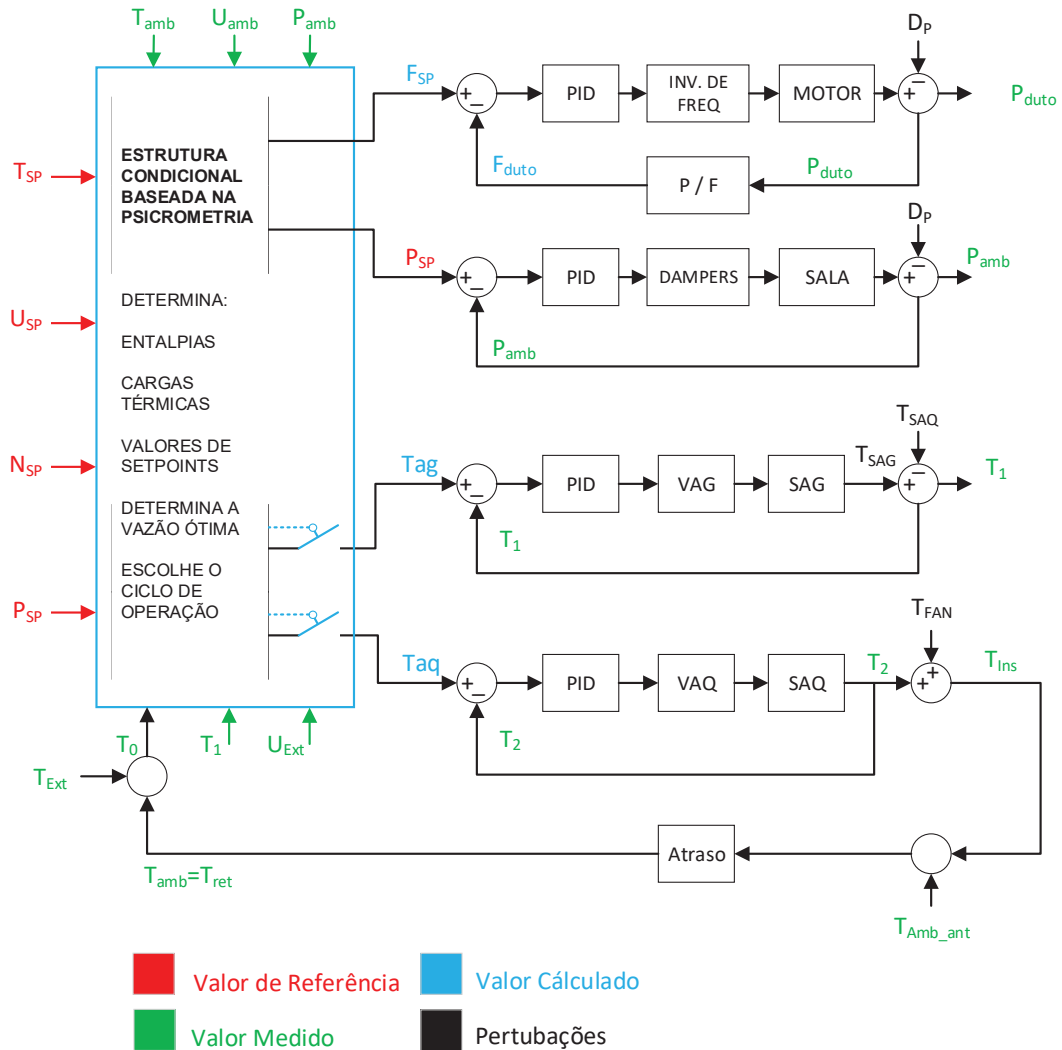
Fonte: Elaborado pelo autor.

Conforme explicado anteriormente no ITT Chip o sistema de umidificação é inexistente, mas é exemplificado para um melhor entendimento. Quando os valores estiverem fora da área de *setpoint* o controle deve interpretar o ciclo que o mesmo deve operar, conforme demonstra a Figura 47. Esta interpretação e escolha é realizada por cálculos e equivalências baseadas na psicrometria, que seguem a escolha de ciclo de acordo com o fluxograma que será apresentado na Figura 49.

4.4.5 Estrutura de Controle Condicional

Quando os valores das variáveis de processo estiverem fora da área de operação desejada o sistema de controle determinará a condição de ciclo que deve operar, como ilustrado na Figura 47. Com base nos valores medidos e calculados da energia do ambiente é possível atingir os valores de referência desejados, conforme ilustra a Figura 48, e as malhas de controle.

Figura 48 - Referências Malhas de Controle

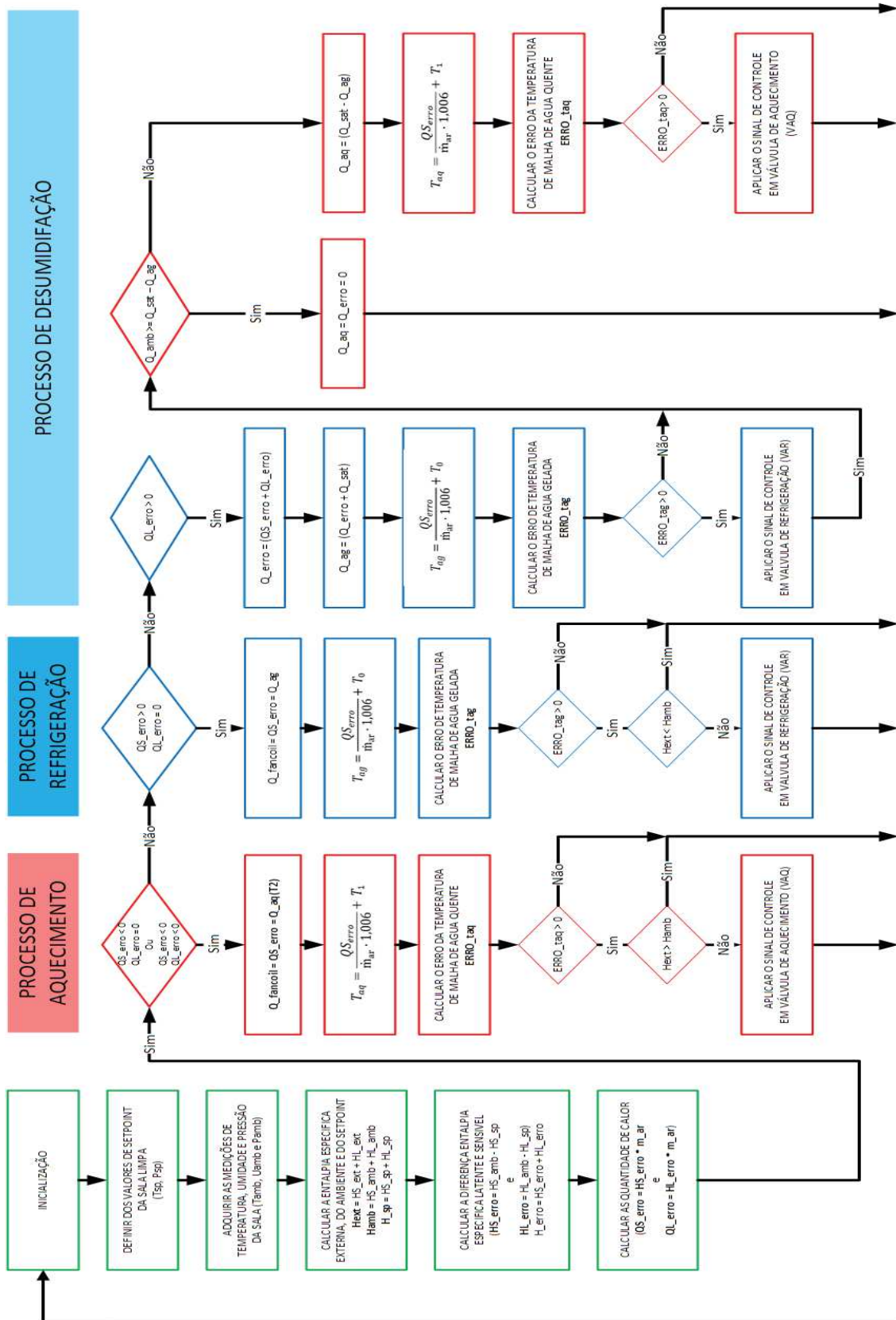


Fonte: Elaborado pelo autor.

A lógica da atribuição dos valores de referência para as malhas de controle é realizada por meio de cálculos e equivalências baseadas na psicrometria, segundo o que será detalhado na seção 4.6 REFERÊNCIAS DAS MALHAS DE CONTROLE. A Figura 48 apresenta as grandezas de referência, medidas, calculadas e perturbações associadas às suas respectivas malhas.

A lógica implementada se baseia no bloco representado na Figura 48, onde se encontra a estrutura condicional baseada na psicrometria. A escolha do ciclo e o seu devido valor de referência é apresentado no fluxograma da Figura 49.

Figura 49 - Fluxograma de Atribuição de Referência e Ciclo de Controle



Fonte: Elaborado pelo autor.

Posteriormente será apresentado os cálculos e atribuições utilizadas para a escolha dos valores de referência, mas conforme é ilustrado na Figura 49 são monitoradas as energias internas ao ambiente para que seja feita a escolha de ciclos de controle e seus referidos valores de *setpoint*.

4.4.6 Interação das Malhas de Controle

A disposição física dos elementos dos sistemas, afeta diretamente as outras variáveis, conforme pode ser observado no item 4.2.1.3 Interação Entre as Malhas. Porém mesmo considerando as perturbações, as malhas geram certas interações entre si. A seguir encontra-se o resumo destas interações que afetam diretamente o controle.

Tabela 9 - Interação Entre Malhas de Controle

Malha Observada	Malha Afetada	Consequência
Refrigeração ou Desumidificação	Aquecimento	Resfriamento da Serpentina de Água Quente
Aquecimento	Umidade Relativa	Aumento da Pressão de Saturação
Pressão Sala	Pressão de Duto	Menor Fluxo Ar para trocas com o ambiente
Pressão do Duto	Aquecimento	Se maior a vazão de ar, menor a troca com serpentina
	Refrigeração	Se maior a vazão de ar, menor a troca com serpentina

Fonte: Elaborado pelo autor.

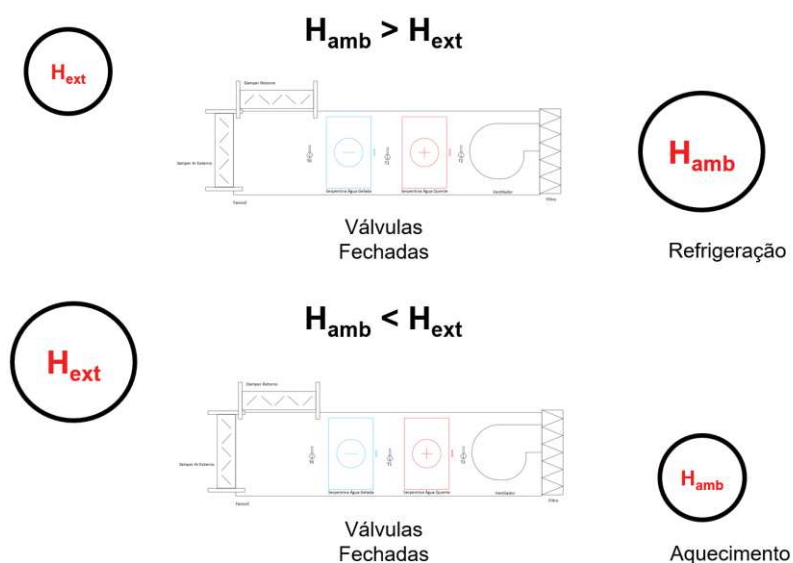
Ao resfriar o ar este entrará em contato com a serpentina de água quente ocasionando o esfriamento da estrutura física da mesma, por sua vez a malha de controle de aquecimento deve considerar não só o valor de erro apresentado pelo

ambiente como também o valor de carga que se encontra a serpentina, pois o controle deve repor este somatório de deficiência de energia.

4.4.7 Ciclo Economizador

As condições externas podem auxiliar o sistema HVAC para haja economia de energia. Para que isso aconteça a entalpia externa deve ser comparada como a entalpia ambiente. Em condições que o sistema necessite de refrigeração e a entalpia externa estiver baixa, o *damper* de ar externo abre e fecha a válvula de água gelada. De forma inversa acontece com o aquecimento, se a entalpia externa for maior que a interna (ambiente), o *damper* de ar externo abre e mantém em repouso as válvulas. A Figura 50, ilustra graficamente a escolha ou não do ciclo economizador.

Figura 50 - Ciclo Economizador



Fonte: Elaborado pelo autor.

O ciclo economizador somente é habilitado se o processo requerido na sala é de aquecimento ou refrigeração exclusivamente, além de atender os requisitos de comparação de entalpias externas e ambiente, conforme citado. Para o processo de desumidificação do ambiente a saturação deve acontecer na serpentina, o que via entrada de ar externo exclusivamente é impossível de acontecer.

4.4.8 Sintonia das Malhas de Controle

O ajuste dos parâmetros dos controladores PID foi realizado considerando os modelos do processo, realizados por meio da análise dos comportamentos dinâmicos dos testes de resposta (*bump test*) no sistema em malha aberta. Durante os testes se teve o cuidado de garantir a mínima influência dos distúrbios medíveis e não medíveis.

Uma síntese dos procedimentos realizados é apresentada na sequência:

1. Estabilização do sistema no ponto de operação, considerando todos os atuadores no valor mínimo;
2. Aplicar a mudança ao impulso no atuador com valor positivo num 50% do limite de operação;
3. Aguardar a variável de processo estabilizar;
4. Retornar a variável manipulada para a posição inicial;
5. Aguardar a variável de processo estabilizar;
6. Obtenção do modelo via caracterização da resposta;
7. Obtenção do modelo e validação via software *Control Station*[®];
8. Determinação dos parâmetros dos controladores PID usando a técnica de sintonia IMC (*Internal Model Control*).

Considerando uma vazão de ar constante no sistema, as constantes de tempo em malha aberta dos modelos das serpentinas são da ordem 3 min tanto para o aquecimento, e de 10 min para o aumento de pressão ambiente. O período de amostragem para a aquisição de todos os dados foi de 10 s. A resposta dinâmica do aquecimento em comparação com o resfriamento é mais rápida, por outra parte, a dinâmica da temperatura em comparação com a pressão é lenta.

Sistemas com dinâmica lenta controlados por controladores PID comumente podem apresentar ganhos elevados nos parâmetros do controlador, entretanto, isto compromete a estabilidade do sistema e provoca respostas oscilatórias. Toda manipulação nas válvulas das serpentinas, influência na temperatura e/ou na umidade da sala limpa com um determinado atraso de transporte que é característico dos sistemas HVAC.

4.5 PSICROMETRIA DO SISTEMA HVAC

Nesta seção são esclarecidos os cálculos e considerações psicrométricas realizadas para a implementação da proposta do sistema de controle. São apresentados os cálculos para determinação: da energia térmica residual, das entalpias latente e sensível residuais, das diversas quantidades de calor nos elementos do sistema e energia residual associada à energia necessária no *fancoil* para atingir os requisitos das referências na sala.

4.5.1 Cálculo da Energia Térmica Residual

Uma vez escolhidos os valores de referência e com a obtenção dos valores informados pela instrumentação do ambiente, é necessário que seja realizada a quantificação da entalpia térmica residual (H_{erro}). Como o foco está em um sistema estruturado condicional, é importante que sejam separadas as entalpias em latente ($H_{L_{\text{erro}}}$) e sensível ($H_{S_{\text{erro}}}$), para que a atuação do controle aconteça de maneira satisfatória. A seguir serão apresentados os passos utilizados para a obtenção destes parâmetros.

4.5.1.1 Energia Térmica da Sala Limpa

A entalpia específica do ambiente da sala limpa pode ser obtida através das leituras dos sensores de temperatura (T_{amb}), pressão (P_{amb}) e umidade (UR_{amb}), em uma associação de equações e conceitos para se obter a entalpia do ambiente seguindo a equação seguinte.

$$H_{\text{amb}} = 1,006 \cdot T_{\text{amb}} + \frac{0,62206}{\frac{P_{\text{amb}}}{0,61078 \times 10^{\frac{7,5 \times T_{\text{amb}}}{237,3 + T_{\text{amb}}}} \cdot UR_{\text{amb}}} - 1} \cdot (2499,86 + 1,84 \cdot T_{\text{amb}}) \quad (34)$$

Os valores de entalpia ambiente fornecidas pelo ambiente podem ser comparados aos valores de referência, conforme será visto na sequência.

4.5.1.2 Energia Térmica de Referência

Da mesma forma que calculada a entalpia ambiente é possível encontrar a entalpia desejada (H_{sp}). Esta entalpia pode ser calculada de acordo com os valores de desejados para umidade (UR_{sp}), temperatura (T_{sp}) e pressão (P_{sp}) desejados para ambiente.

$$H_{sp} = 1,006 \cdot T_{sp} + \frac{0,62206}{\frac{P_{sp}}{0,61078 \times 10^{\frac{7,5 \times T_{sp}}{237,3 + T_{sp}}}} - 1}} \cdot (2499,86 + 1,84 \cdot T_{sp}) \quad (35)$$

Este valor de *setpoint* quantificará o quanto de erro existe entre as leituras dos sensores ambiente anteriormente apresentados na equação da entalpia ambiente (H_{amb}) e os valores desejados (H_{sp}).

4.5.1.3 Segmentação de Erros em Entalpias Latente e Sensível

Tanto a entalpia ambiente, quanto a entalpia de *setpoint*, contêm internamente o somatório das entalpias de ar seco e vapor de água, característico do ar úmido, conforme os conceitos psicrométricos descritos anteriormente. A divisão de calor latente e sensível é recomendada para que seja dimensionadas as quantidades de calor para cada malha de climatização, conforme equação (36).

$$H_{amb} = 1,006 \cdot T_{amb} + \frac{0,62206}{\frac{P_{amb}}{0,61078 \times 10^{\frac{7,5 \times T_{amb}}{237,3 + T_{amb}}}} - 1}} \cdot (2499,86 + 1,84 \cdot T_{amb}) \quad (36)$$

Pode se inferir que a única grandeza que alterará seu estado físico é água, que precisa condensar junto a serpentina de água gelada (LEE;LIN;CHEN,2014).

Sabendo que a quantidade de calor para que ocorra a mudança de estado é conhecida como calor latente podemos, considerar esta nomenclatura, de acordo com a equação (37).

$$HL_{erro} = HL_{amb} - HL_{sp} \quad (37)$$

Onde:

$$HL_{amb} = \frac{0,62206}{\frac{P_{amb}}{0,61078 \times 10^{\frac{7,5 \times T_{amb}}{237,3 + T_{amb}}}} - 1} \cdot (2499,86 + 1,84 \cdot T_{amb})$$

$$HL_{sp} = \frac{0,62206}{\frac{P_{sp}}{0,61078 \times 10^{\frac{7,5 \times T_{sp}}{237,3 + T_{sp}}}} - 1} \cdot (2499,86 + 1,84 \cdot T_{sp})$$

A diferença da quantidade de calor da quantidade latente (HL_{erro}), possibilita que o controle identifique a quantidade de calor necessária para que exista a troca térmica com ar úmido e troca de estado físico pela parte de vapor de água, que será condensada na serpentina de água gelada.

