



Universidade Federal da Paraíba
Centro de Tecnologia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
- Mestrado - Doutorado

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO HÍBRIDO:
DESSECANTE E POR COMPRESSÃO DE VAPOR**

Por

FRANCISCO JOSÉ ARAUJO MELO

JOÃO PESSOA

2019

FRANCISCO JOSÉ ARAUJO MELO

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO HÍBRIDO:
DESSECANTE E POR COMPRESSÃO DE VAPOR**

Tese de Doutorado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba, em cumprimento às exigências para obtenção do título de Doutor.

Orientador: Professor José Maurício Alves de Matos Gurgel

JOÃO PESSOA

2019

M528d Melo, Francisco José Araujo.

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO HÍBRIDO:
DESSECANTE E POR COMPRESSÃO DE VAPOR / Francisco José
Araujo Melo. - João Pessoa, 2019.

145 f. : il.

Orientação: José Maurício Alves de Matos Gurgel Gurgel.
Tese (Doutorado) - UFPB/CT.

1. Climatização híbrida. 2. Rotor dessecante. 3. Rotor
entálpico. 4. Rotor regenerativo. 5. Compressão de
vapor. I. Gurgel, José Maurício Alves de Matos Gurgel.
II. Título.

UFPB/BC

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO HÍBRIDO: DESSECANTE E POR COMPRESSÃO DE VAPOR

por

Francisco José Araujo Melo

Tese aprovada em 28 de fevereiro de 2019


Prof. Dr. JOSÉ MAURÍCIO ALVES DE MATOS GURGEL
Orientador - UFPB


Prof. Dr. FRANCISCO ANTONIO BELO
Examinador Interno - UFPB


Prof. Dr. ISAAC SOARES DE FREITAS
Examinador Interno - UFPB


Prof. Dr. JESUS MARLINALDO DE MEDEIROS
Examinador Externo - IFPB


Prof. Dr. MÁRCIO GOMES DA SILVA
Examinador Externo - IFPB

DEDICATÓRIA

A DEUS.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a DEUS, foi ele quem me fez acreditar que poderia chegar a esta conquista;

Aos meus familiares, por serem os incentivadores da conquista de dias melhores;

Ao professor Dr. José Maurício Alves de Matos Gurgel, pela orientação, credibilidade e apoio durante a elaboração do presente trabalho;

Ao professor Dr. Márcio Gomes da Silva, por diferentes momentos em que se disponibilizou a esclarecer dúvidas ocorridas durante a elaboração do presente trabalho;

Ao professor Dr. José Josimar Soares, pelo apoio técnico em tempos difíceis;

Aos técnicos Sérgio Pessoa de Lima Marques (Tec. em Mecânica), Lucilho José de Lima (Tec. em Mecânica), Diógenes Montenegro Gomes (Tec. em Eletrônica) e Emanuel Saraiva de Assis (Tec. em Eletrotécnica), por estarem disponíveis em muitos momentos em que suas habilidades eram cruciais para a elaboração de parte da estrutura experimental do presente trabalho;

Por fim, agradeço também, a Fundação Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), por todo apoio e incentivos dados ao autor durante o desenvolvimento do presente trabalho.

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO HÍBRIDO: DESSECANTE E POR COMPRESSÃO DE VAPOR

RESUMO

No presente trabalho foi desenvolvido em caráter experimental um sistema de climatização artificial híbrido a partir das tecnologias de climatização dessecante e de climatização por compressão de vapor (CCV). Sua estrutura foi dividida em dois estágios, o primeiro para reduzir as cargas latentes do ar de climatização a partir do processo de desumidificação em rotores adsorptivos, e o segundo para reduzir as cargas sensíveis do ar de climatização a partir da transferência de calor em um trocador de calor rotativo e em um trocador de calor compacto. Os rotores adsorptivos usados foram, um rotor dessecante (RD) e um rotor entálpico (RE), o trocador de calor rotativo foi um trocador de calor regenerativo (rotor sensível), e o trocador de calor compacto foi o evaporador constituinte de um sistema CCV residencial de janela. O rotor entálpico foi inserido no sistema para atuar em conjunto com o rotor dessecante e apresentou-se como um excelente meio para alcançar maiores níveis de desumidificação e também reduções no consumo da fonte de calor usada para reativar o adsorvente do rotor dessecante. Como forma de reduzir ainda mais o consumo da fonte de calor, foram aproveitados os resíduos térmicos dissipados a partir do condensador constituinte do sistema CCV. O sistema híbrido em modo de ventilação aberto foi avaliado a partir de dois blocos de testes, o primeiro usando vazões de ar de 909 m³/h, e o segundo usando vazões de 1204 m³/h. Foram observados os desempenhos, Térmico (β_T), Elétrico (β_E) e Geral (β_G). Em cada bloco de testes foram usadas temperaturas de reativação mantidas em torno de 50, 65 e 80°C. No bloco de testes com vazões de 909 m³/h, os coeficientes de desempenho máximos foram, $\beta_{T_{52.0^\circ\text{C}}} = 2.2$, $\beta_{E_{80.5^\circ\text{C}}} = 3.4$, $\beta_{G_{52.0^\circ\text{C}}} = 0.9$. No bloco de testes com vazões de 1204 m³/h, os coeficientes de desempenho máximos foram, $\beta_{T_{49.8^\circ\text{C}}} = 2.5$, $\beta_{E_{80.1^\circ\text{C}}} = 4.2$, $\beta_{G_{49.8^\circ\text{C}}} = 1.1$. A partir de estudos de casos foram comparadas a atuação do RD com a atuação do conjunto RD+RE. Observou-se nas vazões de 909 e 1204 m³/h, que por meio da atuação conjunta dos rotores, foram obtidas reduções do consumo da fonte de calor de 57.6% e 61.8%, respectivamente. Em cada bloco de testes foi observado também que, na menor temperatura de reativação a atuação conjunta dos rotores promoveu níveis de desumidificação equivalentes àqueles alcançados pelo RD reativado com a maior temperatura estabelecida. Devido ao aproveitamento dos resíduos térmicos dissipados no condensador, no bloco de testes com vazões de 909 m³/h e temperaturas de reativação de 52.0°C, 65.9°C e 80.5°C, o consumo da fonte de calor foi poupado em, 100%, 71.9% e 51.1%, respectivamente. De forma análoga, no bloco de testes com vazões de 1204 m³/h e com temperaturas de reativação de 49.8°C, 66.0°C e 80.1°C, o consumo da fonte de calor foi poupado em, 100%, 71.8% e 52.5%, respectivamente.

Palavras-chave: Climatização híbrida, rotor dessecante, rotor entálpico, rotor regenerativo, compressão de vapor.

DEVELOPMENT OF A HYBRID AIR CONDITIONING SYSTEM: DESICCANT AND STEAM COMPRESSION

ABSTRACT

In the present work, a hybrid artificial air conditioning system was developed on the basis of the technologies of desiccant air conditioning and air conditioning by steam compression (CCV). Its structure was divided into two stages, the first to reduce the latent loads of the air conditioning by means of the dehumidification process in adsorption wheels, and the second to reduce the sensitive loads of the air conditioning by means of heat transfer in a rotary heat exchanger and a compact heat exchanger. The adsorption wheels used were a desiccant wheel (RD) and an enthalpy wheel (RE), the rotary heat exchanger was a regenerative heat exchanger type (sensible wheel), and the compact heat exchanger was the evaporator constituting a residential CCV window system. The enthalpy wheel was inserted into the system to act in conjunction with the desiccant wheel and was presented as an excellent means to achieve higher levels of dehumidification and also reductions in the consumption of the heat source used to reactivate the adsorbent of the desiccant wheel. As a way of further reducing the consumption of the heat source, the thermal residues dissipated from the constituent condenser of the CCV system were used. The hybrid system in open ventilation mode was evaluated from two test blocks, the first one using airflows of 909 m³/h, and the second using flow rates of 1204 m³/h. The performances, Thermal (β_T), Electrical (β_E) and General (β_G) were observed. Reactivation temperatures maintained at around 50, 65 and 80°C were used in each test block. In the test block with flow rates of 909 m³ / h, the maximum performance coefficients were $\beta_{T_{52.0^\circ\text{C}}} = 2.2$, $\beta_{E_{80.5^\circ\text{C}}} = 3.4$, $\beta_{G_{52.0^\circ\text{C}}} = 0.9$. In the test block with flow rates of 1204 m³/h, the maximum performance coefficients were $\beta_{T_{49.8^\circ\text{C}}} = 2.5$, $\beta_{E_{80.1^\circ\text{C}}} = 4.2$, $\beta_{G_{49.8^\circ\text{C}}} = 1.1$. From the case studies, the RD performance was compared with the performance of the set, RD + RE. It was observed in the flows of 909 and 1204 m³/h, that by means of the joint action of the rotors, reductions of the consumption of the heat source of 57.6% and 61.8%, respectively, were obtained. In each test block it was also observed that, in the lower reactivation temperature, the joint performance of the rotors promoted dehumidification levels equivalent to those achieved by the RD reactivated with the higher established temperature. Due to the use of the thermal residues dissipated in the condenser, in the test block with flow rates of 909 m³/h and reactivation temperatures of 52.0°C, 65.9°C and 80.5°C, the heat source consumption was saved in 100%, 71.9% and 51.1%, respectively. Similarly, in the test block with flow rates of 1204 m³/h and with reactivation temperatures of 49.8°C, 66.0°C and 80.1°C, the consumption of the heat source was saved in 100%, 71.8% and 52.5%, respectively.

Keywords: Hybrid air conditioning, desiccant wheel, enthalpy wheel, regenerative wheel, vapor compression.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	– Sistema de compressão de vapor	02
Figura 1.2	– Ciclo termodinâmico ideal (P-h)	03
Figura 1.3	– Sistema básico de climatização dessecante	05
Figura 1.4	– Resfriador evaporativo RED	06
Figura 2.1	– Ciclo de climatização Pennington	11
Figura 2.2	– Ciclo de recirculação	12
Figura 2.3	– Ciclo de climatização Dunkle	12
Figura 2.4	– Sistema dessecante em modo de ventilação	13
Figura 2.5	– Sistema dessecante de duplo estágio	14
Figura 2.6	– Sistema dessecante, com reativação por energia solar	15
Figura 2.7	– Sistema com resfriamento evaporativo e tubo capilar	15
Figura 2.8	– Sistema dessecante com resfriamento de efeito direto	16
Figura 2.9	– Sistema de climatização com rotores entálpico e sensível	16
Figura 2.10	– Sistema híbrido, com tocador de calor PHE	18
Figura 2.11	– Sistema híbrido de recirculação/condensador	19
Figura 2.12	– Sistema híbrido, com trocador de calor rotativo (HE)	19
Figura 2.13	– Sistema híbrido, com CHE	20
Figura 2.14	– Sistema híbrido, de reativação a partir do condensador e gás	21
Figura 2.15	– Sistema híbrido, com CHE e IEC.	21
Figura 2.16	– Sistema híbrido, de reativação mista	22
Figura 2.17	– Sistema híbrido, de reativação pelo calor do condensador	24
Figura 2.18	– Sistema híbrido reativado por energia elétrica	25
Figura 2.19	– Esquema do sistema climatização híbrido proposto	27
Figura 2.20	– Perfil e funcionalmente da matriz de um rotor entálpico	28
Figura 3.1	– Componentes do processo de adsorção	32
Figura 3.2	– Ciclo adsortivo dos sólidos adsorventes	39
Figura 3.3	– Perfis de rotores adsortivos	40
Figura 3.4	– Perfis de canais de passagem de ar	41
Figura 3.5	– Perfil e funcionamento de um rotor dessecante	41
Figura 3.6	– Ar de processo e reativação	43
Figura 3.7	– Ar de processo e de retorno	44