Assim como a energia latente, a quantidade de energia sensível também deve ser calculada de maneira segmentada. Desta forma para que as ações de controle aconteçam de maneira satisfatória é importante que sejam segmentadas as entalpias, latente e sensível, fornecendo valores diferentes para controle de temperatura e umidade, dando mais foco na ação de controle, conforme apresentado na equação (38).

$$HS_{erro} = HS_{amb} - HS_{sp} \quad (38)$$

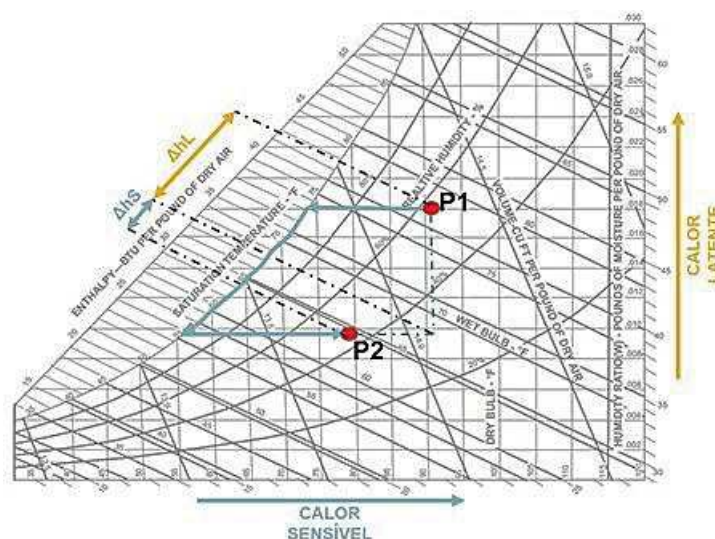
Onde:

$$HS_{amb} = 1,006 \cdot T_{amb}$$

$$HS_{sp} = 1,006 \cdot T_{sp}$$

Considerando que os valores psicrométricos iniciais de P1 e o valor desejado de P2, disposto junto à carta psicrométrica é possível ter uma análise visual das entalpias e suas diferenças, conforme Figura 51.

Figura 51 - Entalpias Latente e Sensível na Carta Psicrométrica



Fonte: Elaborado pelo autor.

O objetivo do controle é manter ações nas variáveis manipuladas para que a energia retirada ou acrescentada seja satisfatória para cada processo. Neste caso a estrutura do sistema HVAC ajuda para que estes processos aconteçam em determinada parte do tratamento e condicionamento de ar, sem que diferenças bruscas alcance o ambiente.

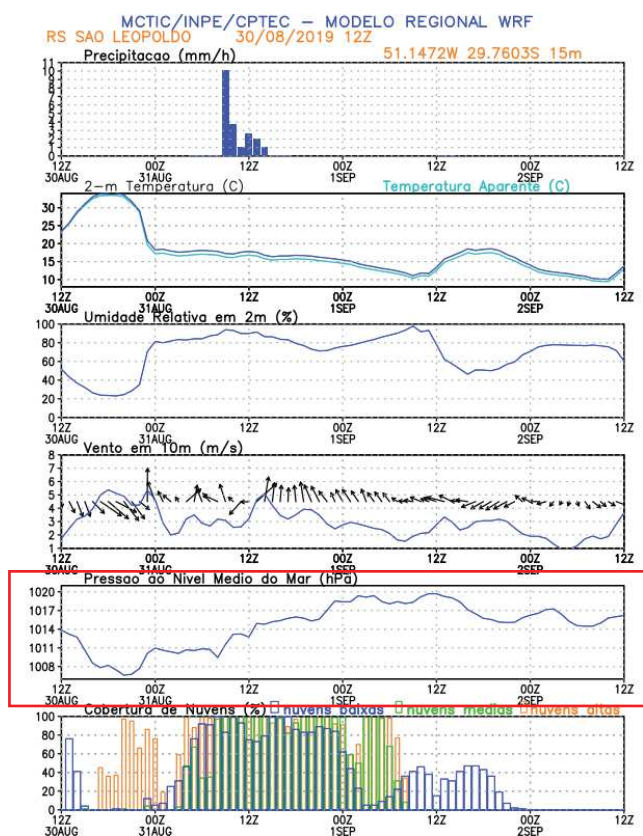
4.5.1.4 Entalpia de Ar Externo

Não menos importante a entalpia de ar externo também pode ser medida com a nova instrumentação seguindo a equação (39).

$$H_{ext} = 1,006 \cdot T_{ext} + \frac{0,62206}{\frac{P_{atm}}{0,61078 \times 10^{237,3+T_{ext}} \cdot UR_{ext}} - 1}} \cdot (2499,86 + 1,84 \cdot T_{ext}) \quad (39)$$

A entalpia de ar externo fica dependente dos valores de temperatura de ar externo (T_{ext}), umidade externa (U_{ext}) e a pressão atmosférica (P_{atm}), que pode ser estipulada de acordo com a região que se encontra em comparação ao nível do mar. Segundo INPE (2019) este valor varia, como apresentado na Figura 52, destacada em vermelho.

Figura 52 - Pressão Atmosférica São Leopoldo



Fonte: INPE (2019).

Se percebe que a pressão atmosférica afeta diretamente as demais grandezas de natureza psicrométricas, mas para efeitos de cálculo de entalpia externa os dados não têm mudanças significativas. Pode estipular o valor desejado e realizar a parametrização das lógicas segundo este valor admitido.

4.5.2 Conservação de Massa

De acordo com a Lei de Equilíbrio das Massas, toda a massa de ar que entra deve ser a mesma na saída para cada elemento HVAC. De acordo com a instrumentação apresentada, temos a leitura de pressão do duto de insuflamento pertencente ao *fancoil* que permite o cálculo da vazão segundo equação (40) utilizada por Pedersen e Duraj (2015).

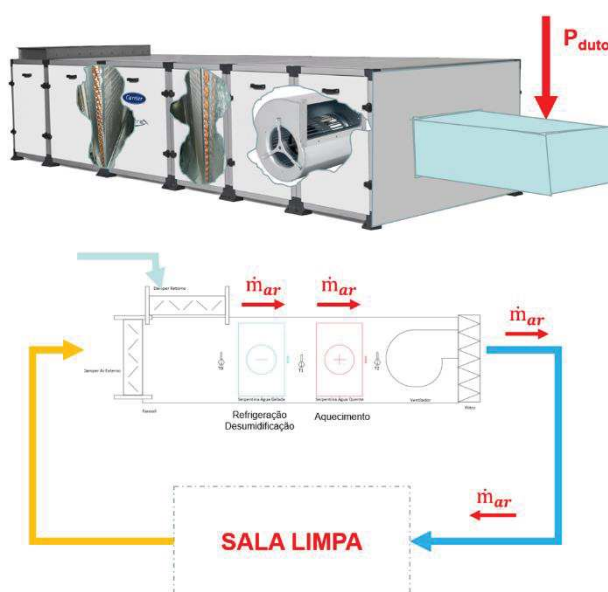
$$F_{duto} = A_{duto} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_{duto}}{\gamma_{ar}}} \quad (40)$$

Com base no sensor de pressão disposto junto ao duto de insuflamento do *fancoil*, se obtém a pressão de duto (P_{duto}) medida na unidade Pascal (Pa). Este valor deve ser somado a pressão atmosférica admitida para obtermos valor absoluto de pressão. A área do duto acaba sendo uma constante por ser algo que permanece desde a instalação (A_{duto}) e é dada em metros quadrados (m^2). De posse desta vazão do *fancoil* (F_{duto}), dada em metros cúbicos por segundo (m^3/s), é possível que seja realizado o produto com a densidade do ar (γ_{ar}) em quilogramas por metros cúbicos (kg/m^3), para que se obtenha a vazão mássica (\dot{m}_{ar}), dada em quilogramas por segundo (kg/s), conforme equação (41).

$$\dot{m}_{ar} = F_{duto} \cdot \gamma_{ar} \quad (41)$$

Considerando que a mesma quantidade de massa que sai do *fancoil* pelo duto de insuflamento e que a leitura da pressão é realizada neste local, é possível afirmar que a vazão é equivalente ao que passa nas serpentinas, conforme exemplificado na Figura 53 seguir.

Figura 53 - Vazão Mássica Sistema HVAC



Fonte: Elaborado pelo autor.

Com esta definição da vazão mássica, é possível realizar os cálculos de cargas térmicas individuais para cada elemento do sistema, conforme será detalhado.

4.5.3 Cargas Térmicas Individuais

De acordo com o elucidado, as leituras de pressão de duto e consequentemente o cálculo das vazões, permitem calcular a entalpia térmica, em função destas grandezas.

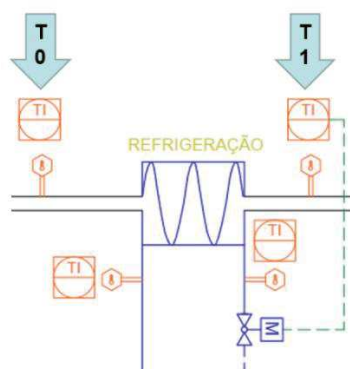
Assim como sugerido por Pedersen e Duraj (2015), é possível considerar a vazão mássica \dot{m}_{ar} dada em quilogramas por segundo (kg/s) para que seja calculada a quantidade de calor do ambiente (Q_{amb}), conforme apresentado na equação (42).

$$Q_{amb} = \dot{m}_{ar} \cdot H_{amb} \quad (42)$$

Da mesma forma que considerado por Ding e Li (2016), a vazão mássica para o ambiente só pode ser medida junto ao *fancoil* e se só é possível de ser considerada nas equações pelo equilíbrio de massa, onde tudo que entra no ambiente sai da mesma forma.

Para os trocadores de calor a instrumentação é baseada nos valores de temperatura. Para que seja realizado este cálculo, é necessário considerar as leituras de temperatura antes e depois de cada elemento seguindo como parâmetro o fluxo de ar do *fancoil*. Utilizando a serpentina de água gelada como exemplo e seus respectivos valores de leitura das temperaturas T_0 e T_1 , da nova instrumentação conforme ilustrado na Figura 54.

Figura 54 - Serpentina de Água Gelada



Fonte: Elaborado pelo autor.

Com base no apresentado por Pedersen e Duraj (2015), e Novak, Mendes Oliveira (2005), é possível calcular a quantidade de calor na serpentina de água gelada (Q_{ag}). Da mesma forma que apresentado para a água gelada, é possível realizar o equacionamento para a água quente, fornecendo o valor de quantidade de calor da serpentina de água quente (Q_{aq}), representadas através da equação (43).

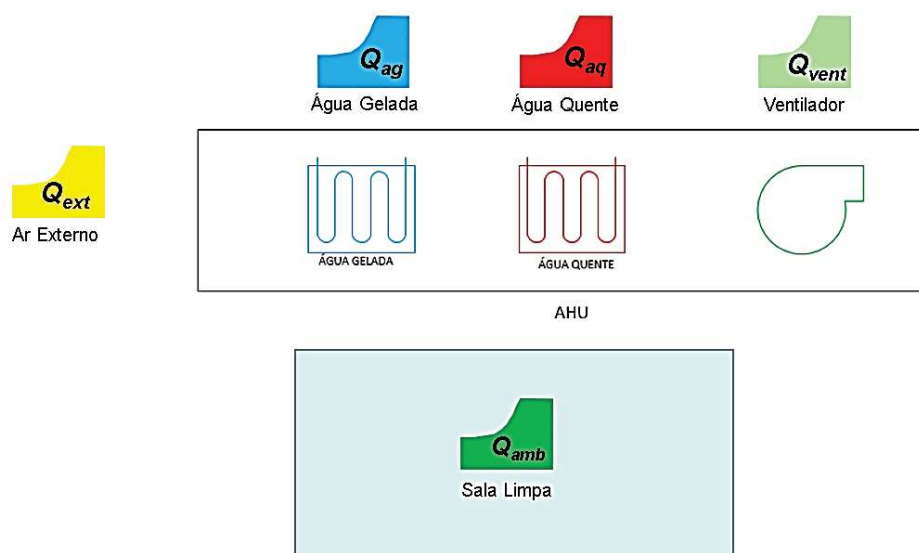
$$Q_{ag} = \dot{m}_{ar} \cdot 1,006 \cdot (T_1 - T_0) \quad (43)$$

$$Q_{aq} = \dot{m}_{ar} \cdot 1,006 \cdot (T_2 - T_1)$$

Onde é considerado o calor específico do ar segundo ASHARE (2002), de $1,006 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$.

Outras quantidades de calor importantes são as de ar ambiente (Q_{amb}) e a quantidade de calor desejada ou de *setpoint* (Q_{sp}), a diferença entre as duas revelam o valor erro entre o desejado e o medido (Q_{erro}), conforme ilustrado na Figura 55.

Figura 55 - Quantidades de Calor Individuais



Fonte: Elaborado pelo autor.

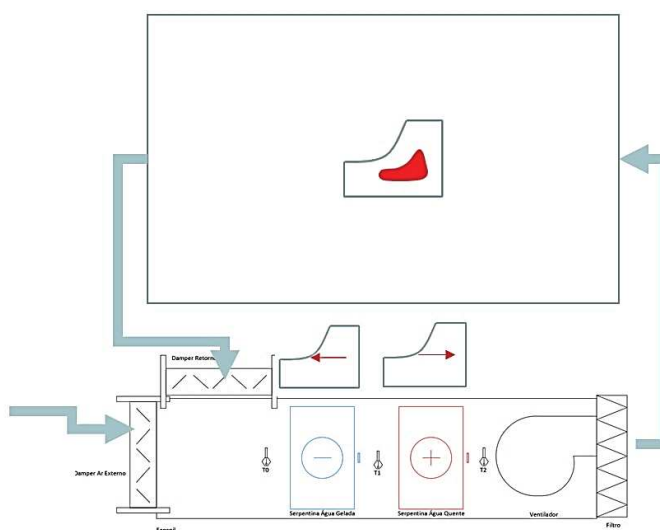
A quantidade de calor de ar externo (Q_{ext}) também é importante para questões de economia de energia e reaproveitamento do calor externo para a climatização da sala limpa. A consideração da quantidade de calor do ventilador (Q_{vent}) é importante

pois está localizada posterior as serpentinas, onde encontram-se as variáveis manipuladas e podemos agir para corrigir os ganhos de energia do ventilador.

O fluxo de ar é succionado da sala passando pelo *fancoil* e entrando novamente na sala limpa. Está a ordem que deve ser respeitada para cada ciclo e para que as ações sejam tomadas minimizando as perturbações.

Sendo o *fancoil* o elemento que faz este condicionamento do ar cada elemento deve ser analisado individualmente. Considerando que as ações de controle serão diferentes em cada elemento do sistema HVAC, as grandezas psicrométricas devem operar um individualmente conforme apresentado na Figura 56.

Figura 56 - Estrutura HVAC e a Psicometria

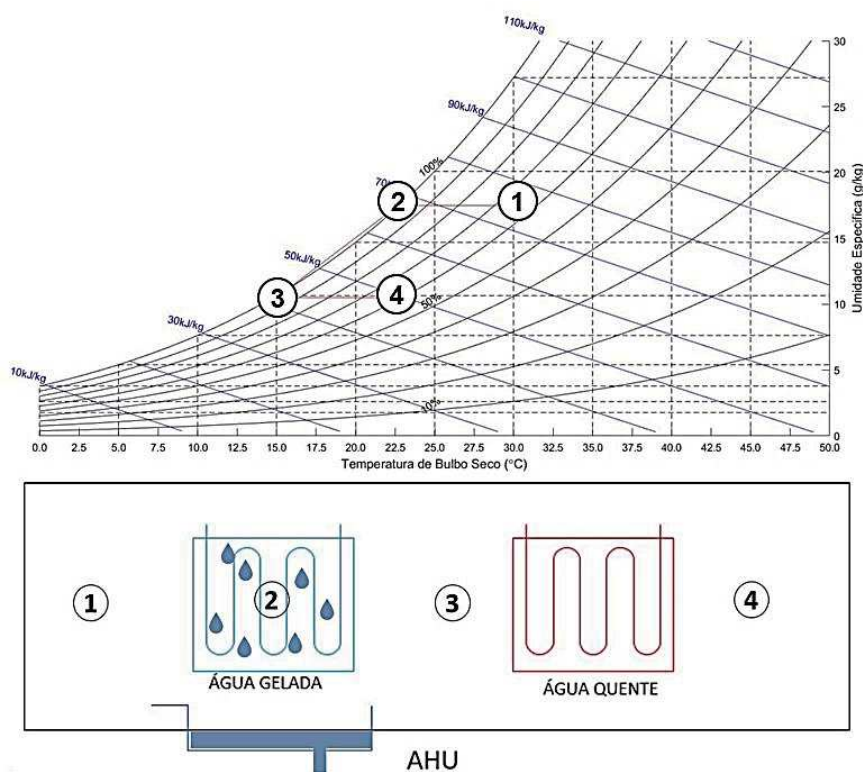


Fonte: Elaborado pelo autor.

Tanto na serpentina de água gelada, quanto na serpentina de água quente os processos psicrométricos devem ser realizados com a observação e quantificação dos elementos anteriores ou seguintes na direção do fluxo de ar. Porém no ambiente estas mudanças devem ser suaves sem alteração dos valores desejados.

Por este motivo, cada atuação no sistema HVAC deve quantificar as ações de controle dos elementos antecedentes e sucessores ao atual. A Figura 57 demonstra de maneira gráfica junto a carta psicrométrica, considerando um valor inicial 1 e valor final 4, sendo este o valor desejado. O controle deve observar a sequência lógica de entre os ciclos e fluxo de ar em um *fancoil* ou AHU (AHU – Air Handler Unit) para que atue na seguinte representação da Figura 57 (PEDERSEN;DURAJ, 2015).

Figura 57 - Caminho na Carta Psicrométrica



Fonte: Adaptado de Pedersen e Duraj (2015).

A busca pelos valores desejados deve ocorrer no *fancoil* com valores de *setpoint* dinâmicos a cada mudança de carga térmica de cada elemento. Os cálculos de carga térmica individuais serão explicados nas seções subsequentes.

4.5.4 Energia Residual Associada à Energia Necessária no *Fancoil*

Conforme apresentado as quantidades de calor pode ser calculada de maneira segmentada nos componentes. Também é recomendado que sejam separadas as duas formas de quantidade de calor em latente e sensível conforme é apresentado na equação (44).

$$\begin{aligned}
 QL_{erro} &= QL_{sala} - QL_{sp} \\
 QS_{erro} &= QS_{sala} - QS_{sp} \\
 Q_{erro} &= Q_{sala} - Q_{sp}
 \end{aligned}
 \tag{44}$$

Como base nos valores de erros da quantidade de calor do ambiente, o *fancoil* deve gerar a equivalência de energia com o *fancoil*, seja fornecendo ou retirando do ambiente, similar ao utilizado por Novak, Mendes e Oliveira (2005). Essa atribuição é necessária para que o erro se reduza, de acordo com os cálculos de energia interna apresentado na equação (45).

$$Q_{fancoil} = Q_{erro} \quad (45)$$

Quando se trata da quantidade de calor fornecida pelo *fancoil*, é considerado o somatório de quantidade de calor de aquecimento (Q_{aq}) e de refrigeração (Q_{ag}), segundo o apresentado na equação (46).

$$Q_{fancoil} = Q_{ag} + Q_{aq} \quad (46)$$

Cada ciclo afetará a quantidade de calor final para o *fancoil*, que considera individualmente as quantidades de calor de água gelada e água quente.

4.6 REFERÊNCIAS DAS MALHAS DE CONTROLE

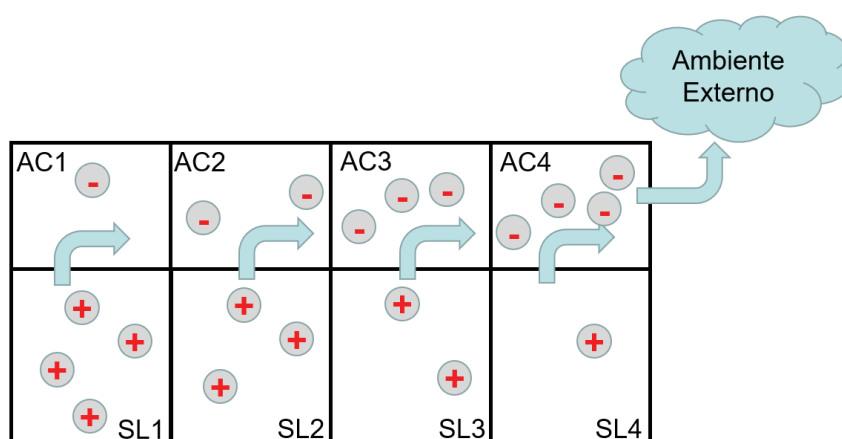
Uma vez que se tenha as quantidades de calor residuais e estas forem comparadas aos valores necessários para o *fancoil*, é possível quantificar os valores de referência para cada trocador de calor. Para que as referências das malhas de controle sejam aplicadas na instrumentação adotada, as quantidades de calor devem ser convertidas em valores de temperatura. Desta forma cada malha de controle se baseia nos valores colocados em evidência e em comparação com os sensores na realimentação das malhas. Os procedimentos e cálculos serão abordados neste capítulo, na obtenção dos valores de referência para as malhas de controle do sistema de HVAC.

4.6.1 Referência no Controle de Pressão e Vazão

A pressão positiva nas salas limpas tem o objetivo de impulsionar qualquer impureza que possa vir do ambiente externo, por exemplo ao abrir uma porta da sala. Normalmente uma sala limpa com classe isolamento superior, tem antecâmaras no

percurso do ambiente externo até ela. Entre as antecâmaras é realizada a chamada cascata de pressão, que consiste em aumentar a pressão ambiente por sala à medida que se afasta da entrada principal em relação ao setor externo. Isto permite que o fluxo de ar se direcione para o ambiente externo, conforme apresentado na Figura 58, onde “SL” representa a sala limpa e “AC” a antecâmara correspondente.

Figura 58 - Cascata de Pressão



Fonte: Elaborado pelo autor.

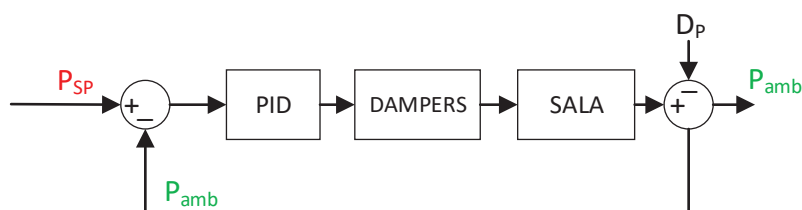
Conforme apresentado na Figura 58, em casos de duas ou mais salas limpas, é preciso que a pressão ambiente de cada uma aumente à medida que se afasta do contato com o ambiente externo e ar atmosférico. Isto significa que a partir do momento que se estipula um *setpoint* de pressão para uma sala, as demais também precisam ser alteradas na sequência lógica que respeite a cascata de pressão.

4.6.1.1 Referência Pressão da Sala

Com base da dependência dos *setpoints* de pressão implementados nas demais salas, o valor de pressão desejado para o ambiente desejado não necessita mudança constante de valores, uma vez que estabelecida a cascata de pressão.

Sendo estabelecido o valor pressão ambiente, os *dampers* de retorno e ar externo realizarão o controle da pressão da sala conforme já explicado anteriormente 2.3.3.3.4 Controle de Pressão e Vazão e ilustrado na malha de controle apresentada na Figura 59.

Figura 59 - Malha de Controle Pressão Sala



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 59 mostra que a malha está sujeita a valores de distúrbios de pressão (D_p) que serão refletidos no valor de pressão ambiente (P_{amb}). A pressurização da sala também depende do fluxo de ar do *fancoil* que tem malha independente com o seu devido valor de referência, mais bem explicado a seguir.

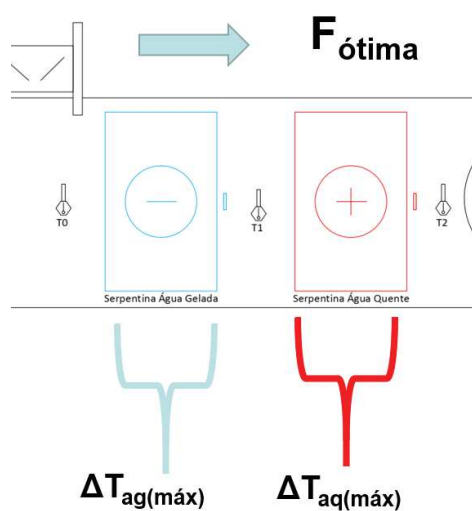
4.6.1.2 Referência Pressão/Vazão do Duto

Com foco no rendimento de cada trocador de calor, o melhor a ser realizado é manter a vazão no menor valor possível para que as trocas térmicas sejam realizadas de maneira eficiente com a redução do fator de *by-pass*. Porém a vazão mínima admitida pelo *fancoil* pode não ser o suficiente para que se mantêm a vazão necessária para que o número de trocas de ar características da classe da sala limpa seja satisfatório. A vazão do *fancoil* ($F_{sp(N_t)}$) é estipulada em função do número de trocas requeridas (N_t), no intervalo de uma hora (3600 segundos) para cada classe da sala limpa e seu volume (V_{sala}) segundo a equação (47).

$$F_{sp(N_t)} = V_{sala} \cdot \frac{N_t}{3600} \quad (47)$$

Os valores da vazão de ótima ($F_{ótima}$) foram obtidos através das coletas dos valores de temperatura antes e depois de cada serpentina por um longo período, em comparação com a vazão no momento de leitura. Através destes valores comparados se verificou os momentos onde existia maior diferença de temperatura, tanto para a água gelada ($\Delta T_{ag(máx)}$) quanto para água quente ($\Delta T_{aq(máx)}$), conforme ilustrado na Figura 60.

Figura 60 - Vazão Ótima



Fonte: Elaborado pelo autor.

De posse dos valores da vazão ótima ($F_{ótima}$) e da vazão necessária para que seja atendido o número de trocas ($F_{sp(N_t)}$) do ambiente é possível escolher o valor de vazão de *setpoint* (F_{sp}) para que seja inserido na malha segundo a equação (48).

Se, (48)

$$F_{sp(N_t)} < F_{ótimo}$$

Então:

$$F_{sp} = F_{ótimo}$$

Se,

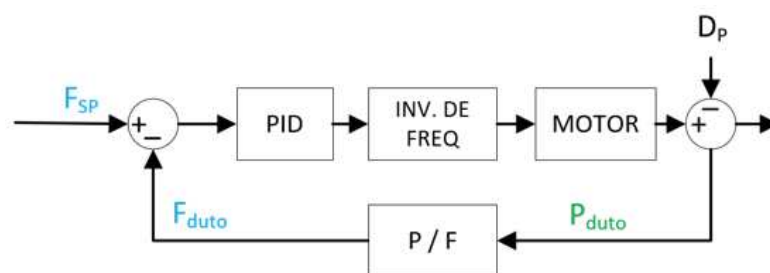
$$F_{sp(N_t)} \geq F_{ótimo}$$

Então:

$$F_{sp} = F_{sp(N_t)}$$

O valor de vazão de *setpoint* então é definido segundo a malha de controle representada na Figura 61.

Figura 61 - Malha de Controle de Pressão/Vazão



Fonte: Elaborado pelo autor.

Se percebe que é calculado o valor de vazão do duto (F_{duto}) segundo na equação (40), explicada anteriormente dependendo apenas da pressão de duto (P_{duto}) lida pela instrumentação.

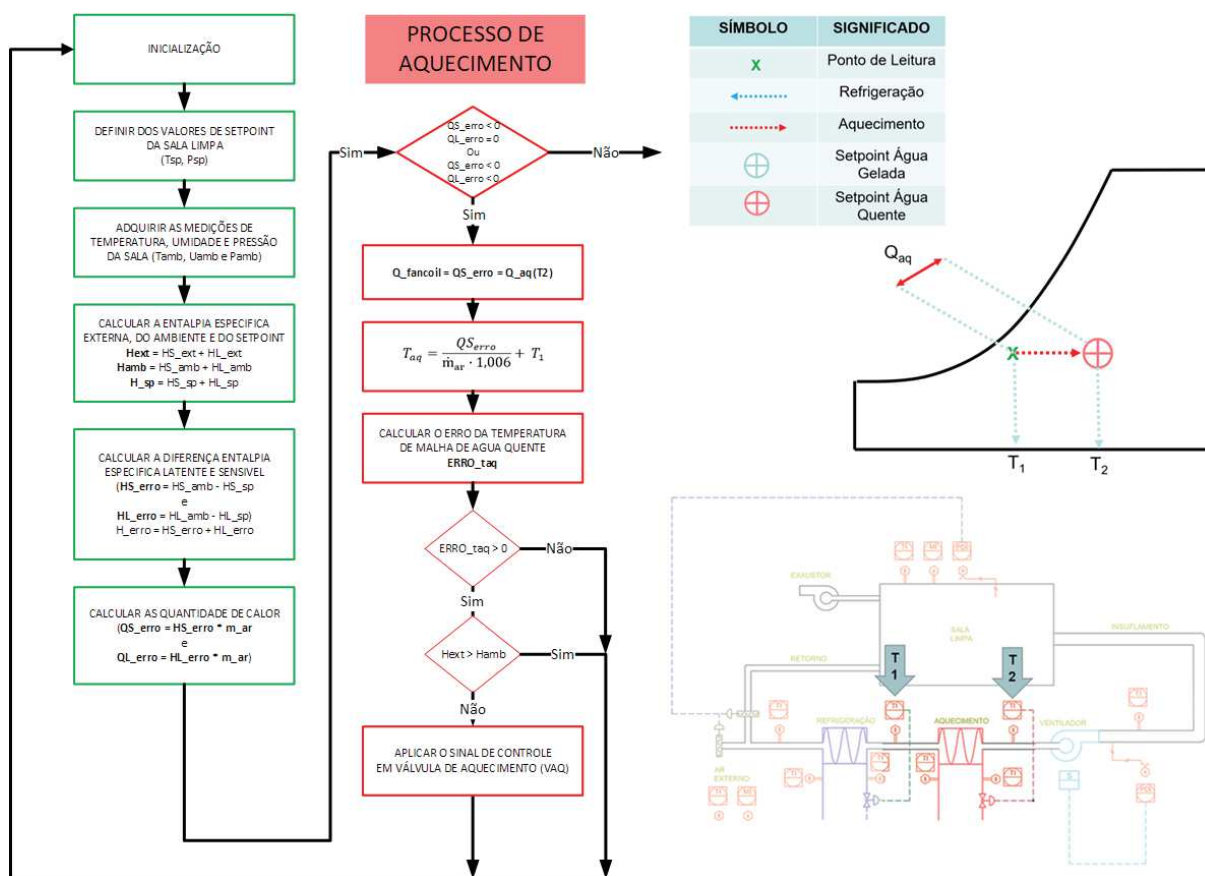
4.6.2 Referência na Operação de Aquecimento

Para que o *fancoil* se encontre no ciclo de aquecimento é necessário que exista uma deficiência de energia no ambiente, portanto apresentando um QS_{erro} negativo.

Como visto nos conceitos de psicrometria, o vapor de água é a parcela do ar úmido que precisa realizar a mudança de estado físico, portanto, a parcela de calor latente que o *fancoil* precisa modificar. Quando considerado apenas o aquecimento, a mudança depende exclusivamente de calor sensível, pois há mudança apenas da temperatura do ar úmido, sem alteração de estado físico das parcelas que o compõe.

Na Figura 62 mostra a escolha dos valores de referência para o controle, com os cálculos que serão apresentados na sequência.

Figura 62 - Pontos de Operação para Aquecimento



Fonte: Elaborado pelo autor.

Com base na instrumentação adotada e a fórmula geral de quantidade de calor, apresentada na equação (1), é possível deduzir que a quantidade de calor de aquecimento ($Q_{S_{aq}}$), é dada pela equação (49).

$$Q_{S_{aq}} = m_{ar} \cdot 1,006 \cdot (T_2 - T_1) \quad (49)$$

Pela instrumentação adotada a temperatura antes da serpentina de água quente é chamada de T_1 e a temperatura após a serpentina é chamada de T_2 . Considerando estas temperaturas como temperatura inicial e final temos o delta gerado pela serpentina, e podemos igualar ao erro para termos o valor de referência (T_{aq}) da malha de controle.

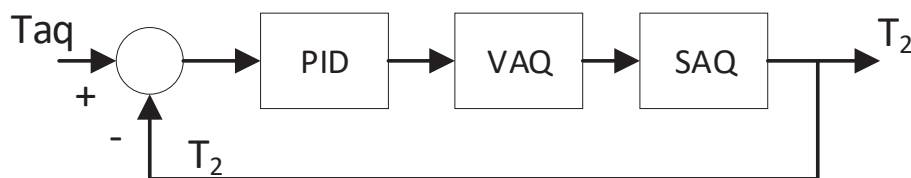
$$QS_{aq} = \dot{m}_{ar} \cdot 1,006 \cdot (T_2 - T_1) \quad (50)$$

$$T_2 = \frac{QS_{aq}}{\dot{m}_{ar} \cdot 1,006} + T_1 \quad (51)$$

$$T_{aq} = \frac{QS_{erro}}{\dot{m}_{ar} \cdot 1,006} + T_1 \quad (52)$$

Desta maneira que o controle PID se apresenta conforme Figura 63 em sua malha de controle:

Figura 63 - Malha de Controle Serpentina de Água Quente



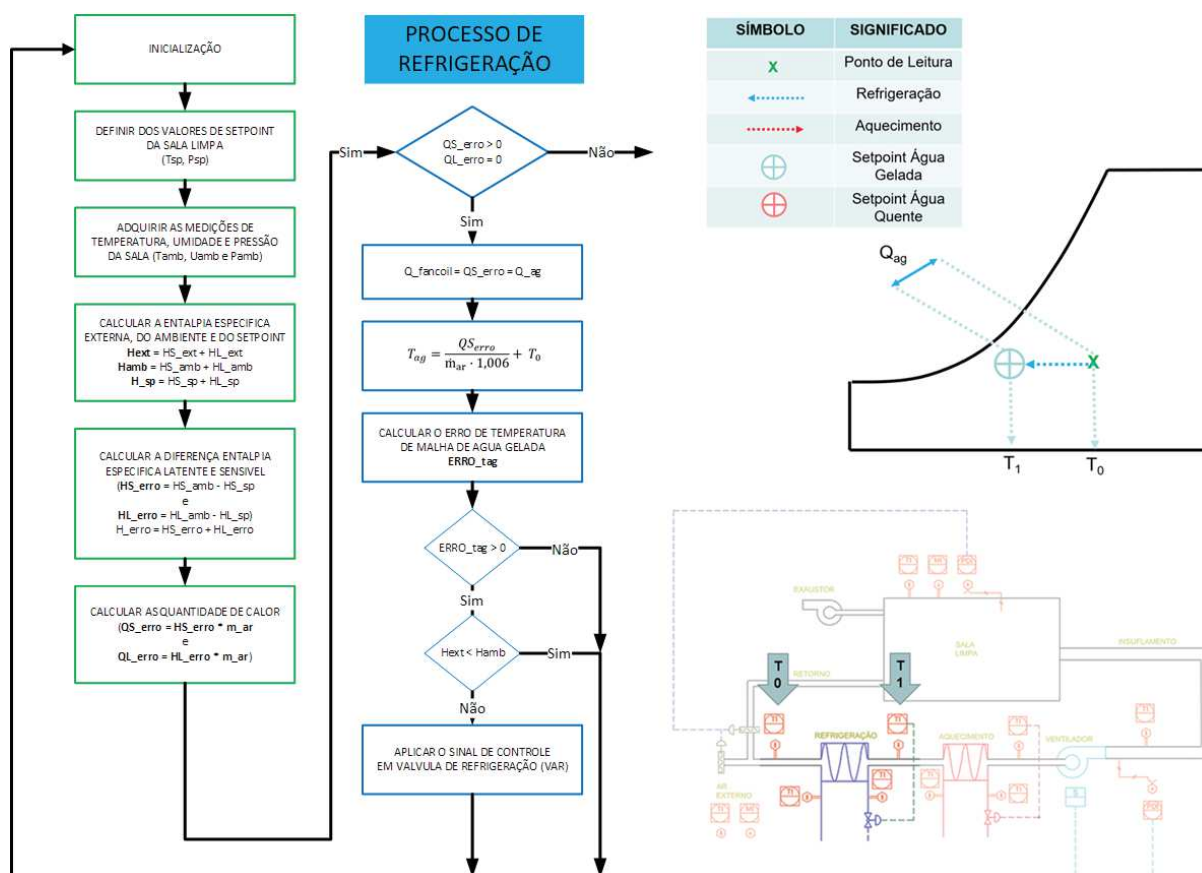
Fonte: Elaborado pelo autor.

Conforme explicado acima para o *fancoil* não é possível considerar uma massa fixa, visto que a quantidade de ar que passa pelo equipamento pode variar de acordo com a vazão mássica do *fancoil* (\dot{m}_{ar}).

4.6.3 Referência na Operação de Refrigeração

Para o ciclo de refrigeração há um acúmulo de energia junto a sala limpa, apresentando um Q_{erro} positivo. Assim como no aquecimento a mudança depende exclusivamente de calor sensível, pois há mudança apenas a alteração na temperatura, sem alteração de estado físico do vapor de água e muito menos dos componentes químicos do ar seco. A escolha do ciclo de controle acontece de acordo com o ilustrado na Figura 64.

Figura 64 - Pontos de Operação Refrigeração



Com base na instrumentação adotada e a fórmula de quantidade de calor podemos deduzir que a quantidade de calor de aquecimento (QS_{ag}).

$$QS_{ag} = \dot{m}_{ar} \cdot 1,006 \cdot (T_1 - T_0) \quad (53)$$

Pela instrumentação adotada a temperatura antes da serpentina de água gelada que é chamada de T_0 e a temperatura após a serpentina é chamada de T_1 . Considerando estas temperaturas como temperatura inicial e final temos o delta gerado pela serpentina, e podemos igualar ao erro para termos o valor de referência (T_{ag}) da malha de controle.