Figura 3.8	– Trocadores de calor regenerativos	48
Figura 3.9	– Perfil e atuação de um trocador de calor regenerativo	49
Figura 3.10	– Transferência de calor em um trocador de calor regenerativo	49
Figura 3.11	– Limites da transferência de calor	50
Figura 3.12	– Funcionamento do evaporador em um sistema CCV	52
Figura 3.13	– Funcionamento do condensador em um sistema CCV	53
Figura 4.1	– Estágio para redução de cargas latentes	56
Figura 4.2	– Estágio para redução de cargas sensíveis	57
Figura 4.3	– Subsistema de aquecimento do ar de reativação	58
Figura 4.4	– Componentes auxiliares do subsistema de aquecimento	59
Figura 4.5	– Tubulação de ligação do condensador ao aquecedor	59
Figura 4.6	– Rotor dessecante (1:3)	60
Figura 4.7	– Canais de passagem de ar do rotor dessecante	61
Figura 4.8	– Rotor entálpico (1:1)	62
Figura 4.9	– Canais de passagem de ar do rotor entálpico	62
Figura 4.10	– Trocador de calor regenerativo (rotor sensível)	63
Figura 4.11	– Canais do trocador de calor regenerativo	64
Figura 4.12	– Termo higrômetro MHT-1380	67
Figura 4.13	– Termo higrômetro HigoPalm	68
Figura 4.14	– Termo higrômetro HTR – 157	69
Figura 4.15	– Termômetro Penta III	70
Figura 4.16	– Senores do psicrômetro	71
Figura 4.17	– Componentes do sistema de monitoramento via sensores DHT	72
Figura 4.18	– Configuração do sistema de monitoramento via sensores DHT	72
Figura 4.19	– Sensor DHT 22	74
Figura 4.20	– Anemômetro WM – 1850	74
Figura 4.21	– Alicata Wattímetro AW – 4500	75
Figura 4.22	– Divisões da área transversal do duto de ar	77
Figura 4.23	– Medidor de pressão para equalização de vazões	78
Figura 4.24	– Subsistema de aquecimento	80
Figura 5.1	– Sistema de climatização híbrido proposto	84
Figura 5.2	– Atuação do RD, caso 1A	85
Figura 5.3	– Atuação conjunta dos rotores, caso 1B	85

Figura 5.4	– Atuação do RD, caso 2A	86
Figura 5.5	– Atuação conjunta dos rotores, caso 2B.	87
Figura 5.6	– Temperatura do ar de processo na saída do rotor dessecante usando vazões de 909 m ³ /h	88
Figura 5.7	– Temperatura do ar de processo na saída do rotor dessecante usando vazões de 1204 m ³ /h	88
Figura 5.8	– Calor na saída do RD usando vazões de 909 m ³ /h	89
Figura 5.9	– Calor na saída do RD, nas vazões de 1204 m ³ /h	89
Figura 5.10	– Blocos de testes para avaliação do sistema híbrido	94
Figura 5.11	– Evolução da efetividade latente do rotor dessecante	95
Figura 5.12	– Evolução da efetividade sensível do rotor dessecante	95
Figura 5.13	– Carta de desempenho do rotor dessecante usando vazões de 909 m ³ /h	98
Figura 5.14	– Evolução psicrométrica do ar de processo usando vazões de 909 m ³ /h	99
Figura 5.15	– Sistema híbrido avaliado com a $W_{ccv_entalpias}$	100
Figura 5.16	– Sistema híbrido avaliado com a W_{ccv_medida}	101
Figura 5.17	– Comportamento do sistema CCV nas vazões de 909 m ³ /h	102
Figura 5.18	– Diagramas (T-s) e (P-h) de um sistema CCV	103
Figura 5.19	– Evolução da efetividade latente do rotor dessecante	104
Figura 5.20	– Evolução da efetividade sensível do rotor dessecante	105
Figura 5.21	– Carta de desempenho do rotor dessecante usando vazões de 1204 m ³ /h	107
Figura 5.22	– Evolução psicrométrica do ar de processo usando vazões de 1204 m ³ /h	108
Figura 5.23	– Desempenho do sistema híbrido com a $W_{ccv_entalpias}$	109
Figura 5.24	– Desempenho do sistema híbrido com a W_{ccv_medida}	110
Figura 5.25	– Comportamento do sistema CCV nas vazões de 1204 m ³ /h	111
Figura 5.26	– Comparativo de desempenho do sistema híbrido - 909 m ³ /h.	112
Figura 5.27	– Comparativo de desempenho do sistema híbrido - 1204 m ³ /h	112

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1	– Classificação dos poros	35
Tabela 4.1	– Especificações técnicas do rotor dessecante	61
Tabela 4.2	– Especificações técnicas do rotor entálpico	62
Tabela 4.3	– Especificações técnicas do trocador de calor regenerativo	64
Tabela 4.4	– Especificações técnicas do MTH – 1380	67
Tabela 4.5	– Especificações técnicas do HigroPalm	68
Tabela 4.6	– Especificações técnicas do HTR – 157	69
Tabela 4.7	– Especificações do Termômetro Penta III	70
Tabela 4.8	– Especificações da placa Arduino	72
Tabela 4.9	– Especificações técnicas dos sensores DHT22	73
Tabela 4.10	– Especificações do anemômetro WM – 1850	75
Tabela 4.11	– Especificações técnicas do AW – 4500	76
Tabela 4.12	– Vazões do ar de processo	78
Tabela 5.1	– Energia para aquecimento do ar de reativação	90
Tabela 5.2	– Energia poupada no aquecimento a gás (EPA)	91
Tabela 5.3	– Perdas de calor na reativação	92
Tabela 5.4	– Aquecimento máximo a partir do condensador	93
Tabela 5.5	– Efetividades dos rotores - 909 m ³ /h	94
Tabela 5.6	– Dados relativos às condições das correntes de ar em cada ponto do sistema híbrido testado usando vazões de 909 m ³ /h	97
Tabela 5.7	– Desempenho do sistema híbrido usando vazões de 909 m ³ /h	100
Tabela 5.8	– Desempenho do sistema CCV nas vazões de 909 m ³ /h	101
Tabela 5.9	– Efetividades dos rotores - 1204 m ³ /h	104
Tabela 5.10	– Dados relativos às condições das correntes de ar em cada ponto do sistema híbrido testado usando vazões de 1204 m ³ /h	106
Tabela 5.11	– Desempenho do sistema híbrido usando vazões de 1204 m ³ /h	109
Tabela 5.12	– Desempenho do sistema CCV nas vazões de 1204 m ³ /h	110

NOMENCLATURAS

CCV	Climatização por Compressão de Vapor
IUPAC	União Internacional de Química Pura e Aplicada
ASHP	Air Source Heat Pump
CHE	Cross-flow Heat Exchanger (Trocador de Calor de Fluxo Cruzado)
COP	Coeficiente de Performance
DD	Displacement Desorption (Deslocamento de Dessorção)
DEC	Direct Evaporative Cooler (Resfriador Evaporativo de Ação Direta)
IEC	Indirect Evaporative Cooling (Resfriador Evaporativo de Ação Indireta)
RED	Resfriador Evaporativo de Efeito Direto
DW	Desiccant Wheel (Roda Dessecante)
EC	Evaporative Coolers: Resfriador Evaporativo
GN	Gás Natural
Hr	Umidade relativa (%)
HX	Heat Exchanger (Trocador de Calor)
Q	Vazão de ar (m ³ /h)
RD	Rotor Dessecante
RE	Rotor Entalpico
REC	Regenerative Evaporative Cooler
T	Temperatura (°C)
T _{bs}	Temperatura de bulbo seco (°C)
T _{bu}	Temperatura de bulbo úmido (°C)
\bar{V}_{ar}	Velocidade média do ar (m/s)
$\dot{m}_{ar,reat}$	Vazão mássica do ar de reativação (kg/s)
\dot{m}_{res}	Vazão mássica do ar de resfriamento (kg/s)
\dot{m}_{re}	Vazão mássica do ar de retorno (kg/s)
\dot{m}_{min}	Menor vazão mássica (kg/s)
\dot{m}_{pr}	Vazão mássica do ar de processo (kg/s)
$T_{ar\ amb.}$	Temperatura do ar do ambiente externo (°C)
$T_{re,e}$	Temperatura do ar de retorno na entrada do rotor (°C)
$T_{re,s}$	Temperatura do ar de retorno na saída do rotor (°C)

$T_{pr,e}$	Temperatura do ar de processo na entrada do rotor (°C)
$T_{pr,s}$	Temperatura do ar de processo na saída do rotor (°C)
$T_{reat,e}$	Temperatura do ar de reativação na entrada do rotor (°C)
$T_{res,e}$	Temperatura do ar de resfriamento na entrada do rotor (°C)
$T_{res,s}$	Temperatura do ar de resfriamento na saída do rotor (°C)
$T_{f,A}$	Temperatura do fluido A
$T_{f,B}$	Temperatura do fluido B
V_i	Velocidade na subárea (m/s)
$W_{re,e}$	Razão de umidade do ar de retorno na entrada do rotor (kg _w /kg _a)
$W_{re,s}$	Razão de umidade do ar de retorno na saída do rotor (kg _w /kg _a)
$W_{pr,e}$	Razão de umidade do ar de processo na entrada do rotor (kg _w /kg _a)
$W_{pr,s}$	Razão de umidade do ar de processo na saída do rotor (kg _w /kg _a)
c_p	Calor específico
ε_l	Efetividade latente (%)
ε_s	Efetividade sensível (%)
h	Entalpia (kJ/kg)
h_f	Entalpia do um fluido (kJ/kg)
\dot{Q}_L	Calor extraído do ambiente climatizado (kW)
\dot{Q}_H	Calor dissipado para o ambiente externo (kW)
\dot{Q}_{conv}	Calor transferido por convecção (kW)
\dot{Q}_c	Carga de climatização (kW)
β_T	Coefficiente de desempenho térmico
β_E	Coefficiente de desempenho elétrico
β_G	Coefficiente de desempenho geral
β_{CCV}	Coefficiente de desempenho do sistema CCV

Letras gregas

ρ	Massa específica
ε	Efetividade
β	Coefficiente de desempenho

Subscritos

<i>reat</i>	Reativação
<i>med</i>	Médio
<i>conv</i>	Convecção
<i>cond</i>	Condução
<i>re</i>	Retorno
<i>res</i>	Resfriamento
<i>l</i>	Latente
<i>pr</i>	Processo
<i>S</i>	Sensível
<i>i</i>	Representativo de subáreas
<i>ent</i>	Entrada
<i>e</i>	Entrada
Ef.	Efetividade
<i>sai</i>	Saída
<i>s</i>	Saída
<i>amb</i>	Ambiente