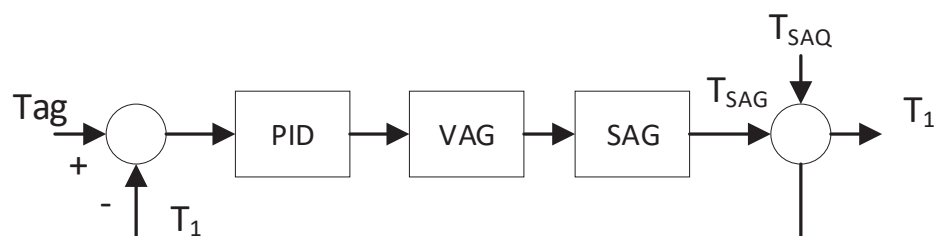
$$QS_{ag} = \dot{m}_{ar} \cdot 1,006 \cdot (T_1 - T_0) \quad (54)$$

$$T_1 = \frac{Q_{ag}}{\dot{m}_{ar} \cdot 1,006} + T_0 \quad (55)$$

$$T_{ag} = \frac{QS_{erro}}{\dot{m}_{ar} \cdot 1,006} + T_0 \quad (56)$$

Desta maneira que o controle PID se apresenta na seguinte malha de controle, ilustrada na Figura 65:

Figura 65 - Malha de Controle Serpentina de Água Gelada



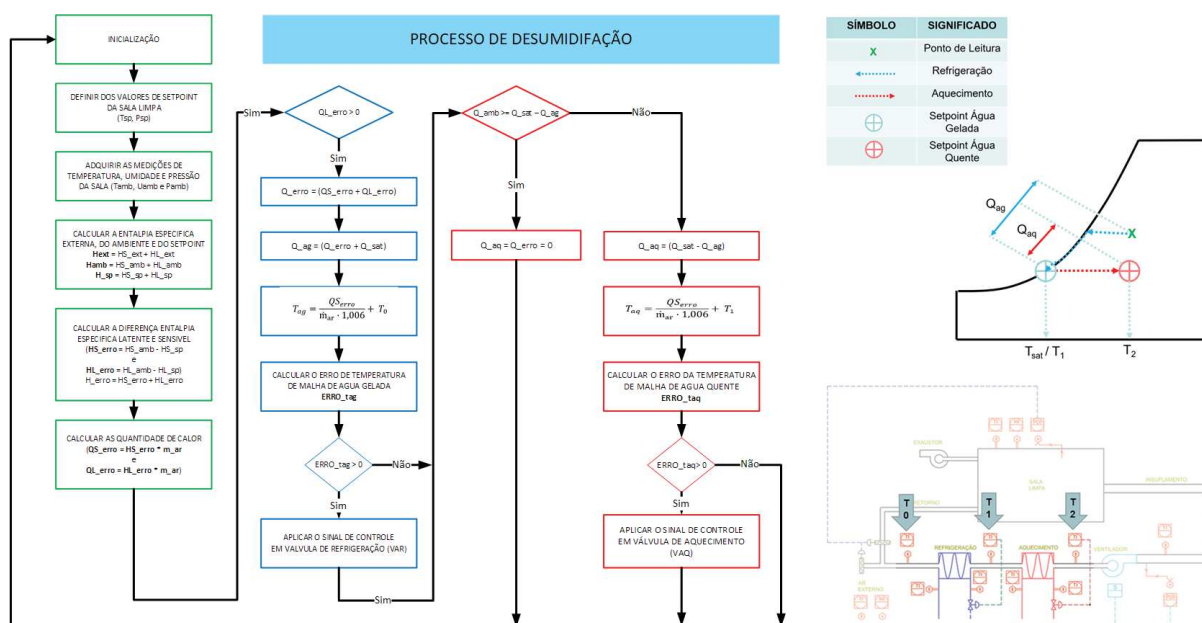
Fonte: Elaborado pelo autor.

Da mesma forma que na água quente a *fancoil* não pode considerar uma massa fixa, visto que a quantidade de ar que passa pelo equipamento pode variar de acordo com a vazão do *fancoil* (\dot{m}_{ar}).

4.6.4 Referências na Operação de Desumidificação

Para que se encontre no processo de desumidificação o valor de QL_{erro} será positivo devido a quantidade de calor latente excessivo no ambiente. A atuação da desumidificação do sistema HVAC, será realizada junto a válvula de água gelada. No entanto o controle deve monitorar a temperatura para reaquecer o ar novamente, trabalhando também com a válvula de água quente seguindo o fluxograma da Figura 66.

Figura 66 - Fluxograma de Controle Desumidificação



De acordo com a carta psicrométrica, para reduzir o vapor de água contido no ar úmido se necessita atingir a temperatura saturação do ar. Esta temperatura também é chamada de ponto de orvalho, devido ao vapor de água condensar próximo a estes valores. Está condensação, conforme já apresentado acontece na serpentina de água gelada.

Há alguns cuidados necessários para o controle proposto, como ter conhecimento que a relação psicrométrica no *fancoil* na busca pela diminuição da umidade, irá refletir no ambiente de forma acoplada na temperatura e nas demais malhas. Outra consideração importante, é que não se pode reduzir a temperatura no ambiente próxima ao ponto de orvalho, pois a sala limpa ficaria fora dos valores de projeto, condensando o vapor de água junto ao ambiente, o que é nocivo ao processo. Por isso, o ponto de orvalho deve ser atingido junto a serpentina de água gelada que diminui a temperatura próxima a este valor. Para obter o valor desejado de T_1 , sendo a variável controlada, é necessário o valor de temperatura de ponto de orvalho ou temperatura de saturação (T_{sat}), segundo a equação proposta por Pedersen e Duraj (2015) demonstrada na equação (57).

$$T_{sat} = \left(\frac{UR_{amb}}{100} \right)^{\frac{1}{8}} \cdot (112 + 0,9 \cdot T_0) + (0,1 \cdot T_0) - 112 \quad (57)$$

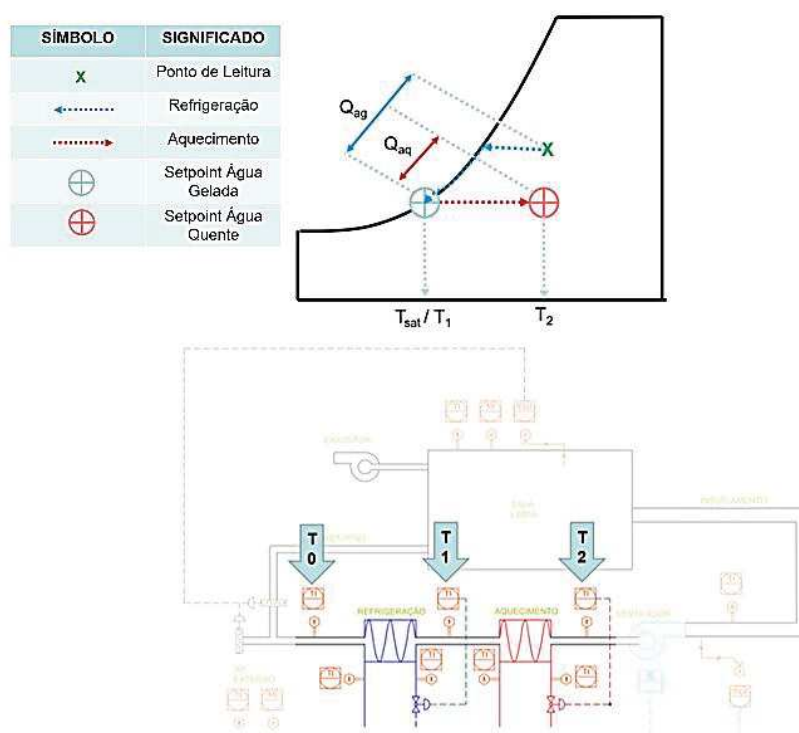
Para o cálculo, é considerado a temperatura antes da serpentina (T_0), que é a temperatura ambiente misturada com o ar externo.

O valor de temperatura calculado na equação (57), será o *setpoint* para a malha da válvula de água gelada, que deve buscar o valor T_1 até que esteja próximo do valor de T_{sat} , admitido como o nosso valor de *setpoint* para a serpentina de água gelada (T_{ag}), conforme apresentado na equação (58).

$$T_{ag} = T_{sat} \quad (58)$$

Posteriormente a passagem do ar pela serpentina de água gelada, o ar precisa reaquecer junto a serpentina de água quente. O valor de referência para aquecimento (T_{aq}), tem como variável controlada a temperatura de saída da serpentina de água quente (T_2).

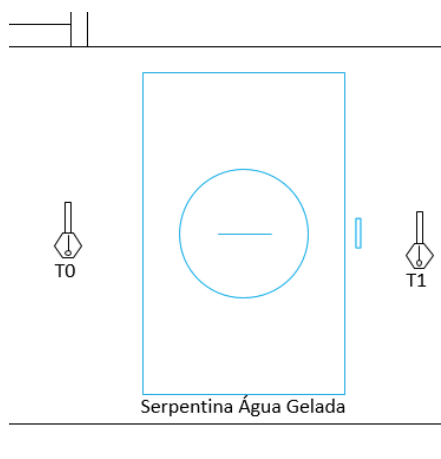
Figura 67 - Pontos de operação Desumidificação



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para quantificar a referência de água quente (T_{aq}) deve se ter como base a instrumentação instalada, de acordo com as leituras de temperatura antes e depois da serpentina de água gelada, denominadas de T_0 e T_1 respectivamente.

Figura 68 - Serpentina de Água Gelada



Fonte: Elaborado pelo autor.

De posse destas temperaturas é inferir a quantidade de calor sensível instantâneo da serpentina de água gelada, segundo a equação (59) a seguir.

$$QS_{ag} = \dot{m}_{ar} \cdot 1,006 \cdot (T_1 - T_0) \quad (59)$$

O controle estruturado que coloca a serpentina de água quente posterior a de água gelada em relação ao fluxo de ar, permite que seja mensurado a quantidade de energia que o aquecimento (Q_{aq_sp}) deve repor ao sistema a energia retirada pela refrigeração, seguindo a equação (60).

$$Q_{aq_sp} = QS_{ag} \quad (60)$$

É condição que a o sistema esteja em processo de desumidificação, ou seja, que o erro de calor latente esteja positivo ($QL_{erro} > 0$). Portanto, o algoritmo busca o valor quantidade de calor que a serpentina de água gelada deve retirar do ar, e comparar com valor que deve ser repostado pelo aquecimento.

4.7 SINTONIA DAS MALHAS DE CONTROLE

Para que seja implementada a melhor estratégia de controle, as malhas são observadas de maneira separada para os respectivos controladores PIDs. As características de cada trocador de calor, fornecem as funções de transferência de cada modelo e através das ferramentas do *Control Station* e *PID Tunning* do MATLAB, é possível realizar a sintonia dos controladores PID. Os modelos permitem obter os valores de ganhos PID de acordo com a intensidade de busca da referência desejada, se moderada ou agressiva. Para ambos os trocadores de calor se optou por uma sintonia moderada, visto que o sistema no seu estado normal de funcionamento, não tem mudanças bruscas de referência. Para a sintonia, a técnica IMC (*Internal Model Control*) foi utilizada conforme será apresentado a seguir.

4.7.1 Condições dos Ensaios de Resposta ao Impulso

Para a determinação dos modelos necessários para a sintonia, foi realizado um ensaio de resposta ao impulso para cada trocador de calor. Na oportunidade a variável manipulada foi forçada a 50% e as temperaturas de saída para cada serpentina, tiveram os seus valores coletados para posterior análise. Para a água gelada o valor considerado, foi a temperatura T1 e para a serpentina de água quente foram coletados os valores de T2.

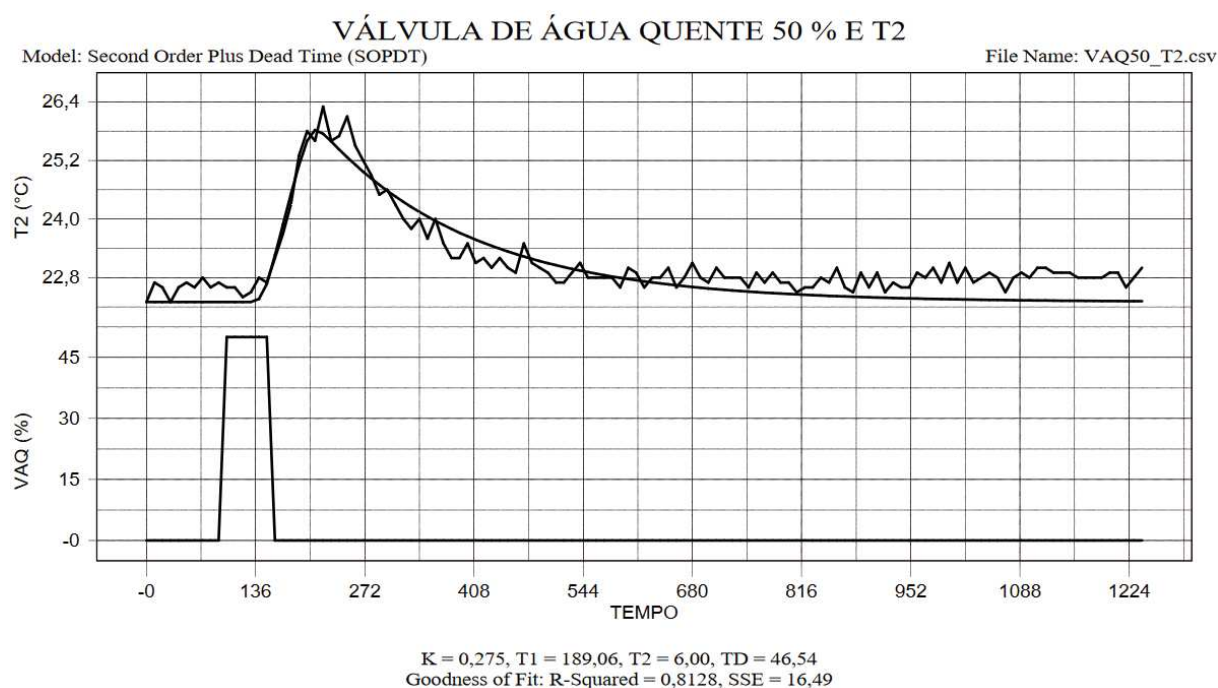
Se optou pela estimação de um modelo de segunda ordem para que também fosse considerada a inércia térmica após a retirada de atuação da válvula, com uma função de transferência de dois polos. Também se optou por ganhos PID pouco agressivos, dada a dinâmica lenta do sistema e o objetivo principal de economia de energia. Após os ensaios levantamento do sistema e sintonia, foram adquiridos os seguintes resultados.

4.7.2 Sintonia da Malha de Temperatura para Serpentina de Água Quente

Para que seja levantado o modelo da serpentina de água quente, foram adotados os mesmos procedimentos de estabilização da temperatura do ar do sistema. Foi deixado o ar circulando entre o *fancoil* e a sala limpa, com as duas válvulas totalmente fechadas. Após a homogeneização dos valores de temperatura,

foi realizado o impulso junto ao sistema de água quente, onde foi mantido por volta de 50 segundos a válvula de água quente (VAQ), forçada a 50 % de sua capacidade. Com a coleta dos valores da temperatura após a serpentina, representada pelo sensor T2, se obteve os seguintes resultados, apresentados na Figura 69, com a ajuda do software *Control Station*.

Figura 69 - Ensaio de Resposta ao Impulso Serpentina de Água Quente



Fonte: Elaborado pelo autor.

Se percebe pelo gráfico que a temperatura de estabilização ficou em torno de 23 °C, apresentando um valor máximo de 26,4 °C. Estes testes e os valores de temperatura foram possíveis devido aos ambientes não estarem em operação.

Com uma aproximação de 81,28 % do modelo real em comparação ao estimado, se obteve a seguinte função de transferência para o sistema de água quente, representada na equação (61).

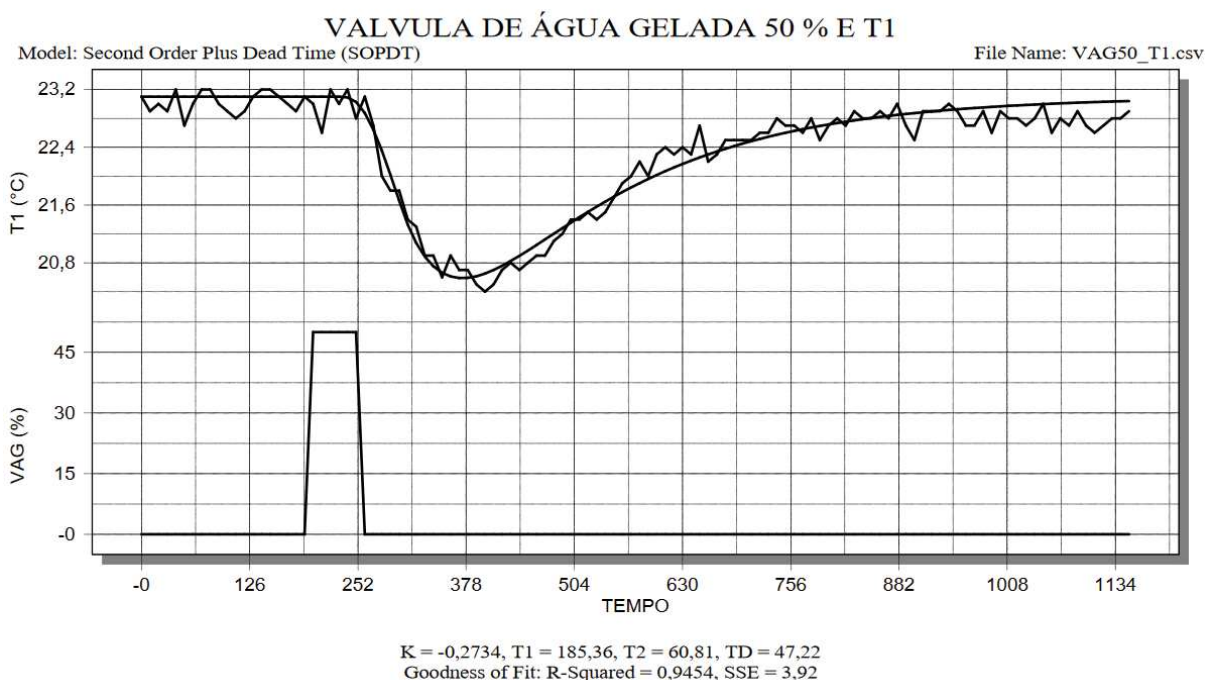
$$G_{VAQ} = \frac{-0,275 \cdot e^{-46,5 \cdot s}}{1134 \cdot s^2 + 195,1 \cdot s + 1} \quad (61)$$

De posse da função de transferência da serpentina de água quente é possível aplicar técnicas de sintonia IMC, que pode ser realizada via ferramenta computacional, fornecendo os valores de ganhos a serem inseridos no controlador PID.

4.7.3 Sintonia da Malha Temperatura para Serpentina de Água Gelada

Para que seja realizado o ensaio de resposta ao impulso foram tomados alguns cuidados para a certificação dos resultados. Durante um período foi deixado o sistema circulando o ar entre sala limpa e *fancoil*, no intuito de estabilização de todos os valores de temperatura coletados internos ao ambiente e *fancoil*. Essa etapa preliminar foi realizada com ambas as válvulas de água quente e gelada fechadas, com isso se garantiu as serpentinas não tinham fontes que interferissem no ensaio. Uma vez estabilizados os valores em torno de 23 °C, foi dado o impulso na válvula em um tempo de 50 segundos com o percentual de metade de sua atuação (50 %). Através do software *Control Station*, apresentou os seguintes resultados conforme Figura 70.

Figura 70 - Ensaio de Resposta ao Impulso Serpentina de Água Gelada



Fonte: Elaborado pelo autor.

Após retirado o impulso da válvula de água gelada e retornando o fechamento de ambas as válvulas se esperou até o tempo de estabilização, novamente em torno do valor de 23 °C, similar ao início do impulso.

Como base nos resultados se obteve uma função de transferência com aproximação de 94,54 % do real, representada na equação (62).

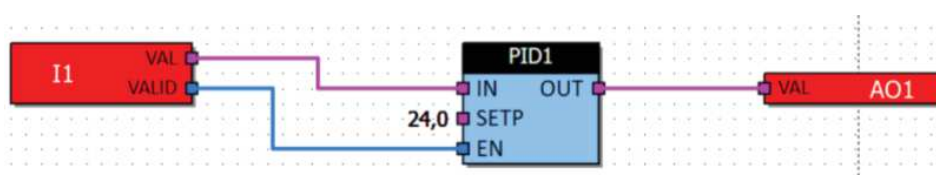
$$G_{VAG} = \frac{-0,275 \cdot e^{-46,5 \cdot s}}{1,127 \cdot 10^{-4} \cdot s^2 + 246,2 \cdot s + 1} \quad (62)$$

De posse da função de transferência é possível aplicar técnicas de sintonia IMC, que pode ser realizada via ferramenta computacional, fornecendo os valores de ganhos a serem inseridos no controlador PID, da válvula de água gelada.