SUMÁRIO

RESUMO.....	I	
ABSTRACT.....	Ii	
LISTA DE FIGURAS.....	Iii	
LISTA DE TABELAS.....	Vi	
NOMENCLATURAS.....	Vii	
Capítulo I	INTRODUÇÃO	01
1.1 Sistemas de climatização envolvidos.....	02	
1.1.1 Sistema de climatização por compressão de vapor (CCV).....	02	
1.1.2 Sistema de climatização dessecante.....	04	
1.1.2.1 Resfriador evaporativo.....	05	
1.1.2.2 Fontes de calor.....	06	
1.2 Motivação.....	07	
1.3 Objetivos.....	08	
1.3.1 Objetivo geral.....	08	
1.3.2 Objetivos específicos.....	08	
1.4 Estrutura do trabalho.....	09	
Capítulo II	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA, SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO PROPOSTO, VANTAGENS E DESVANTAGENS	11
2.1 Revisão bibliográfica.....	11	
2.1.1 Sistemas de climatização dessecantes convencionais.....	13	
2.1.2 Sistemas de climatização híbridos: dessecantes e por compressão de vapor....	17	
2.2 Sistema de climatização híbrido proposto.....	25	
2.2.1 Importância da inserção do rotor entálpico no sistema híbrido proposto.....	27	
2.2.2 Vantagens e desvantagens do sistema híbrido proposto.....	28	
2.2.2.1 Vantagens.....	28	
2.2.2.2 Desvantagens.....	29	

Capítulo III	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	31
3.1	Adsorção.....	31
3.2	Mecanismos de adsorção.....	33
3.2.1	Fisissorção (adsorção física).....	33
3.2.2	Quimissorção (adsorção química).....	33
3.3	Fatores de interferência na adsorção.....	34
3.3.1	Área superficial.....	34
3.3.2	Tempo de contato.....	34
3.3.3	Temperatura.....	35
3.3.4	Porosidade do adsorvente.....	35
3.3.5	Polaridade do adsorvente.....	36
3.3.6	Tamanho das partículas do adsorbato.....	36
3.4	Sólidos adsorventes.....	36
3.4.1	Sílica gel.....	37
3.4.2	Carvão ativado.....	37
3.4.3	Alumina ativada.....	37
3.4.4	Zeólitas.....	38
3.5	Ciclos dos sólidos adsorventes.....	38
3.5.1	Dinâmica de adsorção em rotores adsorptivos.....	39
3.5.1.1	Efetividades de adsorção e troca de calor dos rotores dessecantes.....	42
3.5.1.2	Efetividades de adsorção e troca de calor dos rotores entálpicos.....	43
3.6	Trocadores de calor.....	44
3.6.1	Trocador de calor regenerativo (Rotor sensível).....	48
3.6.2	Trocadores de calor compactos.....	51
3.6.2.1	Evaporador.....	52
3.6.2.2	Condensador.....	53
Capítulo IV	APARATO EXPERIMENTAL	55
	MATERIAIS, INSTRUMENTAÇÃO E METODOLOGIAS	
4.1	Aparato experimental.....	55
4.1.1	Estágio para redução da cargas latentes.....	55

4.1.2 Estágio para redução da cargas sensíveis.....	56
4.1.3 Subsistema de aquecimento do ar de reativação.....	58
4.2 Materiais.....	60
4.2.1 Rotor dessecante.....	60
4.2.2 Rotor entálpico.....	61
4.2.3 Trocador de calor regenerativo (Rotor Sensível).....	63
4.2.4 Sistema CCV.....	64
4.2.5 Motores, ventiladores e inversores de frequência.....	65
4.3 Instrumentação.....	66
4.3.1 Termo higrômetros.....	66
4.3.1.1 Termo higrômetro MTH – 1380.....	66
4.3.1.2 Termo higrômetro HigoPalm.....	67
4.3.1.3 Termo higrômetro HTR – 157.....	68
4.3.2 Termômetro Penta III.....	69
4.3.3 Psicrômetros.....	70
4.3.4 Sistema de monitoramento via sensores DHT.....	71
4.3.5 Anemômetro WM – 1850.....	74
4.3.6 Alicates Wattímetro AW – 4500.....	75
4.4 Metodologias.....	76
4.4.1 Obtenção e equalização das correntes de ar	77
4.4.2 Cálculo da carga de climatização dos sistemas híbrido e CCV.....	79
4.4.3 Cálculo do calor de reativação.....	79
4.4.4 Avaliação do sistema híbrido.....	81
4.4.5 Avaliação do sistema CCV.....	82
Capítulo V	RESULTADOS
	84
5.1 Contribuições do rotor entálpico para o sistema de climatização proposto....	84
5.2 Contribuições do condensador para o sistema de climatização proposto.....	90
5.3 Desempenho do sistema de climatização híbrido e dos seus componentes.....	93
5.3.1 Resultados obtidos a partir do bloco de testes usando as vazões de 909 m ³ /h...	94
5.3.1.1 Efetividades dos rotores.....	94
5.3.1.2 Desempenho do sistema de climatização híbrido.....	96

5.3.1.3 Desempenho do sistema CCV.....	101
5.3.2 Resultados obtidos a partir do bloco de testes usando as vazões de 1204 m ³ /h.	104
5.3.2.1 Efetividades dos rotres.....	104
5.3.2.2 Desempenho do sistema de climatização híbrido.....	106
5.3.2.3 Desempenho do sistema CCV.....	110
5.3.3 Comparativo entre os resultados do sistema híbrido nas vazões de 909 e 1204 m ³ /h considerando a não-existência de perdas na reativação.....	111
Capítulo VI	
CONCLUSÃO	113
6.1 Sobre os rotres.....	113
6.2 Sobre o sistema CCV.....	114
6.3 Sobre o sistema híbrido.....	114
TRABALHOS FUTUROS.....	117
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	118

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

Ambientes para uso público requerem cuidados com diferentes fatores inerentes à sua massa de ar. Nos primórdios esses cuidados, em ambientes fechados, eram realizados usando blocos de gelo produzidos pela natureza junto a ventilação natural, esse processo ficou conhecido como climatização natural e serviu para alcançar condições climáticas de conforto para o corpo humano. Graças à perspicácia do homem, nos dias atuais as condições climáticas ideais ao corpo humano podem ser alcançadas a partir de meios mecanizados, neste caso, o processo ficou conhecido como climatização artificial.

A temperatura e a umidade do ar são fatores que estão diretamente relacionados ao conforto térmico humano, eles são os maiores responsáveis por estabelecerem as condições ideais para que o corpo realize suas funções na ausência de qualquer dano.

O odor e a pureza definem a qualidade do ar e relacionam-se com as sensações de cunho olfáticas e respiratórias, devem ser cuidadosamente observados para que contribuam também com a manutenção do conforto humano. Esses parâmetros podem ser melhorados a partir da renovação da massa de ar, esse processo permite desodorizar e eliminar concentrações de substâncias nocivas como, o Dióxido de Carbono (CO_2), este por sua vez pode causar entre outros efeitos, irritações nas vias respiratórias e sonolência.

Quando se pensa em promover climatização deve ser levada em consideração a eficiência que os sistemas devem ter quando estiverem atuando em diferentes frentes climáticas. Almeja-se eficiência em termos do consumo de energia e em termos do alcance das condições ideais para o conforto térmico humano. Esses, são dois requisitos que andam lado-à-lado nos processos de climatização.

Promover climatização com custos elevados não é interessante para nenhum setor da sociedade. É importante adquirir habilidades que permitam desenvolver sistemas aptos para contribuir para o legado da climatização artificial, que promovam reduções nos custos operacionais e possibilitem a exploração de fontes renováveis de energia.

Nesse sentido, observando os diferentes requisitos necessários para promover condicionamento de ar de forma eficiente em ambientes fechados, e respeitando as necessidades do corpo humano, o presente trabalho apresenta em caráter experimental um sistema de climatização artificial híbrido desenvolvido no Laboratório de Meios Porosos de Adsorção (LAMPA) parte integrante do Laboratório de Energia Solar (LES) situado no Centro de Energia

Alternativas e Renováveis (CEAR) da Universidade Federal da Paraíba (UFPB), Campus I, João Pessoa.

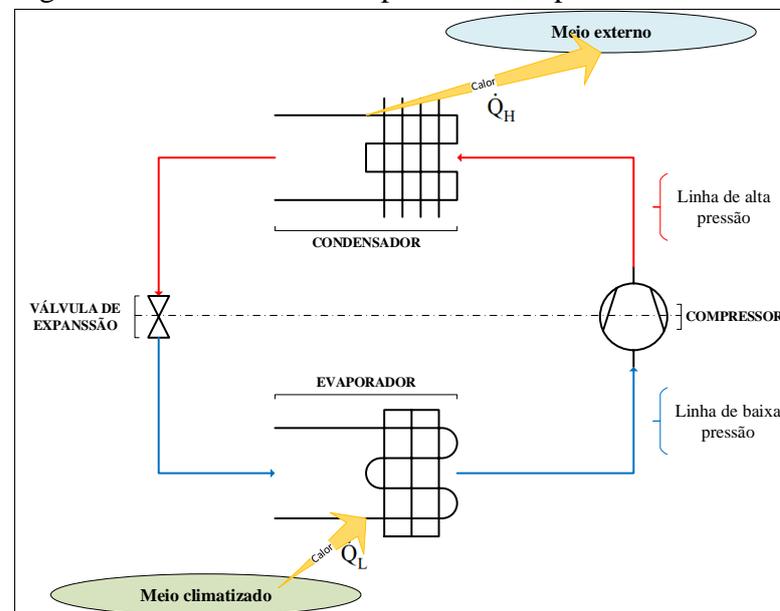
Na seção 1.1 serão descritos os sistemas de climatização que serviram de base para a composição do sistema de climatização mencionado. Na seção 2.2 do capítulo II será apresentada em maiores detalhes a configuração do sistema.

1.1 Sistemas de climatização envolvidos

1.1.1 Sistema de climatização por compressão de vapor (CCV)

O sistema de climatização por compressão de vapor de fluidos refrigerantes é um dos sistemas mecânicos usados para conferir artificialmente as condições de conforto térmico de diferentes ambientes fechados. Nesse sistema, basicamente configurado conforme a ilustração da Figura 1.1. Nesse sistema o vapor de um fluido refrigerante é comprimido fazendo-o adquirir diferentes estados termodinâmicos a partir dos quais, em ciclos, as condições climáticas desejadas nos ambientes climatizados são alcançadas.

Figura 1.1 – Sistema de compressão de vapor.



Fonte: Autor, 2019.

A partir do sistema de climatização por compressão de vapor são reduzidas simultaneamente as cargas sensíveis e latentes do ar do ambiente climatizado. Na Figura 1.1, (\dot{Q}_L) é o calor extraído do ambiente climatizado por meio do fluido refrigerante, e (\dot{Q}_H) é o calor

dissipado para o ambiente externo. Os ciclos termodinâmicos realizados nesse sistema são constituídos por quatro processos ilustrados na Figura 1.2.

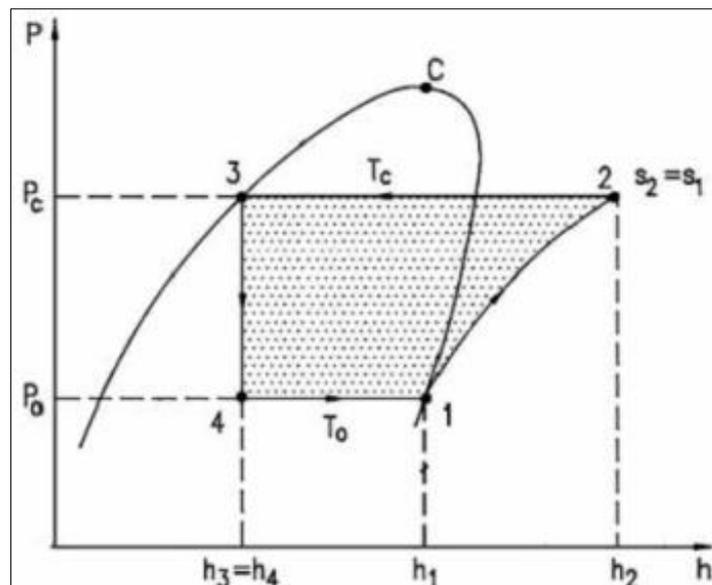
(1-2) compressão: processo em que o compressor realiza trabalhos sobre o vapor do fluido refrigerante transferindo potência ao mesmo.