4.8 IMPLEMENTAÇÃO EM DIAGRAMA DE BLOCOS FUNCIONAIS

Uma vez definidas as rotinas de controle, estas devem ser implementadas no CLP. O ITT Chip dispõe de controladores do fabricante Mercato, que tem foco dedicado a linha de controle em sistemas HVAC. Os controladores utilizam linguagem própria e customizada de alto nível via diagrama de blocos, conforme ilustrado na Figura 71 (MERCATO, 2015).

Figura 71 - Diagrama de Blocos



Fonte: Mercato (2015)

A proposta da linguagem de diagrama de blocos é fornecer uma interface, mais amigável para a configuração, porém geram certas limitações quando a escrita direta nos controladores pela limitação dos blocos oferecidos. Dentre os seus blocos, são disponibilizados dois tipos de controle PID, sendo o convencional e o padrão ISA, por

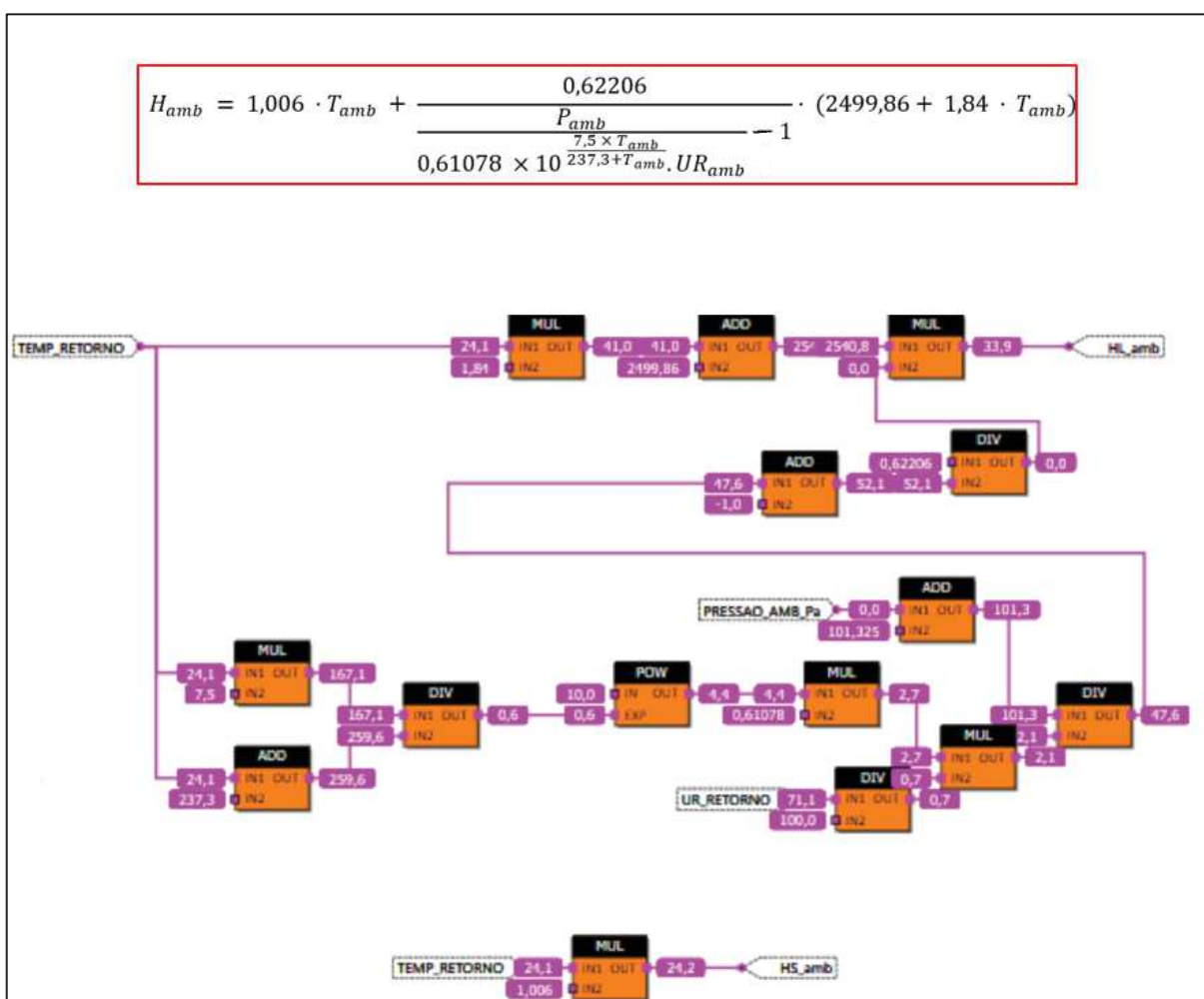
isso é importante o foco dos estudos nesses modelos para implementação das estratégias de controle.

A lógica foi expressa em blocos funcionais através do software de programação disponibilizado pelo fabricante, com todas as rotinas de controle. Nesta dissertação, não é possível inserir todas as rotinas de controle, mas serão apresentadas nesta secção as implementações de certas rotinas.

4.8.1 Cálculo das Entalpias por Diagrama de Blocos

Conforme apresentado anteriormente, a entalpia pode ser calculada com as leituras de pressão, temperatura e umidade relativa ambiente. A inserção no diagrama de bloco para estes cálculos é adquirida conforme ilustrado na Figura 72.

Figura 72 - Cálculo de Entalpia Ambiente por Diagrama de Blocos



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 72 é possível observar que há uma divisão entre a entalpia sensível (HS_{amb}) e a entalpia latente (HL_{amb}), que somadas demonstram o valor próximo a uma carta psicrométrica tradicional. Habitualmente as cartas psicrométricas consideram as grandezas ao nível do mar onde a pressão atmosférica é 1 atm ou 101,325 kPa. Para o cálculo da entalpia na sala, a leitura do sensor de pressão é acrescida da atmosférica considerada, se ao nível do mar ou da cidade de São Leopoldo que pode variar com o tempo conforme demonstrado pelo INPE (2019), conforme ilustrado na Figura 52.

5 RESULTADOS E ANÁLISES

A presente secção pretende demonstrar os resultados obtidos perante os testes de seguimento de referência e de rejeição de perturbação. Sendo estes testes separados em cenários diferentes, conforme será elucidado a seguir.

5.1 SISTEMA PROPOSTO

Para realização dos testes de seguimento de referência todos os valores de instrumentação foram armazenados e posteriormente analisados. A seguir encontra-se detalhado os procedimentos realizados e resultados obtidos.

5.1.1 Seguimento de Referência

Para a busca das referências foram utilizados os valores de *setpoint* para cada trocador de calor e a coleta das temperaturas após as serpentinas, seguindo os valores calculados de acordo com o apresentado anteriormente. Para os testes de aquecimento e refrigeração os valores de temperatura da sala (T_{sala}) foram levados a valores extremos ao ciclo que seria testado.

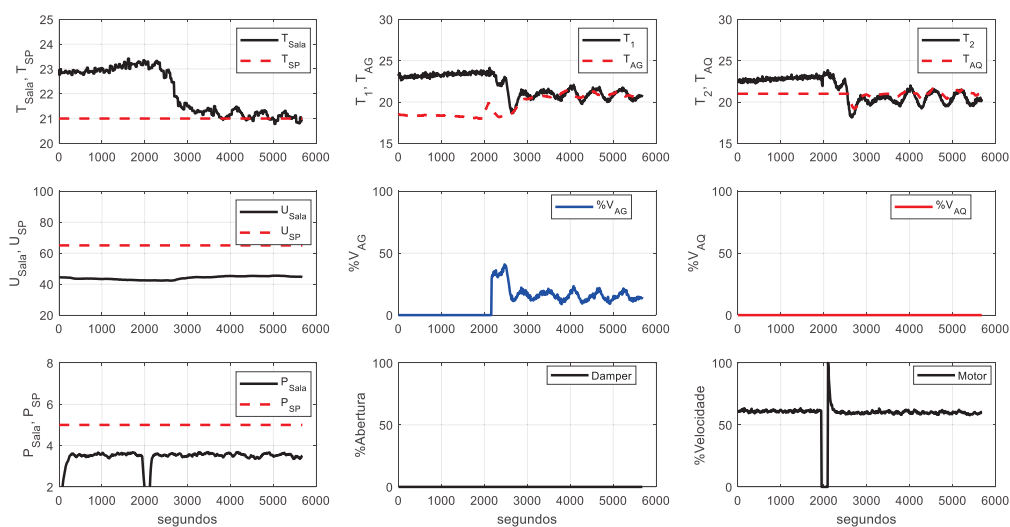
Para os ensaios de aquecimento e refrigeração, o *damper* de ar externo foi totalmente fechado, para assegurar que a busca seja realizada exclusivamente pelo equipamento e não pela sucção do ar externo. Por este motivo a pressão ambiente não fica próxima ao seu valor de referência de 5 Pa, conforme detalhado a seguir

5.1.1.1 Seguimento de Referência – Ciclo de Refrigeração

Na refrigeração os valores iniciais para os testes estavam em torno de 24 °C. Antes do início dos testes, o *fancoil* foi desligado para que os cálculos PID fossem resetados, o que garante que ação de controle seja calculada a partir do momento que se inicia o ensaio. Pelo motivo do desligamento do *fancoil* se nota uma oscilação na pressão ambiente próximo ao tempo de 2000 segundos quando o ensaio foi iniciado.

A Figura 73 mostra o ensaio de refrigeração onde a temperatura da sala estava próxima de 24 °C, no tempo de 2000 segundos quando o ensaio foi iniciado.

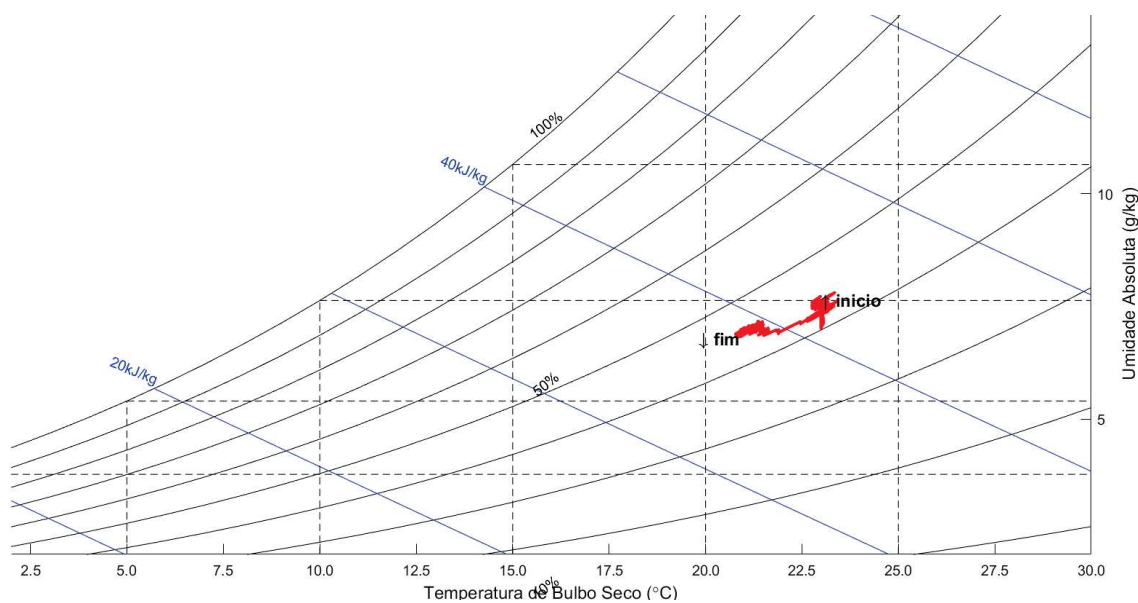
Figura 73 - Busca de Referência para Refrigeração



Fonte: Elaborado pelo autor.

Conforme pode ser observado na Figura 73, no período de 3000 segundos, o controle atinge a referência, aproximadamente 17 minutos após o ensaio ter sido iniciado. As grandezas psicrométricas se comportaram de acordo com a Figura 74.

Figura 74 - Caminho Carta Psicrométrica Refrigeração



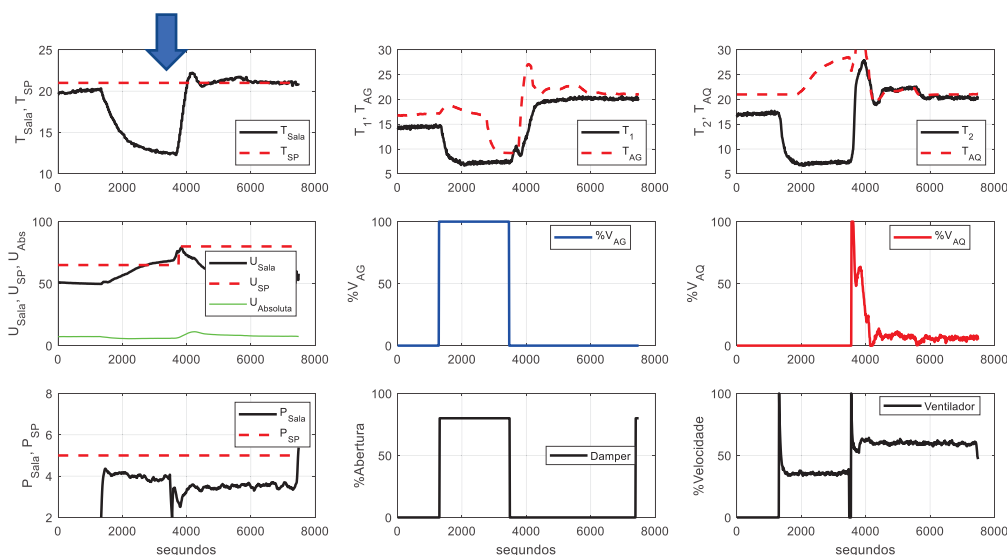
Fonte: Elaborado pelo autor.

A ação de controle junto a válvula de água gelada (V_{AG}) também se mostrou satisfatória, pela sintonia pouco agressiva adotada, permanecendo com sua abertura abaixo de 50 % da capacidade.

5.1.1.2 Seguimento de Referência – Ciclo de Aquecimento

Para o seguimento de referência do aquecimento a temperatura da sala limpa foi deixada em um valor inicial próximo a 14°C . Na Figura 75 se percebe que o sistema foi deixado em malha aberta, com a válvula de água gelada em 100 % de sua capacidade. O objetivo é que seja testada não só a busca por referência, mas também o comportamento do sistema perante a valores críticos de temperatura, simulados nesta situação. Para o ciclo de refrigeração não podemos fazer este teste de valor crítico, pois temperaturas elevadas danificam os equipamentos atualmente dispostos internamente nas salas, por isso a escolha do ciclo de aquecimento. A Figura 75 mostra o ensaio realizado para o aquecimento, que tem seu início sinalizado pela seta, conforme pode ser visto a seguir.

Figura 75 - Seguimento Referência Aquecimento



Fonte: Elaborado pelo autor.

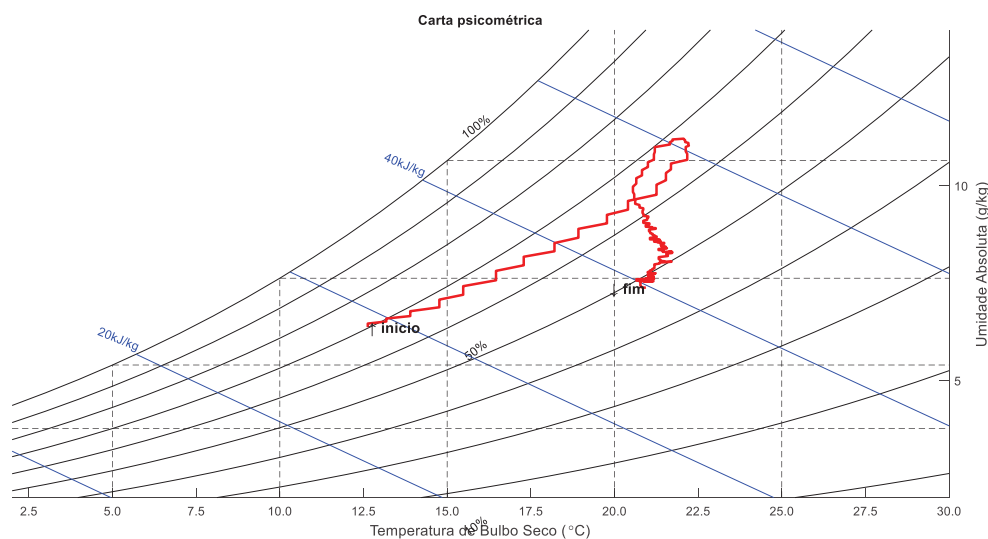
A busca pela pressão ambiente deve ser desconsiderada neste ensaio, pois similar ao realizado no ensaio de refrigeração, o *damper* de ar externo foi fechado para garantir que a busca seja realizada pelo controle unicamente, sem a interferência

do meio externo junto ao equipamento. Antes de iniciarmos os testes o ventilador foi desligado por alguns segundos para que os cálculos PID de incremento da saída sejam zerados, visto que no período anterior os atuadores foram forçados para criar as condições iniciais de testes já citadas.

É possível observar que antes de iniciar os testes, a umidade relativa tem um acréscimo devido à baixa temperatura da sala e proximidade com o ponto de saturação. Ao iniciar o teste de aquecimento se percebe um pequeno acréscimo na umidade absoluta, que é característica do aumento de temperatura e aumento do volume específico do ar, que abre mais lacunas no ar seco para fontes de umidades provenientes do ciclo do sistema HVAC.

Também deve ser desconsiderado na Figura 75, o seguimento de referência da água gelada, pelo fato da carga térmica solicitar uma temperatura elevada e a válvula estar em seu limite de controle com o total fechamento. A relação destas grandezas psicrométricas é visualizada na Figura 76, considerando a partir do início do ensaio de aquecimento.

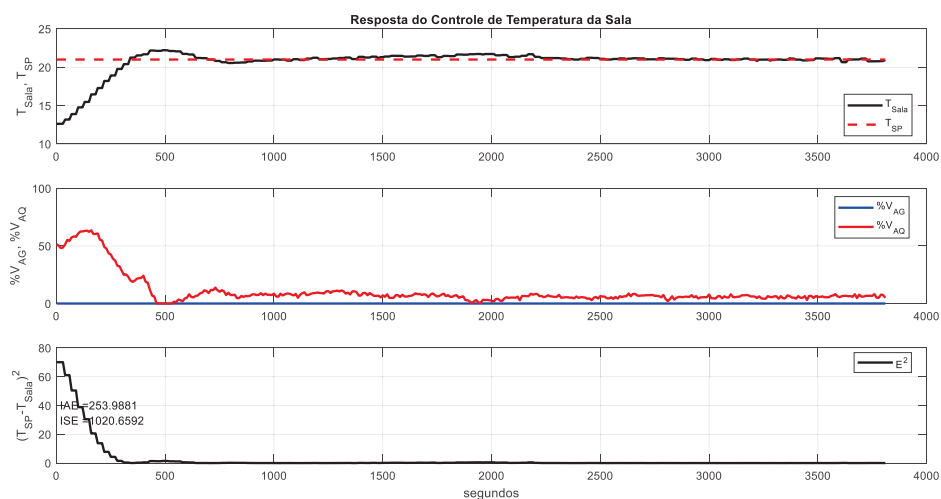
Figura 76 - Carta Psicrométrica Aquecimento



Fonte: Elaborado pelo autor.

Considerando apenas o ciclo de aquecimento que é o foco do ensaio, se percebe existe a busca da referência de forma satisfatória, conforme pode ser observado na Figura 77.