(2-3) transferência de calor do fluido refrigerante: esse processo ocorre no condensador com o fluido refrigerante sofrendo condensação por conta da transferências do calor (\dot{Q}_H) para o meio ambiente externo.

(3-4) expansão: o fluido condensado se expande em um processo adiabático em dispositivos específicos como, válvulas de expansão ou tubos capilares.

(4-1) transferência de calor para o gás refrigerante: esse processo ocorre no evaporador com o fluido refrigerante sofrendo evaporação por conta da transferência de calor (\dot{Q}_L) do ambiente climatizado para o fluido refrigerante.

Figura 1.2 – Ciclo termodinâmico ideal (P-h).



Fonte: VARGAS, 2010.

Continuamente, esforços são realizados no sentido de aprimorar ainda mais os sistemas de climatização por compressão de vapor. Entre eles, estão os estudos voltados ao desenvolvimento de novos fluidos refrigerantes com intuito de reduzir impactos ambientais, melhorar o desempenho do sistema, dos seus componentes e o consumo de energia elétrica.

Com relação a energia elétrica, os sistemas de climatização por compressão de vapor são vistos como grandes consumidores, ROAF (2001), por exemplo, em seu trabalho,

“Ecohouse – a design guide”, enfatiza que, nos Estados Unidos de toda a energia elétrica produzida mais de 40% são utilizados pelos sistemas de climatização por compressão. SUKAMONGKOL *et al.* (2010), relata também que, na Tailândia 70% do total da energia elétrica exigida pelo agregado familiar, são destinados ao controle das cargas de energia sensível e latente pelos condicionadores de ar.

O desempenho dos CCVs tem como influenciadores as condições climáticas das regiões em que são usados. GHALI (2008) ressalta que, a razão de umidade de climas como o da costa libanesa, é um dos principais contribuintes para a ineficiência dos sistemas da climatização por compressão. O Líbano possui clima mediterrâneo e em sua costa os verões são quentes e secos e os invernos chuvosos, a precipitação anual na costa é de 800 mm (GUIA VIAGENS, 2019).

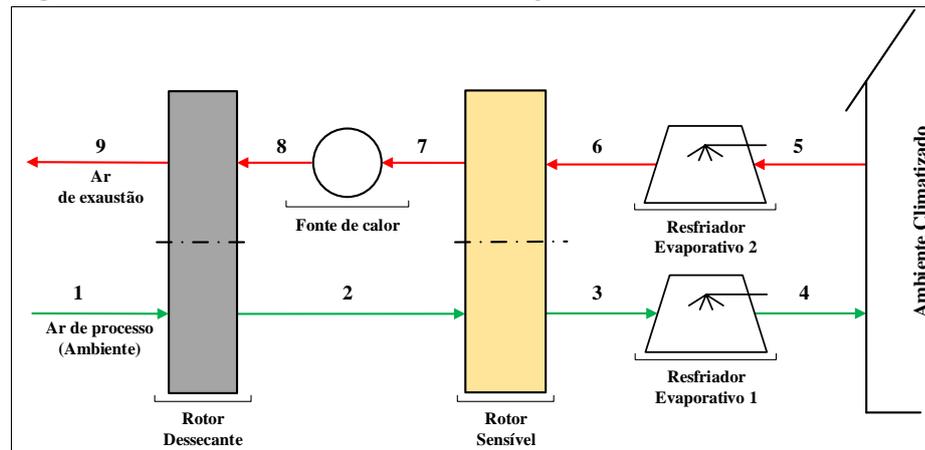
Em face do consumo energético, da atuação em diferentes climas e da utilização de fluidos refrigerantes capazes de afetar o meio ambiente, diferentes estudos no sentido de desenvolver sistemas alternativos à climatização por compressão de vapor veem sendo realizados. Com os avanços tecnológicos foi possível desenvolver a partir de substratos condutores de calor e sólidos adsorventes, leitos porosos adsorptivos onde fluxos de ar puderam ser tratados. Nesses leitos, os fenômenos da transferência de calor e massa definiram a termodinâmica de adsorção e a partir dessa tecnologia foram desenvolvidos os sistemas de climatização dessecantes.

1.1.2 Sistema de climatização dessecante

Os sistemas de climatização dessecantes são apropriados para regiões de climas quente e úmido, eles podem reduzir as cargas sensíveis e latentes do ar de climatização de forma independente antes que o mesmo entre no ambiente climatizado. Podem ainda realizar a renovação total da massa de ar do ambiente climatizado, usar fontes alternativas de energia e são vistos como iniciativas ambiental e ecologicamente atrativas por não fazerem uso de fluidos refrigerante.

Na Figura 1.3, está ilustrada uma configuração básica de um sistema de climatização dessecante. Nela estão posicionados em linha, um rotor dessecante, um trocador de calor regenerativo (rotor sensível), dois resfriadores evaporativos e uma fonte de calor. As setas indicam os sentidos das correntes de ar em relação ao ambiente climatizado e ao ambiente externo. Nesse sistema há a necessidade de que uma das correntes de ar seja aquecida para reativar o sólido adsorvente presente no rotor dessecante, as fontes de calor usadas podem ser de diferentes tipos e dependem das necessidades do projeto dos sistemas.

Figura 1.3 – Sistema básico de climatização dessecante.



Fonte: Autor, 2019.

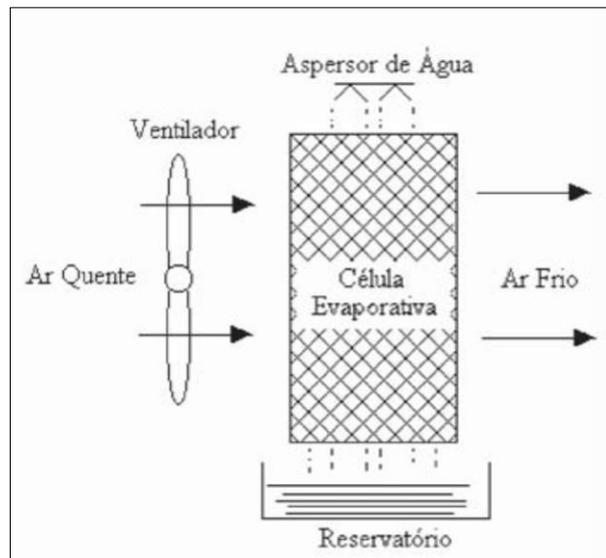
O funcionamento desse sistema, inicia-se pela captação do ar de climatização (ar de processo) do ambiente externo sendo desumidificado e aquecido por meio do rotor dessecante no processo 1-2. Na sequência, o ar tem sua temperatura reduzida por meio do trocador de calor regenerativo no processo 2-3. No ponto 3, relativamente ao ar de processo que se encontrava no ponto 1, ou seja, antes de cruzar o rotor dessecante, as cargas sensíveis e latentes do ar estão reduzidas. As condições do ar no ponto 3 devem ser suficientes para permitir que, por meio da evaporação de água pulverizada no interior do resfriador evaporativo, atribua-se ao ar condições de conforto térmico no processo 3-4. Ao entrar no ambiente climatizado, o ar de processo equilibra-se com o ar já existente no ambiente climatizado e pode sofrer alterações em sua temperatura e em sua razão de umidade.

No ponto 5, o ar do ambiente climatizado é utilizado para ser o meio para onde, pelo processo 2-3, o calor do ar de processo armazenado na matriz do trocador de calor regenerativo será transferido. Antes de entrar em contato com a matriz do trocador de calor regenerativo, o ar do ambiente climatizado denominado ar de resfriamento por meio do processo 5-6, deve ter sua temperatura novamente reduzida. Na sequência, após o contato com a matriz do trocador de calor regenerativo, o ar sofre aumento em sua temperatura, mantendo sua razão de umidade constante. No ponto 7, o ar é dito de regeneração ou de reativação, ele serve para restaurar o ciclo adsorativo do sólido adsorvente do rotor dessecante. No processo 7-8, o ar de reativação passa por mais um processo de aquecimento por meio da fonte de calor, mantendo sua razão de umidade constante. Ao entrar em contato com a matriz do rotor dessecante, no processo 8-9, o ar de reativação sofre redução em sua temperatura e aumento em sua razão de umidade.

1.1.2.1 Resfriador evaporativo

Nos sistemas de climatização dessecantes, os resfriadores evaporativos são dispositivos que realizam um processo de climatização ambientalmente amigável e energeticamente eficiente. Eles utilizam apenas água como fluido de trabalho e podem ser uma alternativa econômica aos sistemas condicionadores de ar convencionais, em muitos casos (CAMARGO, 2003). Na Figura 1.4, está ilustrado o perfil de um resfriador evaporativo de efeito direto (RED).

Figura 1.4 – Resfriador evaporativo direto.



Fonte: CAMARGO, 2003.

De acordo com CARDOSO, CAMARGO e TRAVELHO (1999), em um RED, a água é vaporizada dentro da corrente de ar e o calor e massa transferidos entre o ar e a água reduzem a temperatura de bulbo seco do ar e aumentam sua umidade, mantendo constante a entalpia (resfriamento adiabático). Segundo os autores, nesse equipamento não há redução na entalpia e a mínima temperatura que se pode atingir é a de bulbo úmido do ar que entra no sistema. Porém, é possível obter menores temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido na saída, para isso, basta que a água que recircula e supre o equipamento esteja antes resfriada.

1.1.2.2 Fontes de calor

Nos sistemas de climatização dessecantes as fontes de calor estão diretamente ligadas ao processo de desumidificação do ar que ocorre a partir dos rotores dessecantes. São elas que promovem a restauração do potencial adsorptivo dos sólidos adsorventes existentes nas matrizes dos rotores dessecantes após saturação. Existem fontes de efeito direto e de efeito indireto. As fontes de efeito direto são aquelas que aquecem o ar de reativação sem a necessidade de meios

secundário para transferir calor ao ar. As fontes de efeito indireto, contrariamente, aquecem o ar a partir de um meio secundário.

O gás natural se enquadra na categoria de fonte de efeito direto. A partir da sua combustão é possível aquecer o ar de reativação de forma rápida e alcançar as temperaturas desejadas para restaurar o ciclo do sólido adsorvente.

O sol se enquadra na categoria de fontes de efeito indireto. Apesar da necessidade de meios secundários para transferir calor ao ar de reativação, ele é uma fonte de energia renovável que quando utilizada não gera resíduos poluentes.

A eletricidade produzida em termelétricas e/ou hidrelétricas, também se enquadra na categoria de fontes de efeito indireto. Apresenta relativa rapidez e praticidade no aquecimento do ar, mas seu uso nos sistemas de climatização dessecantes não é muito atraente, uma vez que não contribuiriam para a redução dos gastos com energia elétrica.

Além das fontes mencionadas, existem também, o bagaço da cana de açúcar, a lenha, o carvão mineral e derivados e o vento. A utilização de todas essas fontes depende apenas dos requisitos inerentes aos projetos dos sistemas de climatização dessecantes, entre os quais, encontram-se, a viabilidades de uso, a praticidade, a rapidez no aquecimento do ar, a emissão de poluentes e os custos operacionais e de aquisição.

1.2 Motivação

Em tempos que, se deve cuidar do presente pensando no futuro é de fundamental importância que o homem seja capaz de promover logística para que a sua sustentabilidade e desenvolvimento sejam mantidas por mais tempo. Nesse sentido, os cuidados com as fontes de energia, enquadram-se no grupo de alternativas que podem ser seguidas para a garantir o futuro das próximas gerações.

Na natureza existem diferentes fontes de energia. Existem as fontes renováveis e as não-renováveis. A partir da perspicácia humana, essas fontes foram transformadas para serem diretamente utilizadas. Como fontes renováveis, por exemplo, existem o sol, as águas e o vento. Como fontes não-renováveis, por exemplo, existem, o petróleo, o carvão mineral e o gás natural.

Uma das formas de energia para uso direto é a elétrica. Este insumo, fruto da transformação tanto de fontes renováveis quanto de fontes não-renováveis, fez-se ao longo do tempo cada vez mais necessário à existência da humanidade. Essa necessidade cada vez mais crescente, impede que possa ser conhecido o exato momento em que as fontes não-renováveis

irão se esgotar. É necessário, portanto, que as fontes renováveis, sejam em maior grau ou totalmente exploradas, como garantia da não-existência de um colapso energético.

Há diferentes maneiras de contribuir para a preservação das fontes de energia, o simples apagar de uma lâmpada, apesar de não ser o suficiente, pode ajudar nessa preservação. O aproveitamento de insumos de energia também é um caminho inteligente a ser seguido.

Nesse contexto, em um cenário em que toda boa ideia é bem-vinda, a proposta da presente pesquisa além da oportunidade de contribuir para o legado da climatização artificial, é motivada também pela oportunidade de contribuir com a preservação das fontes de energia esgotáveis, observando neste caso, a reutilização de insumos de energia térmica e a flexibilização para o uso de fontes de energia não-esgotáveis.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo geral

Desenvolver em caráter experimental um sistema de climatização artificial híbrido unindo a climatização dessecante e a climatização por compressão de vapor para atuar em modo de ventilação aberto em regiões de climas quente e úmido onde as cargas sensíveis e latentes do ar de climatização poderão ser tratadas de forma individual e a massa do ar do ambiente climatizado ser totalmente renovada. O processo de renovação permitirá que concentrações de substâncias nocivas à saúde sejam eliminadas. Ao fim, o sistema proposto deverá ser capaz de atribuir ao ar de climatização condições suficientes para alcançar e manter condições de conforto térmico humano, e dessa forma apresente-se como alternativa apta para promover climatização artificial com bons coeficientes de desempenho.

1.3.2 Objetivos específicos

O sistema híbrido proposto contará em sua estrutura com dois rotores adsorptivos, um dessecante e outro entálpico, um trocador de calor regenerativo (rotor sensível), dois trocadores de calor compactos constituintes de um sistema CCV residencial de janela e um subsistema para aquecimento do ar de reativação. Em relação aos sistemas dessecantes convencionais e aos sistemas dessecantes híbridos já estudados em diferentes literaturas, objetiva-se especificamente no presente trabalho:

- Melhorar a capacidade de desumidificação e conseqüentemente a redução das cargas latentes do ar de climatização mediante a inserção do rotor entálpico (RE) para atuar em conjunto com o rotor dessecante (RD);
- Melhorar a transferência de calor do tipo ar-ar e conseqüentemente reduzir, ainda mais, as cargas sensíveis do ar de climatização, mediante melhorias estruturas no sistema de rotação do trocador de calor regenerativo (rotor sensível);
- Reduzir mediante a atuação conjunta dos rotores dessecante e entálpico, o consumo da fonte de calor de reativação;
- Reduzir o consumo da fonte de calor de reativação mediante o reaproveitamento de insumos de energia térmica dissipados pelo condensador do sistema CCV;
- Flexibilizar a utilização do sol como fonte de calor mediante o aproveitamento dos insumos de energia térmica dissipados no condensador do sistema CCV e da obtenção de maiores níveis de desumidificação pela atuação conjunta dos rotores;
- Aumentar a redução das cargas sensíveis e da capacidade de climatização mediante a atuação conjunta do trocador de calor regenerativo e do evaporador constituinte do sistema CCV;
- Obter coeficientes de desempenho e cargas de climatização com valores expressivos para que coloquem o sistema híbrido estudado como alternativa capaz de promover climatização eficiente;
- Avaliar em carta psicrométrica a evolução do tratamento do ar de climatização (ar de processo) em relação a zona de conforto térmico tendo como referência a NBR 6401.
- Avaliar o desempenho do sistema CCV como componente do sistema de climatização híbrido observando os efeitos produzidos pela redução das cargas sensíveis e latentes do ar.

1.4 Estrutura do trabalho

Capítulo I – Este capítulo foi dedicado aos princípios introdutório observando o tema da pesquisa que trata do desenvolvimento de um protótipo de climatização artificial híbrido e onde foram evidenciados os sistemas de climatização envolvidos, a motivação e os objetivos almejados.

Capítulo II – Neste capítulo foi realizada a revisão bibliográfica onde foram apresentadas literaturas fundamentais ao desenvolvimento e conhecimentos dos princípios funcionais do sistema híbrido, e finalizado com a apresentação da sua configuração estrutural, vantagens e desvantagens.

Capítulo III – Este capítulo foi dedicado a fundamentação teórica que regeu os princípios funcionais de todos os componentes e do sistema de climatização híbrido como um todo.

Capítulo IV – Neste capítulo foi feito o detalhamento do aparato experimental para a melhor compreensão do sistema, e apresentadas as características dos seus componentes, da instrumentação e das metodologias de avaliação.

Capítulo V – Este capítulo foi dedicado aos resultados da presente pesquisa.

Capítulo VI – Este capítulo foi dedicado a conclusão da pesquisa.

Trabalhos futuros – Nesta seção foram feitas sugestões para trabalhos futuros.

Referências bibliográficas – Nessa seção encontra-se todo o referencial teórico usado como suporte para o desenvolvimento do presente trabalho.

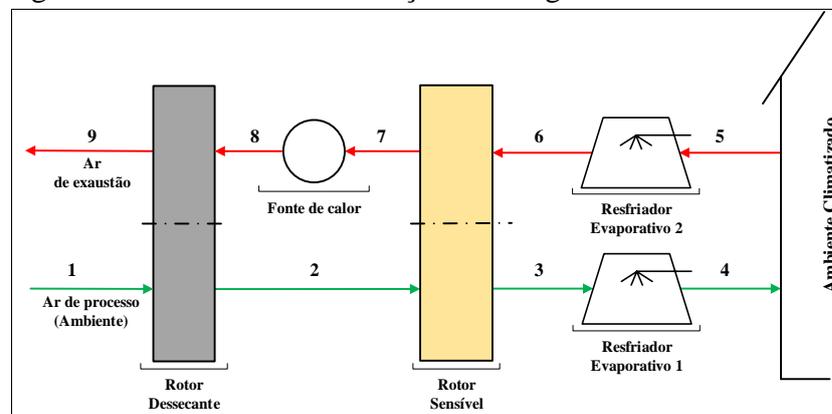
CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA, SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO PROPOSTO, VANTAGENS E DESVANTAGENS

2.1 Revisão bibliográfica

Estudo e desenvolvimento dos sistemas de climatização dessecantes tiveram início em meados da década de 1960 (JURINAK *et al.* 1984). O primeiro sistema teve seu desenvolvimento, com Pennington resolvendo o problema da limitação climática dos sistemas de climatização abertos formados apenas por resfriadores evaporativos. Segundo PENNEY e MCCLAIN-CROSS (1985), Pennington solucionou o problema daqueles sistemas, saturando a matriz de um trocador de calor rotativo com uma solução dessecante, com isso ele criou um desumidificador regenerativo e adiabático. Unindo esse desumidificador a um trocador de calor rotativo, a uma fonte de calor e dois resfriadores evaporativos, foi criado o sistema ilustrado na Figura 2.1, conhecido como ciclo de Pennington ou ciclo de ventilação.

Figura 2.1 – Ciclo de climatização Pennington.



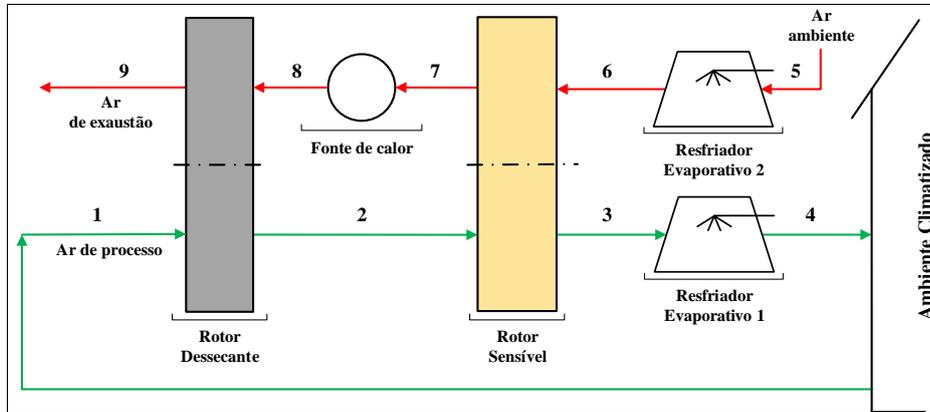
Fonte: Autor, (2019).

De acordo com PENNEY e MCCLAIN-CROSS (1985), na década de 1960, após o reconhecimento do potencial do ciclo Pennington pelo então Instituto de Tecnologia de Gás (IGT), foram construídos uma série de protótipos do sistema usando gás como fonte de energia. No final dos anos 1970, foram construídos protótipos com fonte de energia solar. Só em 1981 a partir de testes experimentais foram alcançados coeficientes de desempenho superior a 0,5.

Com intuito de aumentar a capacidade de climatização, foi desenvolvido o ciclo de recirculação a partir da modificação do ciclo Pennington. Na Figura 2.2, está ilustrada a

configuração do novo ciclo que utiliza o ar do próprio ambiente climatizado como ar de processo.

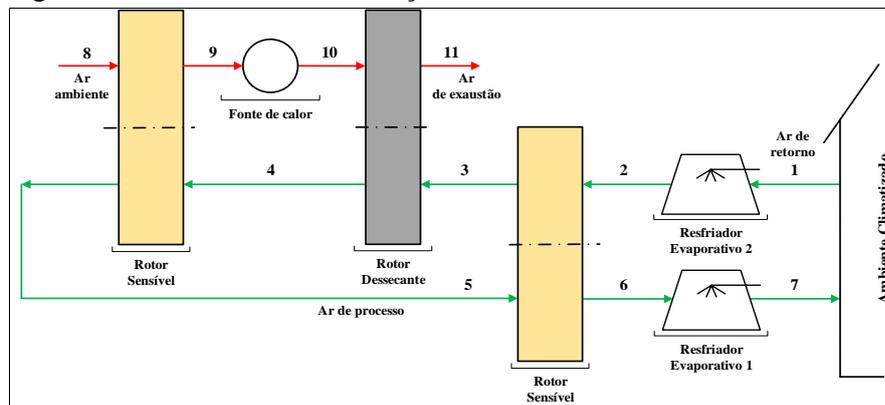
Figura 2.2 – Ciclo de recirculação.