Figura 77 - Ensaio Aquecimento Comparativo de Erro



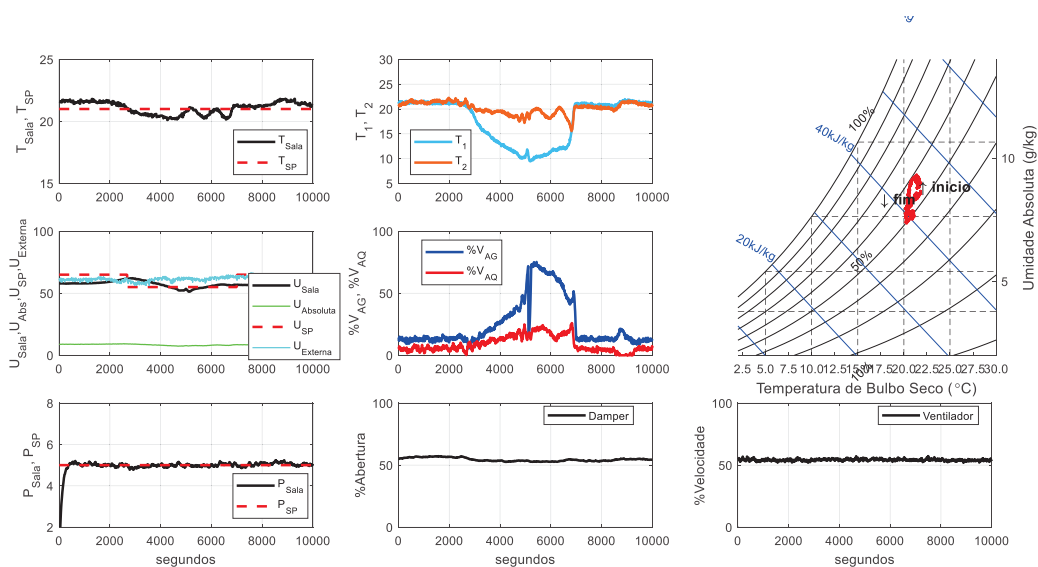
Fonte: Elaborado pelo autor.

A situação anormal criada no início do teste exigiu maior atuação da válvula de água quente e a temperatura apresentou um *overshoot* não significativo com valor máximo 22,2 °C, o que representa 5,71 % do valor de *setpoint*. Posteriormente a isso, passados 15 minutos do início do ensaio o sistema encontrou a estabilidade e se manteve operando no valor desejado de forma satisfatória, o erro praticamente nulo.

5.1.1.3 Seguimento de Referência – Ciclo de Desumidificação

Os testes de desumidificação são os mais complexos de serem realizados, devido da dependência do meio externo para que se tenha valores iniciais para a busca de referência do controle. Para que sejam realizados os testes o valor de referência foi alterado de 65 % para 55 % de umidade relativa e apresentou os valores psicrométricos conforme Figura 78.

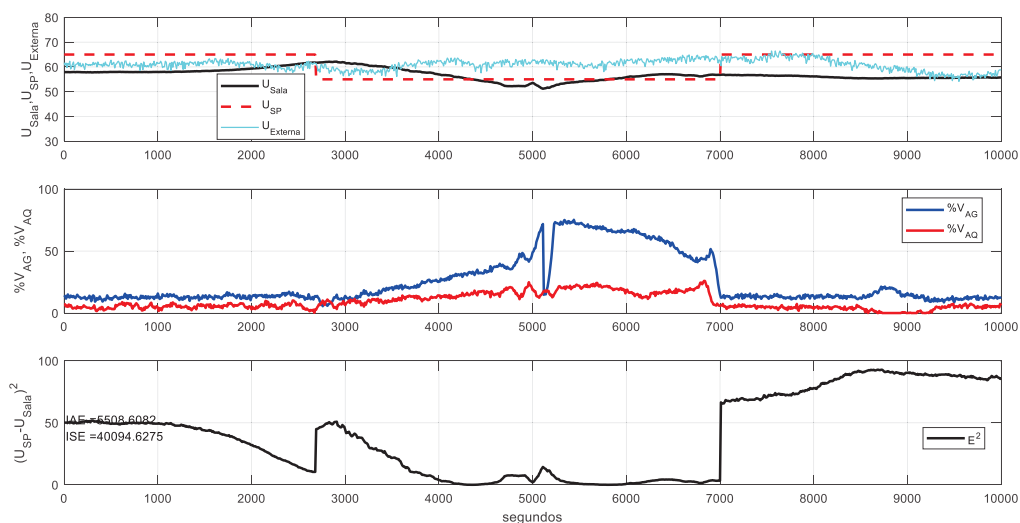
Figura 78 - Busca da Referência de Desumidificação Sala Limpa



Fonte: Elaborado pelo autor.

Em uma análise das demais variáveis é possível observar que a temperatura interna a sala apresentou o valor mínimo de 20,11 °C, o que é menos de 1 °C em relação ao valor de referência de 21 °C. Essa redução de perturbação na malha de temperatura, se deve ao controle da malha de aquecimento repor o calor sensível retirado na serpentina de água gelada. Isto comprova que o cálculo de cargas térmicas individuais é realizado de forma aceitável e mantém o controle operando com perturbações minimizadas. A Figura 79, ilustra a busca pela referência (U_{sp}) da umidade relativa na sala (U_{sala}).

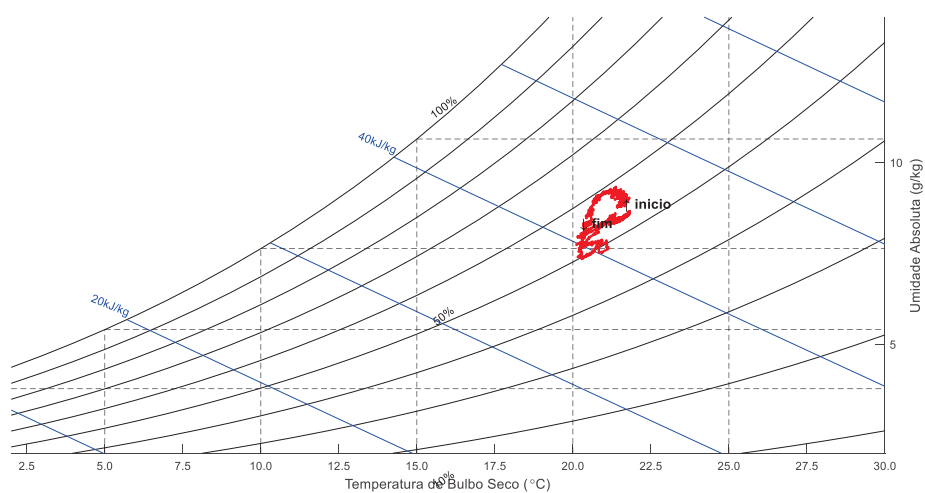
Figura 79 - Busca de Referência do Ciclo de Desumidificação



Fonte: Elaborado pelo autor.

Se percebe que o sistema encontra a referência de umidade passados 15 minutos da troca de *setpoint*. Existe certo esforço de controle com as duas malhas, de aquecimento água gelada e quente trabalhando em conjunto para manter as variáveis psicrométricas, nos valores desejados. Porém junto a sala não existe mudanças bruscas no controle, ilustradas na Figura 80.

Figura 80 - Desumidificação e o Percurso na Carta Psicrométrica



Fonte: Elaborado pelo autor.

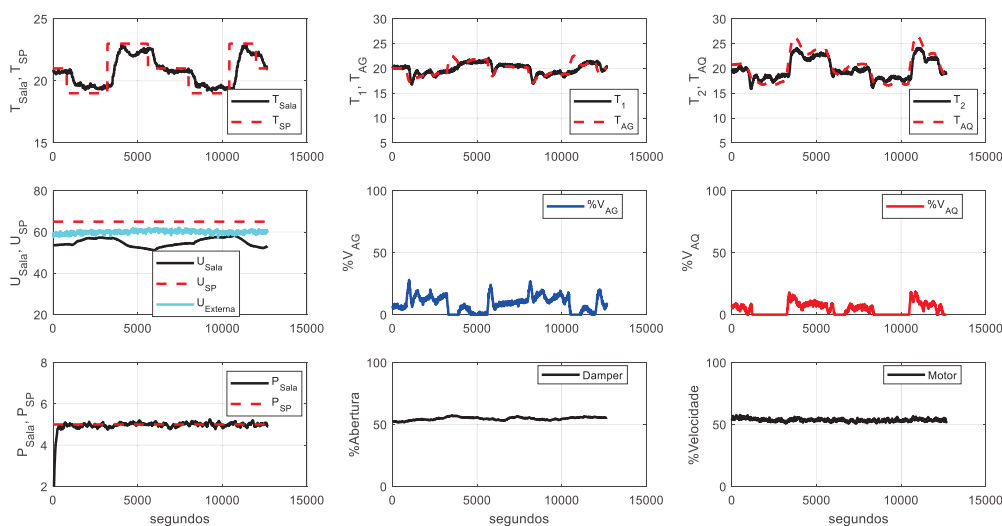
A Figura 80 mostra que a umidade absoluta sofreu um leve acréscimo no início do ciclo e após teve seu valor reduzido até o valor desejado a sala, atuando de maneira satisfatória.

5.1.2 Comportamento na Troca de Referência de Temperatura

Na busca de referência, é importante que o controle realize os cálculos de maneira satisfatória em tempo de alteração para cada trocador de calor. Para que seja verificada a conformidade de troca de referência e resposta do controle a estas perturbações de *setpoint*, foi realizado ensaio onde o *setpoint* era trocado de hora em hora. Os saltos entre os valores de *setpoint* chegavam a 6 °C, conforme pode ser observado na Figura 81.

Outro ponto importante é que nos testes de seguimento de referência anteriormente realizados e já descritos, o *dampner* de ar externo é fechado. Neste ensaio, porém todas as malhas estão fechadas e trocando apenas os valores de *setpoint* para a sala.

Figura 81 - Segmento de Troca de Referência para Temperatura

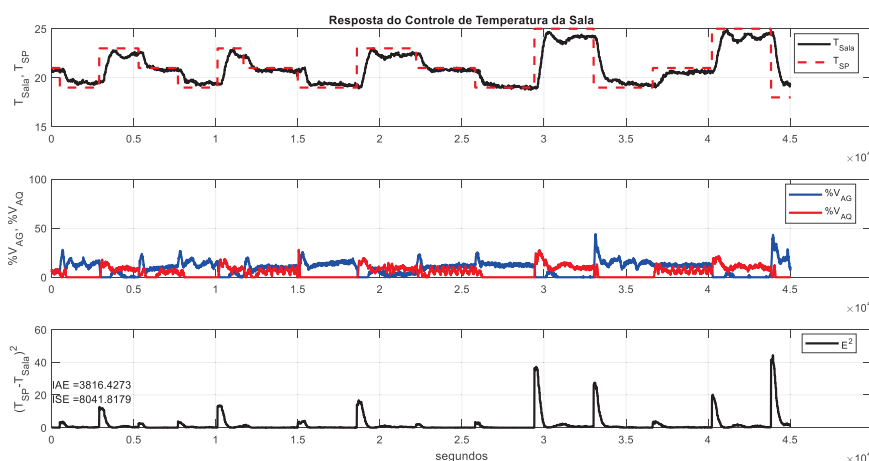


Fonte: Elaborado pelo autor.

As leituras dos parâmetros demonstram que a busca pelo valor desejado acontece de maneira satisfatória. Em representação de linha de tempo do mesmo

ensaio, a Figura 82 demonstra os indicadores de erro, que não apresentaram valores de significativos perante o sistema e seu controle. Se percebe uma mudança maior representatividade quando existe a troca de *setpoint* (T_{sp}), mas posterior a isto se mantém estável.

Figura 82 - Busca da Referência de Temperatura Sala Limpa



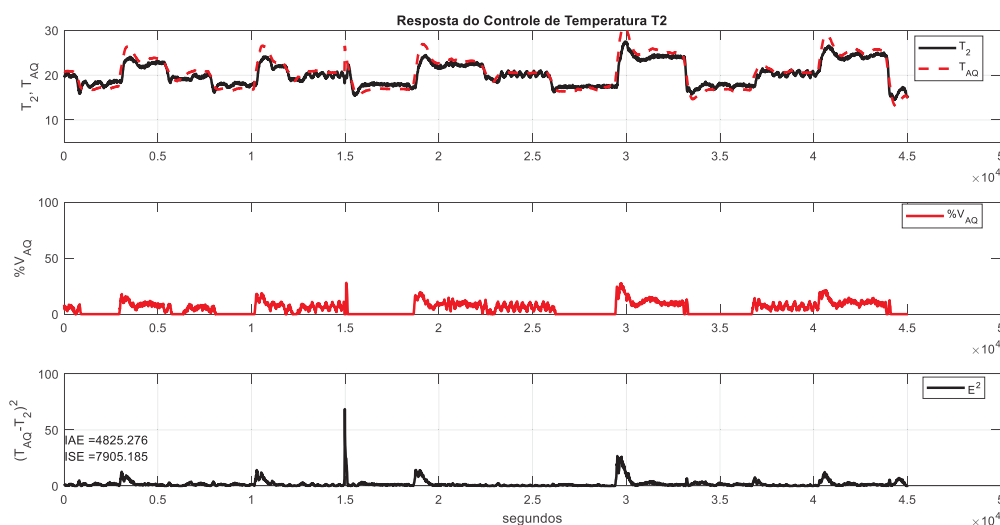
Fonte: Elaborado pelo autor.

As válvulas de água gelada (V_{ag}) e quente (V_{aq}) também tem o seu percentual de abertura em valores abaixo de 50 % de capacidade, mesmo quando o valor de referência (T_{sp}) tem uma troca brusca. Nos próximos itens, é possível observar na Figura 82 e Figura 83, os detalhes da busca pelo *setpoint* e a atuação das válvulas em cada trocador de calor, assim como o seguimento individual segundo as cargas térmicas separadas e cálculos conforme anteriormente apresentado.

5.1.2.1 Comportamento na Troca de Referência – Ciclo de Aquecimento

Os valores para cada trocador de calor do sistema HVAC, também foram comparados aos valores desejados e coletados junto ao ambiente, demonstrando a busca individual, conforme pode ser observado na Figura 83 para a serpentina de água quente.

Figura 83 - Busca da Referência Serpentina de Água Quente



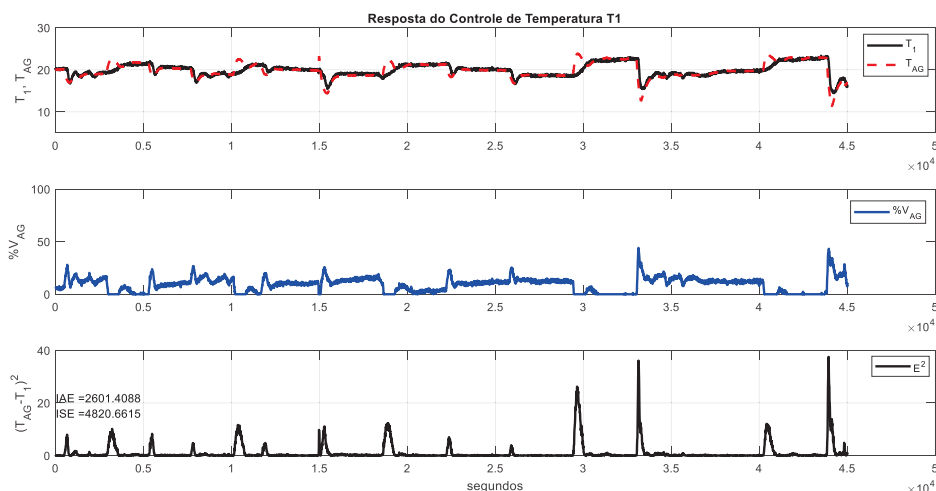
Fonte: Elaborado pelo autor.

Se percebe pouco esforço do controle em manter os valores desejados e os indicadores de erro não apresentam valores significativos, em exceção aos momentos em que é trocado o *setpoint* da sala.

5.1.2.2 Comportamento na Troca de Referência – Ciclo de Refrigeração

Na Figura 84 é possível acompanhar que nenhum momento as válvulas trabalharam próximo a sua saturação com abertura em 100 %. Isto significa que as ações de controle estão satisfatórias e que foram reduzidas as perturbações entre as malhas. Conforme pode ser observado na Figura 84 representando a busca dos valores de referência junto a serpentina de água gelada.

Figura 84 - Busca da Referência Serpentina de Água Gelada



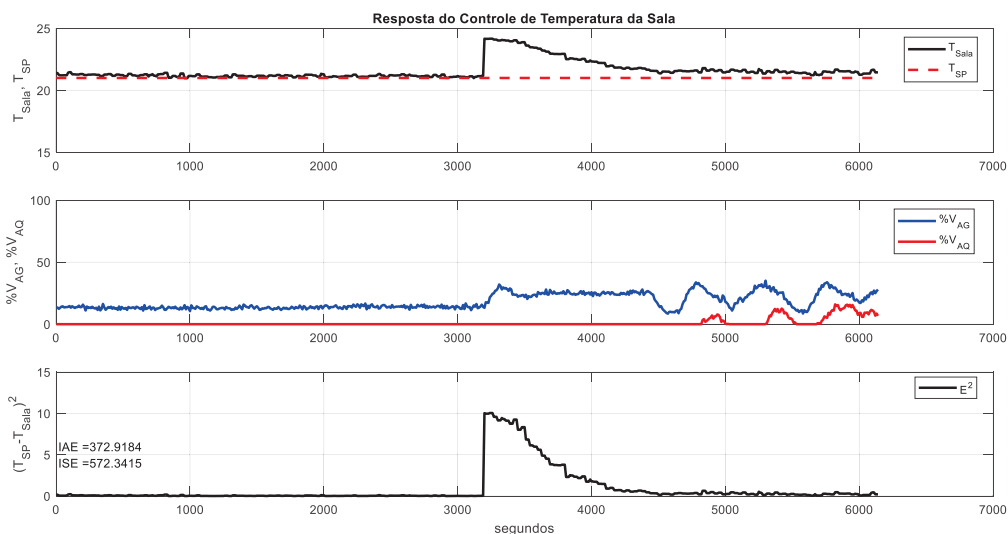
Fonte: Elaborado pelo autor.

Na serpentina de água gelada se percebe que a busca da referência é realizada de maneira satisfatória. Os indicadores de erro mostram maior esforço de controle quando há troca de *setpoint*, porém é algo aceitável visto que o sistema não pode aquecer em bordas de subida da referência da sala, e há maior esforço de controle para a retirada de energia em ciclo de refrigeração. De toda maneira após o momento de troca de *setpoint* da sala o sistema se manteve estável.

5.1.3 Rejeição de Perturbações

Para a realização dos testes de rejeição de perturbação se escolheu um período onde há apenas o controle de temperatura com *setpoint* de umidade atendido.