Fonte: Autor, 2019.

Mais a diante, a pedido de uma empresa australiana, DUNKLE (1965), criou uma nova versão para o sistema de climatização dessecante dando-a denominação de ciclo Dunkle. Por meio da Figura 2.3, é possível conhecer a configuração desse ciclo que combina os princípios funcionais dos ciclos de ventilação e recirculação.

Figura 2.3 – Ciclo de climatização Dunkle.



Fonte: Autor, 2019.

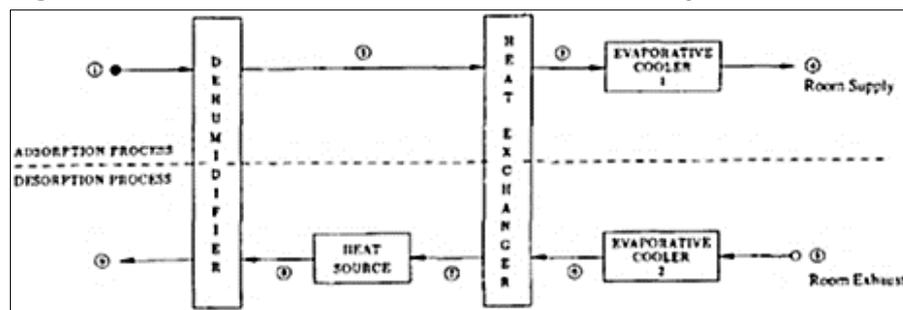
A partir dos ciclos Pennington e Dunkle, entre modelagens e experimentos, diferentes estudos já foram realizados. Alguns concentraram seus esforços na avaliação dos desumidificadores, chegando a propor melhorias ou mesmo desenvolver novos dispositivos, outros inclinaram-se no sentido de estudar e desenvolver novas vertentes para os sistemas de climatização dessecantes. Nessas vertentes, encaixam-se os sistemas convencionais, que combinam desumidificação e resfriamento evaporativo, e os sistemas híbridos, que combinam

a desumidificação e a compressão de vapor de fluidos refrigerante. Na seção 2.1.1, serão apreciadas algumas configurações referentes aos sistemas dessecantes convencionais.

2.1.1 Sistemas de climatização dessecantes convencionais

Com a intenção de conhecer o desempenho de um sistema de climatização dessecante, a partir do comprimento dos canais de passagem de ar, da fração de desumidificação e da isoterma de desumidificação, CHAROENSUPAYA e WOREK (1988) usando simulações numéricas, mostram a partir de um sistema baseado no ciclo de Pennington, que a capacidade de climatização é melhorada quando a capacidade de desumidificação do rotor é aumentada, essa por sua vez seria proporcional ao comprimento dos canais. Na Figura 2.4, está ilustrada a configuração do sistema estudado.

Figura 2.4 – Sistema dessecante em modo de ventilação.

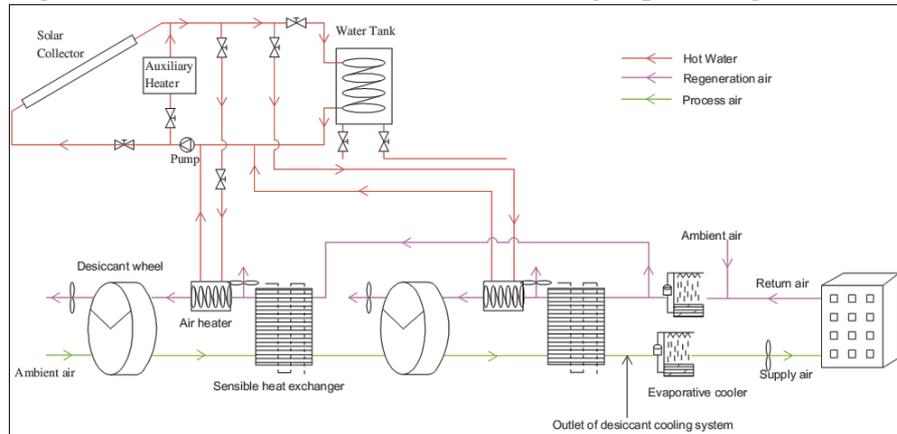


Fonte: CHAROENSUPAYA; WOREK, 1988.

Um dos desafios de todos os sistemas de climatização é a variação climática das regiões em que se usa a tecnologia. Nesse contexto, especificamente no sentido de provar o potencial dos sistemas de climatização dessecantes, JAIN e DHAR (1995), realizaram um estudo no qual foram avaliados de forma psicrométrica os ciclos de climatização dessecantes nos modos de ventilação, recirculação e Dunkle em 16 cidades da Índia com climas quente e úmido. Os resultados simulados com base em dados experimentais mostram que, para todas as condições climáticas o ciclo Dunkle apresentou melhor desempenho por conta de um trocador de calor adicional.

De forma semelhante, LIMA *et al.* (2002), simularam um sistema em modo de ventilação, com objetivo de avaliar o conforto térmico de ambientes em climas quente e úmido com temperatura de bulbo seco de 30°C e umidade relativa de 75%, usando vazão de ar de 10.000 m³/h. O estudo usou temperaturas de reativação de 120, 140 e 160°C, dentre as quais o

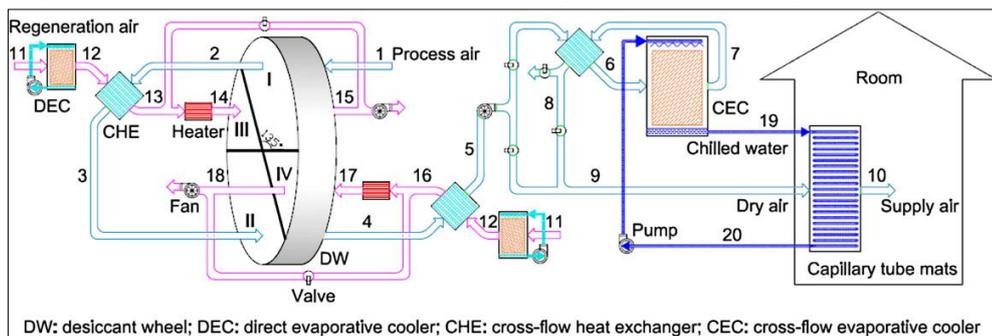
Figura 2.6 – Sistema dessecante, com reativação por energia solar.



Fonte: GE *et al.*, 2010.

Diferentes estudos dedicados ao desenvolvimento de novos subsistemas de resfriamento evaporativos para melhorar o desempenho da climatização dessecante já foram realizados. Dentro dessa categoria enquadram-se LA *et al.* (2010), que estudaram os efeitos produzidos por um resfriador evaporativo no tratamento da carga sensível do ar de processo usando água resfriada em tubos capilares dentro do próprio ambiente climatizado. O sistema com a configuração ilustrada na Figura 2.7, alcançou COP térmico maior que 1.0 e COP elétrico de 8.0, usando 80°C como temperatura de reativação.

Figura 2.7 – Sistema com resfriamento evaporativo e tubo capilar.

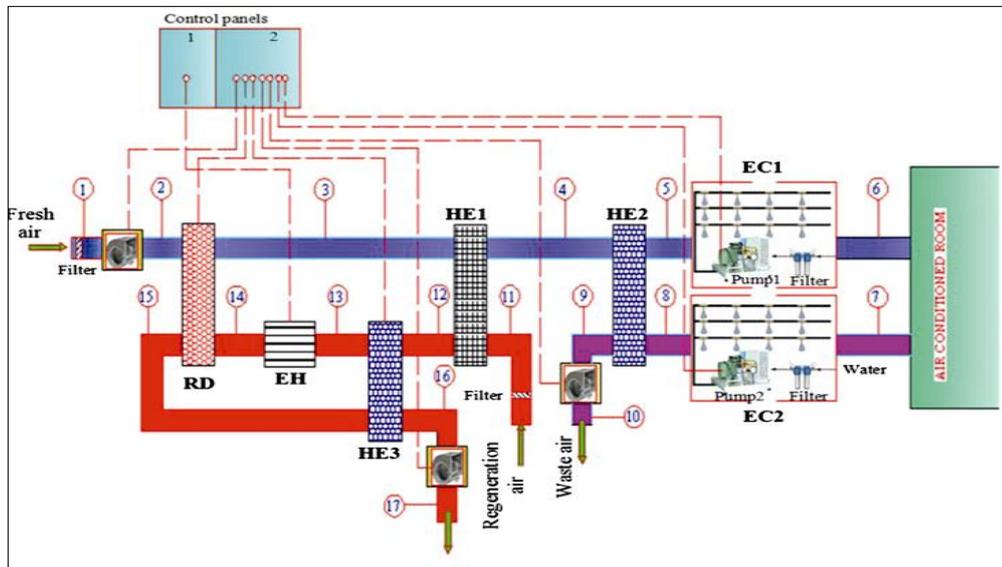


Fonte: LA *et al.*, 2010.

UÇKAN *et al.* (2013), estudaram um sistema dessecante com objetivo de aumentar o desempenho da climatização em um clima quente e úmido usando um rotor dessecante, três rotores sensíveis, dois resfriadores evaporativos e um aquecedor de ar a gás. Com a vazão de 3000 m³/h para o ar de processo e temperatura de reativação de 110°C, os resultados da configuração apresentada na Figura 2.8, mostraram uma redução na temperatura do ar de processo de 35°C para 14°C na entrada do ambiente climatizado, e uma capacidade de

climatização aproximada de 19,67kW com COP entre 0,64 e 0,76. Para ASHRAE, ao ambiente climatizado, foram conferidas as condições de conforto térmico necessárias.

Figura 2.8 – Sistema dessecante com resfriamento de efeito direto.

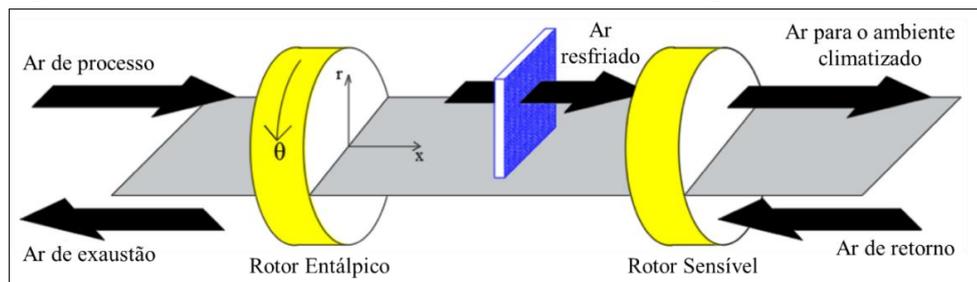


Fonte: UÇKAN *et al.*, 2013.

Um parâmetro de grande relevância quando se pensa em promover climatização artificial, é o consumo de energia gerado pelos sistemas. Este parâmetro pode ser entendido também, como um dos principais influenciadores do surgimento da climatização artificial dessecante. Esta por sua vez, não necessariamente deve ter na estrutura dos seus sistemas, apenas rotores do tipo dessecantes que requerem reativação a altas temperaturas.

Nesse sentido, EL-MAGHLANY *et al.* (2017) desenvolveram um sistema a partir de um rotor dessecante de efeito passivo (rotor entálpico) e um rotor sensível. O sistema cuja configuração está apresentada na Figura 2.9, foi usado para melhorar o desempenho térmico de sistemas de condicionamento de ar de edifícios que apresentavam grande consumo de energia.