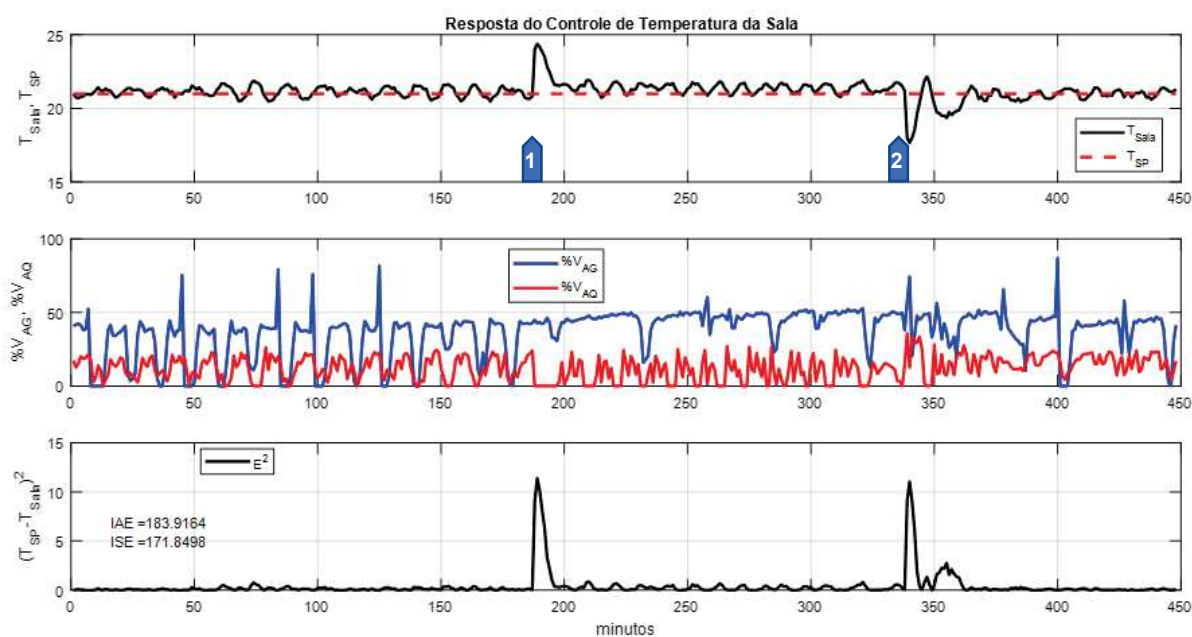
Figura 85 - Rejeição de Perturbação em Controle de Temperatura



Fonte: Elaborado pelo autor.

Em um segundo cenário a perturbação foi disposta no ciclo onde existe maior possibilidade de erros quanto a distúrbios, que é o ciclo de desumidificação. No momento 1 a temperatura ambiente sofreu um acréscimo de 3 °C, e posteriormente a isto conseguiu eliminar a perturbação imposta.

Figura 86 - Rejeição de Perturbação para Temperatura em Desumidificação

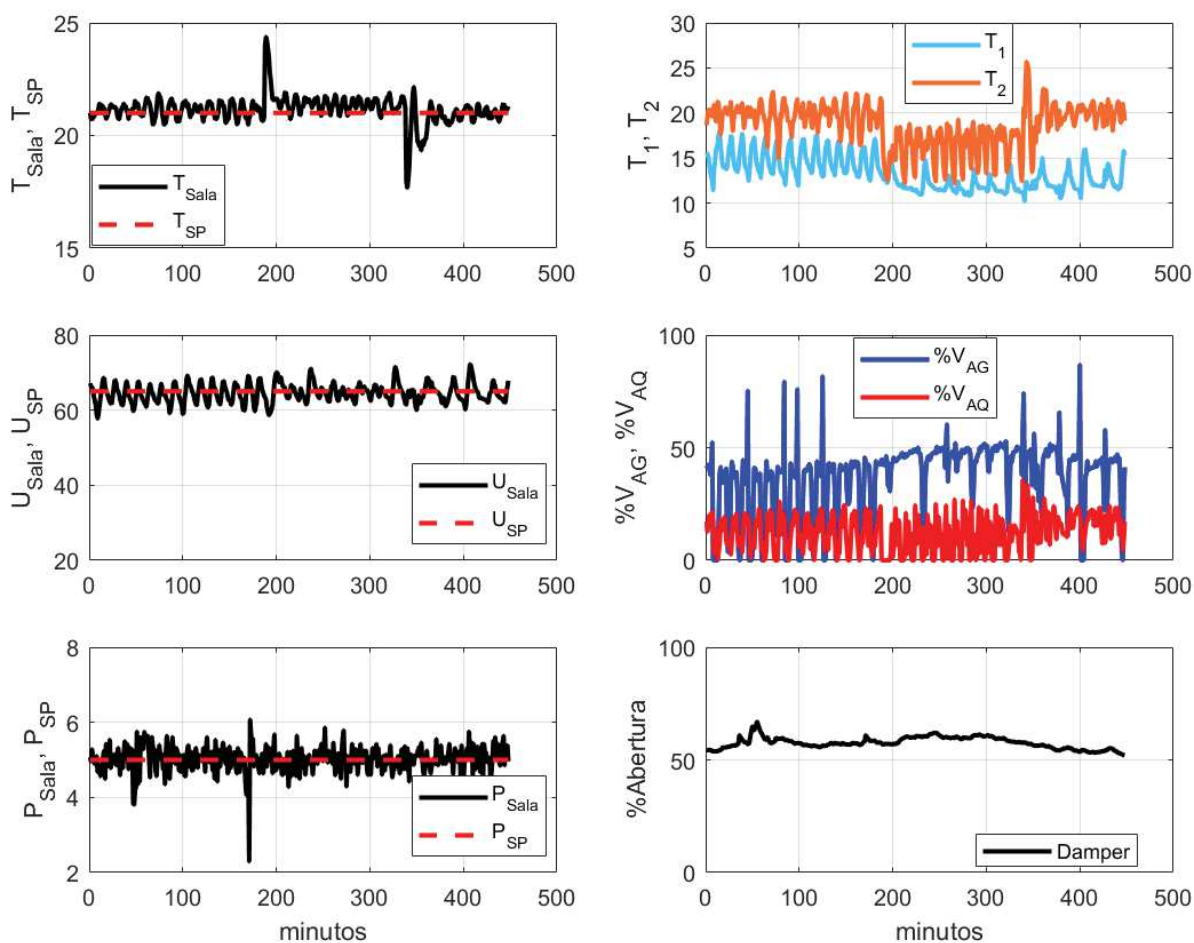


Fonte: Elaborado pelo autor.

No momento 2 quando a perturbação foi retirada se percebe o sistema também consegue eliminar e retornar seu curso próximo ao valor de referência.

A Figura 87 mostra uma visão mais ampla com as demais variáveis incluindo as temperaturas de cada serpentina – T_1 , para água gelada e T_2 , para água quente.

Figura 87 - Atuação na Rejeição de Perturbação em Desumidificação



Fonte: Elaborado pelo autor.

Se percebe a mudança dos valores de T_1 e T_2 sem que ocorra mudanças drásticas nas variáveis manipuladas, comprovando a rejeição de perturbação de maneira satisfatória.

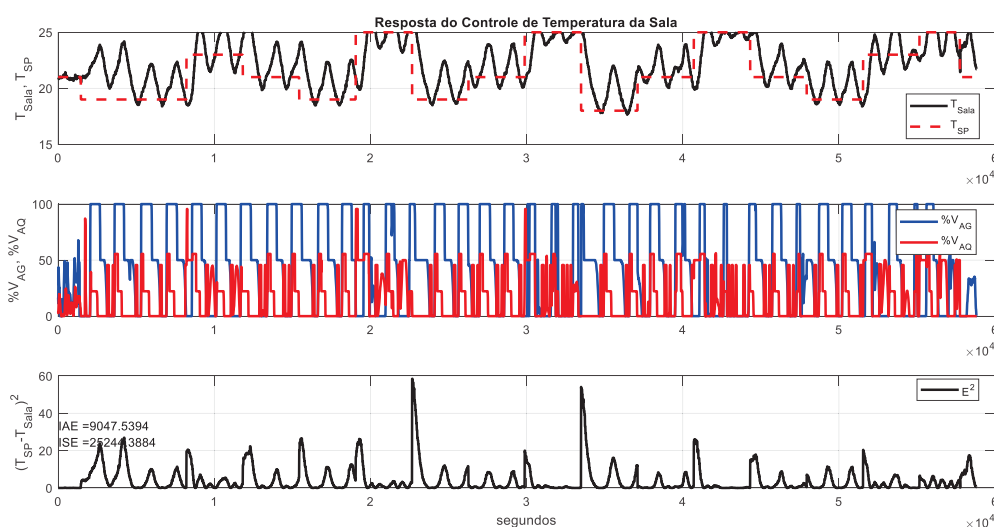
5.2 SISTEMA LEGADO

Para justificar o baixo desempenho do sistema legado é importante salientar que os testes foram realizados após a auditoria da engenharia de automação e controle onde foram realizadas mudanças nos atuadores e sensores, logo não foi modificada a estratégia de controle legado nem realizada uma nova sintonia. De toda forma encontra-se descritos os dados dos ensaios realizados.

5.2.1 Seguimento de Referência Sistema Legado

Para análise de referência do sistema legado é importante saber que, diferentemente do sistema proposto, este tem uma faixa de operação de mais ou menos 1 °C. Porém nos ensaios realizados os valores já demonstraram comportamento oscilatório, conforme pode ser visto na Figura 88.

Figura 88 - Seguimento de Referência Controle Legado



Fonte: Elaborado pelo autor.

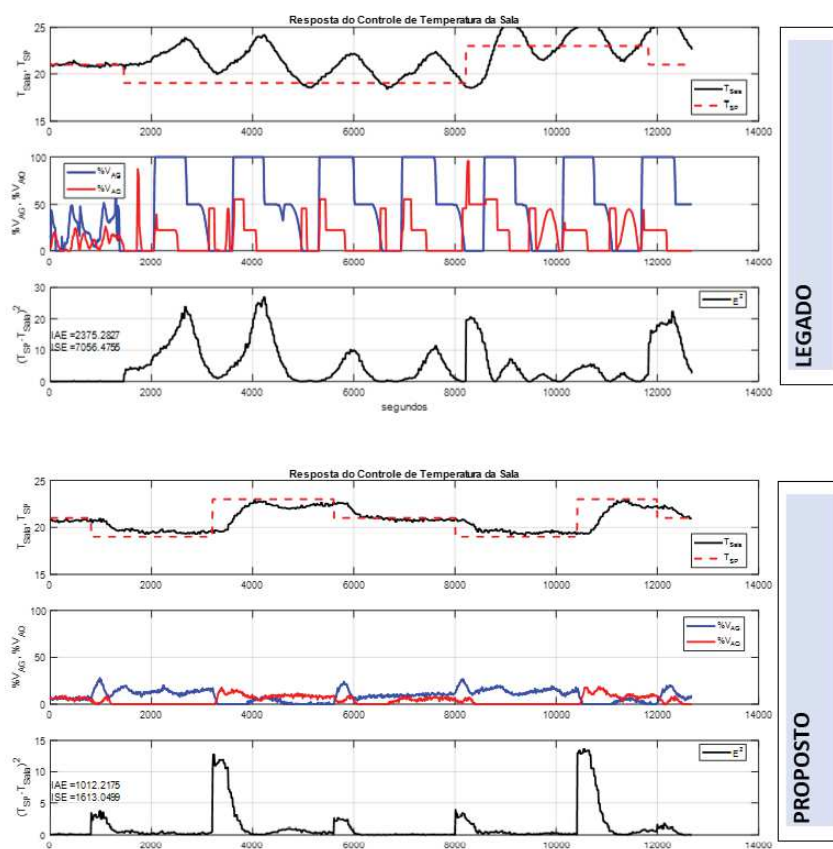
O histórico que se tinha antes de iniciarmos o estudo, é que existia o seguimento de referência do sistema legado, embora os gastos energéticos serem elevados. Na Figura 88 temos a troca de referência a cada uma hora de operação e isto pode gerar comportamento oscilatório dependendo dos ganhos PID do sistema legado. É possível que anteriormente o sistema buscasse as referências realmente,

porém necessitava de um longo período sem perturbações. Em condições que operasse o ciclo de desumidificação ou as demais perturbações já descritas no item 4.4.3 Distúrbios e Perturbações, o controle não encontra as referências de acordo com os testes realizados.

5.3 COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO DOS SISTEMAS

Uma vez implementado o sistema de controle proposto é importante a comparação com o sistema encontrado anteriormente. Esta comprovação é o que justifica a pesquisa e o investimento nos novos rumos desta pesquisa. Com base nos dados coletados as evidências de melhoria são percebidas facilmente. A Figura 89 faz um comparativo entre os sistemas legado e o proposto, onde se percebe a superioridade de controle do sistema proposto frente ao legado. Para esta comprovação, já foram encontradas dificuldades nos testes, pois a simples troca de referência, mesmo que seja pouca diferença já gerava oscilações.

Figura 89 - Comparação Legado e Proposto



Fonte: Elaborado pelo autor.

5.3.1 Ganhos de Energia dos Elementos Primários

Uma vez que controle tenha ganhos de energia do *fancoil*, este ganho será refletido nos *chillers* e caldeiras, para água gelada e quente respectivamente. Todo o ganho de energia térmica da serpentina de água gelada pode o Conforme apresentado anteriormente o COP é um indicador de rendimento utilizado para sistemas HVAC, em especial para os *chillers*. Para o cálculo deste, é preciso ter valores da potência elétrica ($P_{elétrica}$), que pode ser adquirida através da equação (63).

$$P_{elétrica} = V_{rede} \cdot I_{total} \cdot \cos\phi \cdot \sqrt{3} \quad (63)$$

Se observa que para o cálculo, é necessário a corrente elétrica (I_{total}), a tensão de rede (V_{rede}) e valor de $\cos\phi$, também chamado de fator de potência, que pode ser estipulado normalmente em 0,95 na falta deste parâmetro de leitura. Este procedimento de cálculo é realizado porque atualmente não temos as leituras instantâneas do *chiller* com informações de tensão e corrente para a realização dos cálculos. Em medida alternativa foi entrado em contato com o fabricante (Carrier) que nos forneceu o relatório de teste da fábrica que se encontra no ANEXO B – RUN TEST CHILLER.

De acordo com o ANEXO B – RUN TEST CHILLER, a corrente total do equipamento é de 84 Amperes, em uma tensão de alimentação de 380 Volts. Desta forma é possível aplicar a equação (64), para obtenção da potência elétrica.

$$P_{elétrica} = V_{rede} \cdot I_{total} \cdot \cos\phi \cdot \sqrt{3} \quad (64)$$

$$P_{elétrica} = 380 \cdot 84 \cdot 0,95 \cdot \sqrt{3}$$

$$P_{elétrica} = 55,52271 \text{ kW}$$

Segundo o mesmo documento contido no ANEXO B – RUN TEST CHILLER, a capacidade térmica do *chiller* ($P_{térmica}$) chegou a 73,68 TR, que convertida para quilowatts apresenta o valor de 259,122 kW. Aplicando a fórmula do COP, apresentada no item 2.7.5.1 COP, obtemos um COP igual a 4,67.

$$COP = \frac{P_{t\acute{e}rmica}}{P_{el\acute{e}trica}} \quad (65)$$

$$COP = \frac{259,122}{55,52}$$

$$COP = 4,67$$

De posse do COP é possível estipular o quanto de redução de consumo energia segunda a equação(66).

$$P_{el\acute{e}trica} = \frac{P_{t\acute{e}rmica}}{COP} \quad (66)$$

Com base nestes cálculos e no período apresentado na Figura 89 se chegou aos seguintes ganhos energéticos, apresentados na Tabela 10.

Tabela 10 - Comparativo Energético Legado vs Proposto

Sistema	Carga Térmica Média Refrigeração (kW)	Energia Elétrica Consumida (kWh)	Custo para kWh = R\$ 0,46 (R\$)	Economia do Sistema Proposto (R\$)
Legado	70.048	6709,6	3086,42	2525,17
Proposto	12,738	1220,1	561,25	

Fonte: Elaborado pelo autor.

É importante ressaltar que as condições de comparação foram atípicas do controle habitual dos dois sistemas, proposto e legado. Porém as condições de atuação seriam menos favoráveis para o sistema proposto, visto que as trocas de referência acontecem frequentemente. O que foi visto, porém é que o controle proposto se sobressaiu apresentando valores muito superiores do ponto de vista energético.

6 CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS

Ao final do trabalho são apresentadas as considerações finais e apontamento de continuação deste estudo dirigido.

6.1 Conclusões

Ao finalizar este estudo e fazer uma análise das bibliografias, para a implementação prática das rotinas de controle, se percebeu coerência nos cálculos e estipulação dos parâmetros psicrométricos junto as controladas e atuação das variáveis manipuladas. Ao realizar os testes, o sistema proposto demonstrou resultados satisfatórios quanto ao seguimento de referência e rejeição de perturbações, comprovando que os cálculos de cargas térmicas instantâneas e aplicação das leis de controle se demonstraram eficientes na busca dos parâmetros de referência. Foi percebido que existem limitações do equipamento que acabam afetando o controle como um todo, gerando perfurações indesejadas, mas tais perturbações puderam ser resolvidas fisicamente ou contornadas por novas ações de controle, que também obtiveram sucesso na implantação.

O sistema supervisorio pôde ser implementado e está operacional para o ITT Chip, disponível para futuras melhorias.

O número de trocas das salas limpas antes não era monitorado e no controle atual há cuidados para atender as especificações desta exigência que estão sendo adotadas. O uso de técnicas de estimação dos modelos da serpentina nos ajudou com relação ao melhor ajuste PID, escolhendo por estratégia menos agressiva para a busca dos parâmetros. Se verificou diferença positiva quando ao sistema proposto e o legado, com valores de redução de custos com insumos necessários para o sistema HVAC.

Dada as limitações dos controladores PIDs e características construtivas dos equipamentos, o controle pôde ser realizado de maneira satisfatória, apresentando resultados que superam tais limitações. A abrangência de atuação do controlador PID e facilidade de encontrá-los junto a sistemas HVAC é o diferencial, junto aos resultados obtidos, tornam uma solução eficaz e de baixo custo operacional dadas as vantagens. Os ensaios não foram realizados com o ambiente trabalhando a pleno funcionamento o que pode gerar novos pontos de perturbação no sistema e possíveis

novos ajustes nos controladores PID, o que poderá afetar o rendimento do controle. Para que estas e outras possibilidades sejam consideradas posteriormente são importantes as ações futuras destacadas a seguir.

6.2 Propostas de Trabalhos Futuros

O controle proposto utiliza de instrumentação que mede em tempo real realizando cálculos para as ações de controle atuarem nas variáveis manipuladas de acordo os pontos de referência desejados. Com o estudo apresentado até então, pode se trabalhar na hipótese de estimação dos valores próximos aos trocadores de calor. Isto implicaria na redução significativas dos custos de implementação.

Atualmente a vazão do duto de insuflamento é estimada através da leitura de pressão. Porém um sensor de vazão de duto pode auxiliar na leitura apresentando valores mais próximos do real e melhorando os cálculos de carga térmica individual para cada elemento.

Os *chillers* do ITT Chip atualmente não possuem o monitoramento com o software supervisor implementado. Futuramente é possível que dispositivos de integração com o protocolo proprietário existente nos equipamentos sejam adquiridos. Desta forma as variáveis dos *chillers* podem ser coletas em tempo real e novos estudos podem ser realizados para a economia de energia.

REFERÊNCIAS

ALMEIDA, Domingos P. F. **Psicrometria**. Apontamentos de apoio às aulas de tecnologia pós-colheita (Mestrado em Ciência e Tecnologia Pós-colheita) – Universidade do Porto, 2004.

ANDERSON, Michael *et al.* **Mimo Robust Control for HVAC Systems**. In: IEEE Transactions on Control System Technology, vol. 16, 2008.

ASHARE Handbook. **Heating, Ventilating and Air-Conditioning Applications**. Atlanta, GA, 2015.

_____. **Fundamentals**. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers: Atlanta, GA, 2005.

ASTROM K. J.; HÄGGLUND, T. **PID Controllers**: Theory, Design, and Tuning. Instrument Society of America, USA, 1994.

BEGA, Egídio A. **Instrumentação Aplicada ao Controle de Caldeiras**. 3 ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2003.

BEN – BALANÇO ENERGÉTICO NACIONAL 2017. Brasília: EPE Empresa de Pesquisa Energética, 2017.

BRAGA FILHO, Washington. **Fenômenos de Transporte para Engenharia**. 2 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012.