Figura 2.9 – Sistema de climatização com rotores entálpico e sensível.



Fonte: EL-MAGHLANY *et al.*, 2017.

Nessa seção, foram conhecidas as configurações de alguns sistemas de climatização dessecantes convencionais estudadas em face da necessidade de alternativas para fazer frente aos sistemas convencionais de climatização por compressão de vapor. Os esforços concentrados nos diferentes estudos buscaram desenvolver sistemas capazes de promover com eficiência as condições climáticas necessárias ao conforto térmico humano.

A literatura mostrou que não há número específico de componentes para compor os sistemas dessecantes e que todas as configurações desenvolvidas ao longo tempo não fugiram aos princípios dos ciclos precursores de Pennington (ventilação e recirculação) e de Dunkle. Os diferentes estudos, na verdade, comprometeram-se com a tentativa de aprimorar os ciclos inicialmente desenvolvidos, e para isso, usaram modelagens numéricas, desenvolvimento e a implantação de rotores (dessecante, entálpico e sensível) e resfriadores evaporativos (de efeito direto ou indireto), que pudessem melhorar os sistemas em sua totalidade. Partindo dessa premissa, na seção 2.12, serão conhecidos alguns estudos referentes aos sistemas de configurações híbridas a partir da climatização dessecante e da climatização por compressão de vapor.

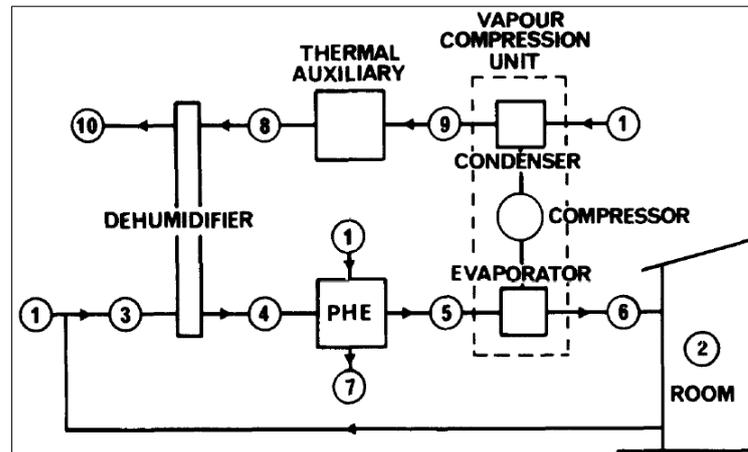
2.1.2 Sistemas de climatização híbridos: dessecantes e por compressão de vapor

De acordo com SCHLEPP e SCHULTZ (1984), a combinação da capacidade dos sistemas dessecantes com a dos sistemas por compressão de vapor resulta em sistemas de climatização mais eficientes. Segundo o autor, essa combinação pode ser ainda mais aprimorada quando o calor rejeitado pelo condensador é usado para ajudar na reativação do sólido adsorvente. Essa ação, torna o sistema híbrido uma alternativa eficiente em termos de energia. Além disso, nesse estudo, onde foram investigadas quatro configurações híbridas para pequenas aplicações residenciais e comerciais, constou-se que, em relação ao melhor sistema de climatização por compressão de vapor, as configurações híbridas apresentaram economias substanciais de energia que variaram entre 30% e 80%.

Também no sentido de investigar o consumo de energia, SHERIDAN e MITCHELL (1985) a partir do sistema com ciclo de recirculação configurado na Figura 2.10, estudaram as alterações de consumo nas cidades australianas de Darwin (clima quente e úmido) e Portland (clima quente e seco). Os resultados mostraram que, o sistema híbrido consumiu entre 25 e 40% menos energia que o sistema convencional por compressão de vapor. Nesse estudo, os autores ressaltaram, que o sistema combinando apenas a compressão de vapor com o trocador de calor PHE, poderia alcançar economias de energia significativas, principalmente em regiões de

climas quente-seco. Já a combinação da compressão de vapor com o sistema de desumidificação, seria mais promissora em climas com carga latente elevada, tendo maior economia usando fontes de calor alternativas como a solar ou os rejeitos do condensador.

Figura 2.10 – Sistema híbrido, com tocador de calor PHE.

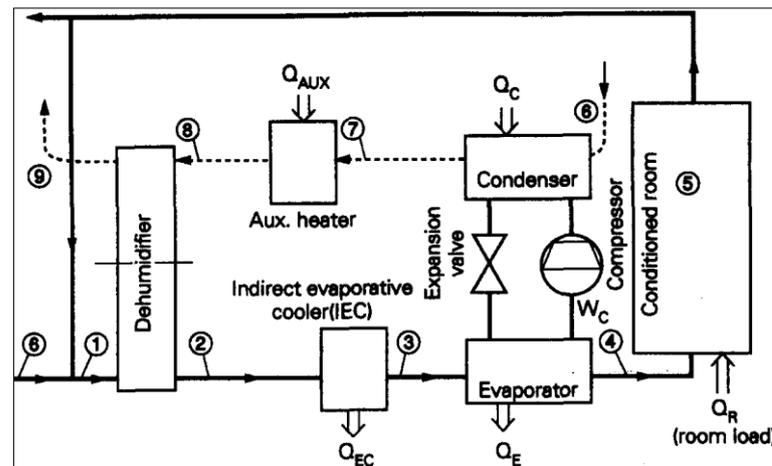


Fonte: SHERIDAN; MITCHELL, 1985.

WOREK e MOON (1986), a partir de simulações numéricas de um protótipo de climatização híbrido, com reutilização dos rejeitos de calor do condensador do sistema de climatização por compressão de vapor para reativar os ciclos de desumidificação, mostram que o sistema híbrido obteve 60% mais capacidade do que um sistema de climatização padrão por compressão de vapor.

YADAV e KAUSHIK (1991), investigaram três ciclos híbridos classificados como, ciclo de recirculação/condensador, ciclo de ventilação/condensador e ciclo de ventilação/trocador de calor. Comparando os resultados, o ciclo que apresentou melhor desempenho foi aquele em modo de recirculação/condensador ilustrado na Figura 2.11. Nesse sistema o COP do sistema por compressão foi 4.4. Nas configurações em modo de ventilação/condensador e ventilação/trocador de calor, os COPs foram 2.7 e 3.2, respectivamente. Segundo os autores, todos os ciclos apresentaram economias consideráveis de energia.

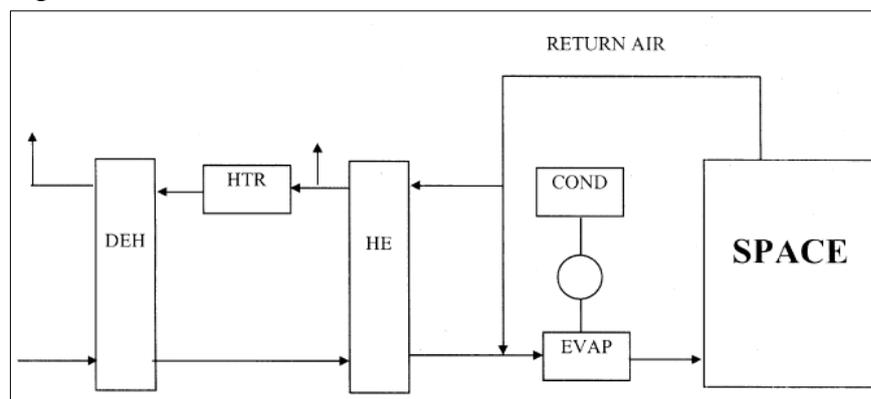
Figura 2.11 – Sistema híbrido de recirculação/condensador.



Fonte: YADAV; KAUSHIK, 1991.

DHAR e SINGH (2001), investigaram a adequação de um sistema de climatização híbrido para aplicações em climas quente-seco e quente-úmido. A partir de um modelo detalhado para simular o desempenho do rotor dessecante, o estudo, em que o esquema do sistema estudado está ilustrado na Figura 2.12, mostrou que uma considerável economia de energia poderia ser obtida usando ciclos híbridos ao invés de ciclos convencionais, especialmente em condições de tempo quente-seco. Em climas quente-úmido a economia de energia só é possível sob condições de alta carga latente, podendo ser o desempenho do sistema melhorado a partir da melhoria de diferentes parâmetros operacionais do rotor dessecante (DEH).

Figura 2.12 – Sistema híbrido, com trocador de calor rotativo (HE).

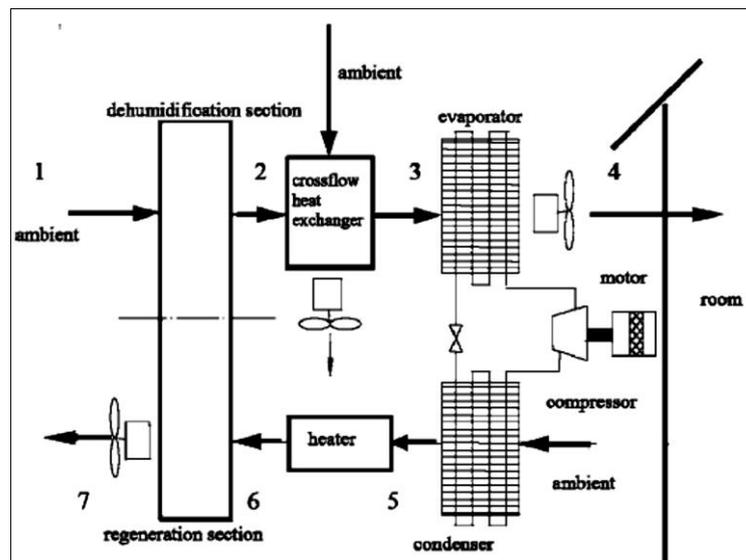


Fonte: DHAR; SINGH, 2001.

YONG *et al.* (2006), apresentaram resultados experimentais obtidos a partir de um sistema híbrido onde os testes foram realizados em regiões de clima quente-úmido em Hong Kong. No rotor dessecante do sistema, foi utilizado LiCl (Cloreto de Lítio) como material

adsorvente. Os resultados do estudo foram apresentados tendo como parâmetros de avaliação, o COP_p (consumo de energia primária), e o COP_e (consumo de energia elétrica). O sistema ilustrado na Figura 2.13, apresentou reduções consistentes na razão de umidade e na temperatura do ar de processo satisfazendo as cargas, sensível e latente, e ao aumento dos COPs. Segundo os autores, o COP_p e o COP_e , atingiram valores máximos de 0.5 e 3.0, respectivamente.

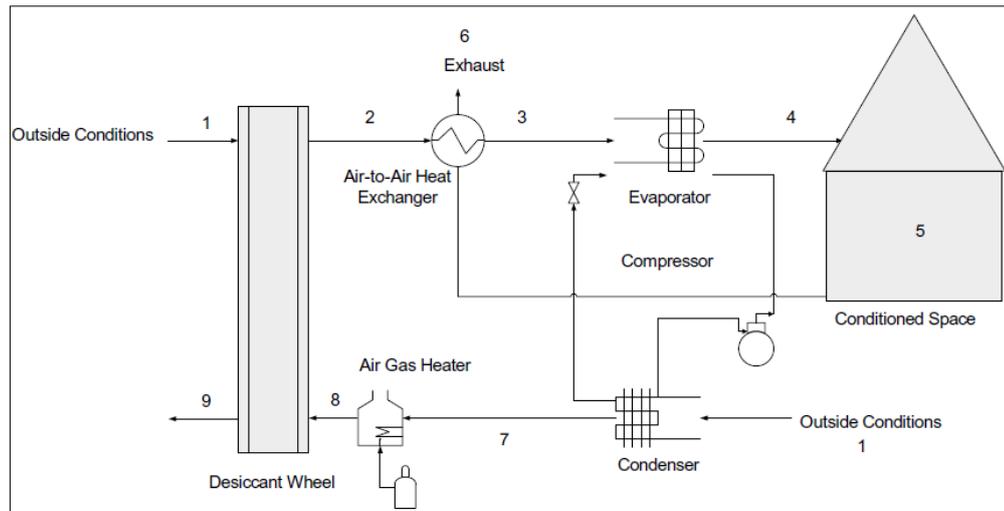
Figura 2.13 – Sistema híbrido, com CHE.