COELHO, Antonio Augusto Rodrigues; COELHO, Leandro dos Santos. **Identificação de sistemas dinâmicos lineares**. 2 ed. Florianópolis: Editora da UFSC, 2004.

DINCER, I; ROSEN, M.A. **Exergy, Energy, Environment and Sustainable Development**. Elsevier, Oxford, UK, 2013.

DING, Shuang H. Q.; LI, Xiaoping Y. P. Dynamic Modelo of Air Handling Units and Effect of Different Influential Factores. **International Conference on Information and Automation**. Ningbo, China, August 2016.

DORF, Richard C.; BISHOP, Robert H. **Modern Control System**. Prentice Hall, 2011.

ELIPSE. **Elipse E3**. Disponível em < <https://www.elipse.com.br/produto/elipse-e3/>>. Acesso em: 29 jan. 2018.

GATLEY, Donald P. **Understanding Psychrometrics**. Atlanta: Ashrae, 2013.

HONEYWELL. **Automatic Control for comercial buildings**. Minneapolis, EUA: SL Edition, 1997.

INCROPERA, *et al.* **Fundamentals of Heat and MassTransfer**. Library of Congress Cataloging-in-Publication. USA, 2006.

INPE. **Centro de Previsões de Tempo e Estudos Climáticos**, 2019. Disponível em: <<https://tempo.cptec.inpe.br/rs/sao-leopoldo>>. Acesso em 02 set. 2019.

ISA. **The Instrumentation, Systems, and Automation Society**, 2004

ISPE – ENGINEERING PHARMACEUTICAL INNOVATION. **Heating, Ventilation and Air Conditioning (HVAC)**, 2009.

ITTCHIP. **Projeto Ar Condicionado**, 2011.

KHAZAIL, Javad. **Energy Efficient HVAC Design: An Essential Guide for Sustainable Building**. Marietta, GA, USA: Springer, 2014.

LAGES, Walter Fetter. **Controladores PID**. 2010. Disponível em <<http://www.ece.ufrgs.br/~fetter/eng04037/pid.pdf>>. Acesso em 14 jan. 2018.

Lee, J. N.; LIN, T. M.; CHEN, C. C. **Modeling Validation and Control Analysis for Controlled Temperature and Humidity of Air Conditioning System**. Hindawi Publishing Corporation. The Scientific World Journal, 2014. Disponível em: < <https://www.hindawi.com/journals/tswj/2014/903032/>>. Acesso em 20 maio 2019.

MA, Zhenjun; WANG, SHENGWEI. **Supervisory and optimal control of central chiller plants using simplified adaptive models and genetic algorithm**. In: Applied Energy, V. 88, pp 198 – 211, 2011.

MATIAS, Juliano. **Teoria do controle PID**. Mecatrônica Atual, São Paulo, n. 3, p. 17-25, Abril 2002. Disponível em: <http://coral.ufsm.br/beltrame/arquivos/disciplinas/medio_automacao_industrial/Artigo_Teoria_controle_PID.pdf> . Acesso em 14 jan. 2018.

MERCATO. **Mprog**: linguagem gráfica. Mprog – Manual de Linguagem Gráfica, 2015.

MOLINA, L. M. C. *et al.* **Model identification of a tropical hotel suite room**. IEEE, 2014.

MORAES, Cícero Couto de; CASTRUCCI P. de L. **Engenharia de Automação Industrial**. 2ª Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2007

MORAN *et al.* **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 7 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

NOVAK, Paulo Rogério; MENDES, Nathan; OLIVEIRA, Gustavo Henrique da Costa. **Simulation of HVAC plants in 2 Brazilian cities using Matlab/Simulink**. In: Building Simulation 2005, Ninth International IBPSA Conference, Montreal, 2005.

OGATA, Katsuhiko. **Engenharia de Controle Moderno**. 5 ed. São Paulo: Pearson, 2010.

OLIVEIRA, A. L. LIMA, **Instrumentação – Fundamentos de Controle de Processo**. SENAI - Serviço Nacional de Aprendizagem Industrial. Espírito Santo. 1999. Disponível em <<http://sistemas.eel.usp.br/docentes/arquivos/5817066/157/Controle.pdf>>. Acesso em 20 jan. 2018.

PARISH, Owen; PUTNAM, Terrill W. **Equations for the determination of humidity from dewpoint and psychrometric data**. Nasa Technical Note: Washington, 1977.

PEDERSEN, Sandra Lindberg; DURAJ, Ioannis Ntourai. **Modelling and Control of Multi-zone HVAC System**. 1 ed. Aalborg University. Dinamarca, 2015.

PINHEIRO, Carla Isabel Costa. **Tutorial de Introdução ao Simulink**. Departamento de Engenharia Química e Biológica do Instituto Superior Técnico. Lisboa, 2012.

PINTO, Jan Erik Mont Gomery. **Aplicação prática do método de sintonia de controladores PID utilizando o método do relé com histerese**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica e de Computação) – Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2014.

SCHNEIDER. **COP Calculation and Monitoring in HVAC Application**. Disponível em: <<https://blog.se.com/machine-and-process-management/2016/04/13/cop-calculation-monitoring-hvac-application/>>. Acesso em 4 mar. 2019.

SHIRAHIGE, Alessandro Barbosa. **Metodologia para aferição da ação de controle proporcional integral derivativa implementada em controladores industriais**. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, SP, 2007. Disponível em: <<http://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3143/tde-17012008-120856/pt-br.php>>. Acesso em 11 jan. 2018.

SONG et al. **Implementation of Meta-modelling for Sensitivity Analysis in Building Energy Analysis**. College of Mechanical Engineering, Tianjin University of Science and Technology, Tianjin China, 2013.

STROBEL, Christian. **Termodinâmica Técnica**. 1 ed. Curitiba: Editora Intersaberes, 2008.

TASHTOUSH, B; MOLHIM M.; AL-ROUSAN M. **Dynamic model of an HVAC system for control analysis**. Mechanical Engineering Department. Energy 30 (10) 1729 - 1745, 2004.

THERMITAL. **Instruções para responsável do sistema, instalador e serviço de assistência técnica**. THE/Q 3S. 2019.

THOMAS J. *et al.* **High Performance Cleanrooms**. PGE. California, USA, 2011.

WADE, H.L. **Basic and Advanced Regulatory Control: System Design and Application**. ISBN: 9781556178733,1-55617-873-5, 2004.

WANG, Peng. **Automated Performance Tracking for Heat Exchangers in HVAC**. In: IEEE Transactions on Automation Science and Engineering, vol 14, 2017.

WANG, Shan K. **Handbook of air conditioning and refrigeration**. 2 ed. McGraw-Hill, 2001.

WANG, Shan K. **Handbook of air conditioning and refrigeration**. 2 ed. McGraw-Hill, 2000.

WIKA. **Tipo de pressão**: pressão absoluta, pressão manométrica, pressão diferencial, 2019. Disponível em: https://www.wika.com.br/landingpage_differential_pressure_pt_br.WIKA. Acesso em 2 jun. 2019.

XU et al. **Effects of a GPC-PID control strategy with hierarchical structure for a cooling coil unit**. *Energy Conversion and Management*, vol. 47, p. 132–145, 2006.

ANEXO A – CARTA PSICROMÉTRICA

Chart 1a

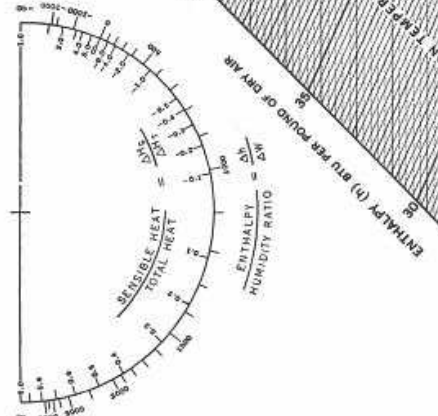
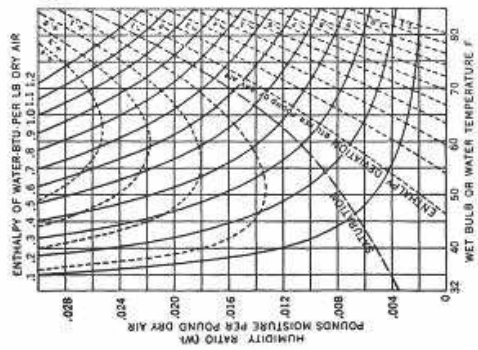
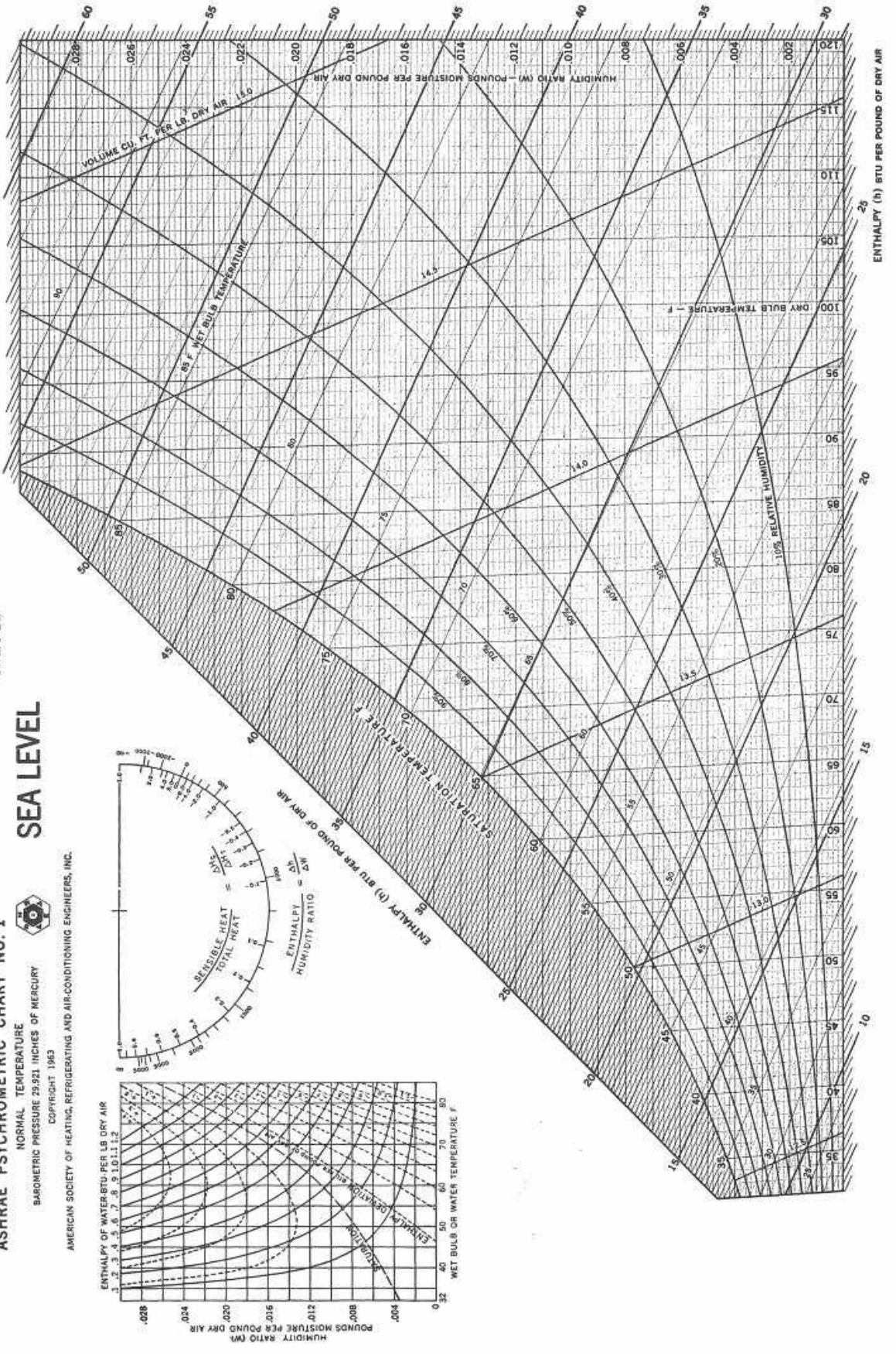
ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO. 1

NORMAL TEMPERATURE
BAROMETRIC PRESSURE 29.921 INCHES OF MERCURY

SEA LEVEL



AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.
COPYRIGHT 1983



ANEXO B – RUN TEST CHILLER

		PRO-DIALOG PLUS 30 RA - REGISTRO DE RUN TEST																												
Modelo da Unidade: 30RAB075386UJ Número de Série: 5015B00317272 Tipo do Controle: Prodialog NRCP		Cliente: ASSOCIAÇÃO ANTONIO Realizado por: VILSON Data: 22/08/2019 Horário Início: 14:30 Horário Fim: 16:30																												
CARACTERÍSTICAS DA UNIDADE		TENSÃO DA UNIDADE: 380 [V] FREQUÊNCIA: 60 [Hz]																												
CIRCUITO A																														
Modelo do Compressor A1	SZ160T9CC																													
Número de Série Compressor A1	FD2502826679																													
Corrente de Operação	FASE R	FASE S	FASE T UNIDADE																											
	26	28	26 [A]																											
Modelo do Compressor A2	SZ160T9CC																													
Número de Série Compressor A2	FD2502826677																													
Corrente de Operação	FASE R	FASE S	FASE T UNIDADE																											
	26	28	26 [A]																											
Modelo do Compressor A3	SZ160T9CC																													
Número de Série Compressor A3	FD2502826664																													
Corrente de Operação	FASE R	FASE S	FASE T UNIDADE																											
	26	28	26 [A]																											
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td colspan="2" style="text-align: center;">Corrente de Operação (A)</td></tr> <tr><td colspan="2" style="text-align: center;">Ventiladores</td></tr> <tr><td>A1 High</td><td style="text-align: right;">3,8</td></tr> <tr><td>A1 Low</td><td style="text-align: right;">1,8</td></tr> <tr><td>A2 *</td><td style="text-align: right;">3,7</td></tr> <tr><td>B1* High</td><td style="text-align: right;">3,4</td></tr> <tr><td>B1* Low</td><td style="text-align: right;">1,4</td></tr> <tr><td>B2 *</td><td style="text-align: right;">3,6</td></tr> </table>				Corrente de Operação (A)		Ventiladores		A1 High	3,8	A1 Low	1,8	A2 *	3,7	B1* High	3,4	B1* Low	1,4	B2 *	3,6											
Corrente de Operação (A)																														
Ventiladores																														
A1 High	3,8																													
A1 Low	1,8																													
A2 *	3,7																													
B1* High	3,4																													
B1* Low	1,4																													
B2 *	3,6																													
CIRCUITO B *																														
Modelo do Compressor B1	SZ160T9CC																													
Número de Série Compressor B1	FD2502826678																													
Corrente de Operação	FASE R	FASE S	FASE T UNIDADE																											
	26	28	26 [A]																											
Modelo do Compressor B2	SZ160T9CC																													
Número de Série Compressor B2	FD2502826680																													
Corrente de Operação	FASE R	FASE S	FASE T UNIDADE																											
	26	28	26 [A]																											
Modelo do Compressor B3	SZ160T9CC																													
Número de Série Compressor B3	FD2502826681																													
Corrente de Operação	FASE R	FASE S	FASE T UNIDADE																											
	26	28	26 [A]																											
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td colspan="2" style="text-align: center;">Corrente de Operação (A)</td></tr> <tr><td colspan="2" style="text-align: center;">Bomba de Água</td></tr> <tr><td>Simplex</td><td></td></tr> <tr><td>Dupla *</td><td></td></tr> </table>				Corrente de Operação (A)		Bomba de Água		Simplex		Dupla *																				
Corrente de Operação (A)																														
Bomba de Água																														
Simplex																														
Dupla *																														
LEITURAS REALIZADAS NA UNIDADE																														
Modo Refrigeração																														
TEMPERATURA [°C]	ITEM	MEDIDO																												
Temperatura Entrada de Água Evaporador	0	12,1																												
Temperatura Saída de Água Evaporador	1	6,3																												
Temperatura do Ar Externo	2	37,2																												
Temperatura Saturada Descarga Ckt A	3	57,0																												
Temperatura Saturada Sucção Ckt A	4	5,0																												
Temperatura Saturada Descarga Ckt B*	5	58,5																												
Temperatura Saturada Sucção Ckt B*	6	4,9																												
Temperatura Descongelamento Ckt A*	7	0,0																												
Temperatura Descongelamento Ckt B*	8	0,0																												
Temperatura Linha Líquido Ckt A	-	44,8																												
Temperatura Linha Líquido Ckt B	-	43,9																												
Temperatura SubResfriamento Ckt A	-	12,1																												
Temperatura SubResfriamento Ckt B	-	14,6																												
PRESSÕES [kPa]	ITEM	MEDIDO																												
Pressão de Descarga Ckt A	0	2228																												
Pressão de Sucção Ckt A	1	454																												
Pressão de Descarga Ckt B*	2	2306																												
Pressão de Sucção Ckt B*	3	454																												
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td colspan="2" style="text-align: center;">VAZÃO ÁGUA EVAPORADOR (m³/h)</td><td style="text-align: right;">38,917</td></tr> <tr><td colspan="2" style="text-align: center;">Capacidade (TR)</td><td style="text-align: right;">73,683</td></tr> </table>				VAZÃO ÁGUA EVAPORADOR (m³/h)		38,917	Capacidade (TR)		73,683																					
VAZÃO ÁGUA EVAPORADOR (m³/h)		38,917																												
Capacidade (TR)		73,683																												
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td>TEMPERATURA [°C]</td><td>ITEM</td><td>MEDIDO</td></tr> <tr><td>Temperatura Sucção Ckt A</td><td>-</td><td></td></tr> <tr><td>Temperatura Sucção Ckt B</td><td>-</td><td></td></tr> <tr><td>Temperatura Super Aquecimento Ckt A</td><td>-</td><td>1,3</td></tr> <tr><td>Temperatura Super Aquecimento Ckt B</td><td>-</td><td>1,4</td></tr> </table>		TEMPERATURA [°C]	ITEM	MEDIDO	Temperatura Sucção Ckt A	-		Temperatura Sucção Ckt B	-		Temperatura Super Aquecimento Ckt A	-	1,3	Temperatura Super Aquecimento Ckt B	-	1,4	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td>PLACAS ELETRÔNICAS</td><td>NÚMERO DE SÉRIE</td></tr> <tr><td>Módulo Principal (A1)</td><td>5014W00802</td></tr> <tr><td>Sinóptico (A2)</td><td></td></tr> <tr><td>Módulo Escravo (A3)</td><td>5014W00747</td></tr> <tr><td>Auxiliar (A5)</td><td></td></tr> <tr><td>Comunicação CCN (A7)</td><td></td></tr> </table>		PLACAS ELETRÔNICAS	NÚMERO DE SÉRIE	Módulo Principal (A1)	5014W00802	Sinóptico (A2)		Módulo Escravo (A3)	5014W00747	Auxiliar (A5)		Comunicação CCN (A7)	
TEMPERATURA [°C]	ITEM	MEDIDO																												
Temperatura Sucção Ckt A	-																													
Temperatura Sucção Ckt B	-																													
Temperatura Super Aquecimento Ckt A	-	1,3																												
Temperatura Super Aquecimento Ckt B	-	1,4																												
PLACAS ELETRÔNICAS	NÚMERO DE SÉRIE																													
Módulo Principal (A1)	5014W00802																													
Sinóptico (A2)																														
Módulo Escravo (A3)	5014W00747																													
Auxiliar (A5)																														
Comunicação CCN (A7)																														
COMENTÁRIOS E OBSERVAÇÕES FINAIS		RESULTADO FINAL <input checked="" type="checkbox"/> APROVADO <input type="checkbox"/> REPROVADO																												
		* - Usado conforme configuração																												