Fonte: YONG *et al.*, 2006.

GHALI (2008) simulou a performance transiente de um sistema de climatização híbrido em um auditório nas condições ambientais de Beirute. O sistema ilustrado na Figura 2.14, foi configurado para usar o calor dissipado no condensador para reativação do ciclo dessecante e ter a queima de gás natural como fonte auxiliar. O objetivo deste trabalho concentrou-se em realizar um estudo sobre o desempenho e consumo de energia, comparando os resultados do sistema híbrido aos de um sistema convencional de ar-condicionado Split. Os resultados mostram que, em uma área de 150 m² ocupada por 10, 60 e 100 pessoas entre os meses de janeiro e dezembro, o sistema híbrido apresentou-se economicamente viável com apenas um desempenho levemente inferior ao do sistema Split nos cenários com 10 pessoas no mês de setembro e no cenário com 100 pessoas no mês de outubro.

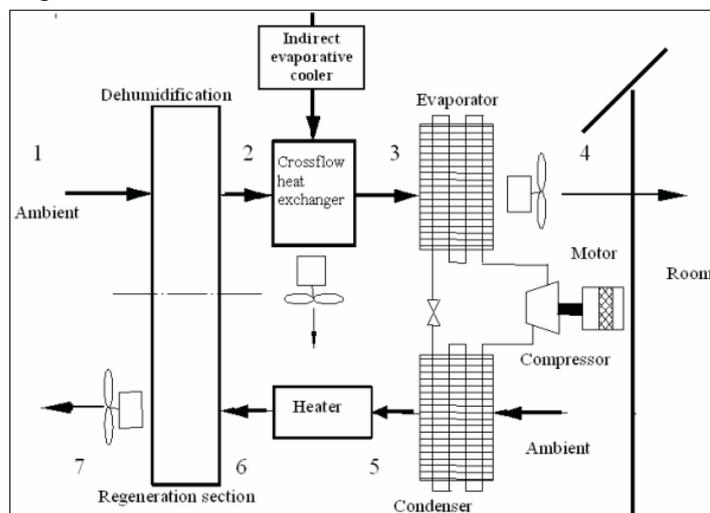
Figura 2.14 – Sistema híbrido, de reativação a partir do condensador e gás.



Fonte: GHALI, 2008.

SUMATHY *et al.* (2009) acrescentaram um resfriador evaporativo de efeito indireto (Indirect Evaporative Cooling - IEC), ao sistema apresentado por YONG *et al.* (2006) e realizaram testes em regiões de alta umidade no sudeste da China. No sistema com configuração ilustrada na Figura 2.15, dois tipos de rotores dessecantes foram utilizados, um constituído por LiCl e outro por dessecantes compostos. Esse sistema foi avaliado em relação ao consumo de energia primária (COP_p). De acordo com os autores, em função do aumento da vazão de ar o COP_p máximo do sistema foi 0.53 quando usando o rotor com LiCl, e máximo de 0.5 quando usando o rotor com dessecantes compostos. Em função do aumento da temperatura de reativação, o COP_p máximo do sistema usando o rotor com LiCl foi 0.48, e máximo de 0.47 para o rotor com dessecantes compostos.

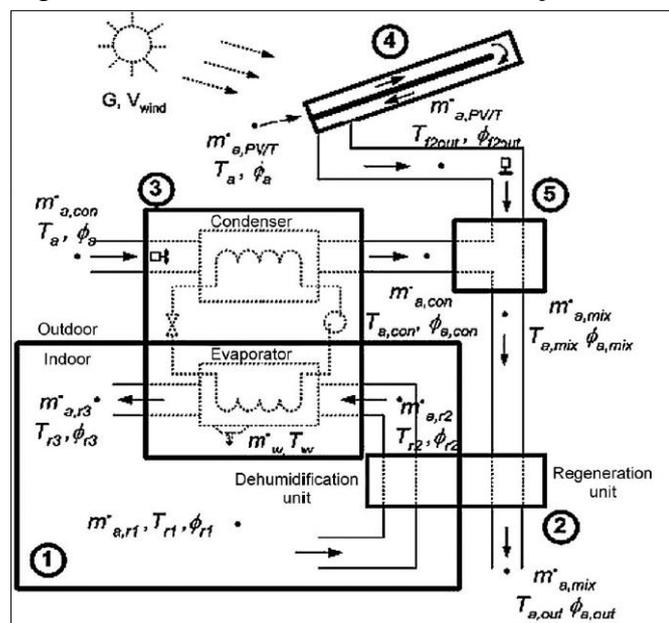
Figura 2.15 – Sistema híbrido, com CHE e IEC.



Fonte: SUMATHY *et al.*, 2009.

SUKAMONGKOL *et al.* (2010), compararam resultados experimentais aos resultados simulados apresentados por um sistema de climatização híbrido de reativação mista de energia solar e do calor dissipado no condensador. O sistema ilustrado na Figura 2.16, teve como intuito reduzir o consumo de energia em condições de clima tropical. Segundo os autores, a energia térmica gerada a partir do condensador e da captação solar, permitiu fazer com que o ar de reativação obtivesse temperatura de 53°C, isso permitiu poupar cerca de 18% da energia, quando comparado ao sistema convencional.

Figura 2.16 – Sistema híbrido, de reativação mista.



Fonte: SUKAMONGKOL *et al.*, 2010.

LA *et al.* (2011), estudaram um sistema híbrido de dois estágios e com tratamento individual do ar de processo. Um desses estágios foi composto por um sistema de climatização dessecante de duplo estágio de desumidificação e com reativação por energia solar, o outro estágio foi composto por um sistema de climatização por compressão de vapor convencional. A avaliação do sistema foi realizada a partir de simulações na plataforma TRANSYS, e os resultados mostraram que, com o duplo estágio de secagem foi alcançado uma capacidade frigorífica de 10,9 kW correspondente à 35,7% da capacidade total do sistema híbrido. Para os climas das cidades de Pequim (umidade moderada), Xangai (úmido) e Hong Kong (clima extremamente úmido), o sistema removeu cerca de 57%, 69% e 55% da razão de humidade, respectivamente. Em relação ao consumo de energia elétrica, foram obtidas reduções de 31%, 34% e 22%, respectivamente. O COP térmico desse sistema foi de 1.0, e o COP elétrico de 11.48.

HONG, GUOHUI e HONGWEI (2012), investigaram dois tipos de sistemas híbridos, um composto a partir da compressão de vapor e um rotor dessecante identificado como (CV+D), e outro composto pela compressão de vapor, um rotor dessecante e um resfriador evaporativo identificado como (CV+D+EC). A partir de uma configuração com reativação por energia elétrica e solar ilustrada, em cada sistema foi usado um modelo matemático para avaliar a performance do rotor dessecante em termos da energia térmica e um modelo físico para avaliar a performance total. Entre outros resultados, o estudo mostrou que o COP do sistema por compressão de vapor aumentou em 16,09% no sistema (CV+D) e 28,71% no sistema (CV+D+EC), e o consumo de energia reduzido em 58,37% no (CV+D) e 78,71% no sistema (CV+D+EC).

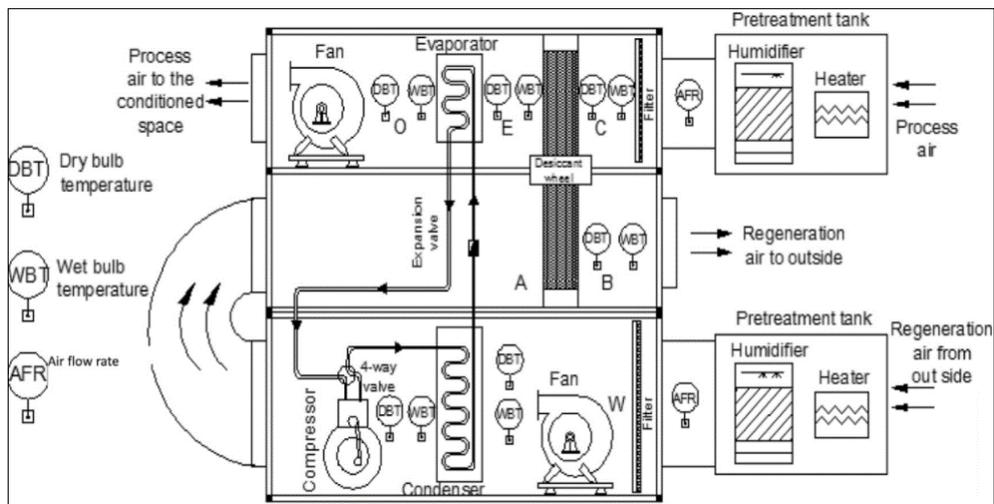
BANIYOUNES, RASUL e KHAN (2013), investigaram com base em resultados experimentais e simulados, a performance de um sistema híbrido de reativação solar no campus da universidade Central de Queensland, Austrália. Nessa configuração, o ar após tratado pelo sistema dessecante foi tratado, também, dentro do ambiente climatizado por um sistema de climatização por compressão de vapor. Nesse estudo os resultados experimentais e analíticos mostraram que o sistema alcançou economia de energia anual de 18% (valor experimental) e 23% (valor simulado). O coeficiente de performance máximo atingido foi 0.83 (experimental) e 0.728 (valor simulado), no mês de dezembro. Como eficiência dessecante com o rotor dessecante em funcionamento, o sistema atingiu 48% (valor experimental) e 39% (valor experimental), onde foram removidos do ar de processo 0.55 (g/kg). Na remoção de 1.0, 1.5, 2.0 e 3.0 (g/kg), a eficiência experimental reduziu para 24%, 16%, 12% e 8%, respectivamente. Segundo os autores, o sistema híbrido foi considerado capaz de atribuir ao ar condições aproximadas daquelas de conforto térmico padrão.

AL-ALILI, HWANG e RADERMACHER (2014), investigaram experimentalmente um sistema híbrido composto por dois rotores (um dessecante e outro entálpico) e um sistema de compressão de vapor. O sistema usou energia solar para reativar o adsorvente do rotor dessecante e simultaneamente promover o acionamento do sistema CCV. Segundo os autores, o estudo mostrou que o sistema híbrido, comparado ao sistema convencional, foi capaz de manter as condições internas do ambiente climatizado dentro da zona de conforto térmico.

SHENG, ZHANG e ZHANG (2015), investigaram a capacidade de poupar energia de um sistema híbrido composto por um rotor dessecante com reativação dada a partir do calor dissipado no condensador de um sistema de climatização por compressão de vapor. O sistema ilustrado na Figura 2.17, para o qual foram criadas diferentes condições climáticas externas, foi avaliado a partir de um modelo numérico e os resultados mostraram que, 45,6% de energia foi

poupada em relação ao sistema de compressão de vapor, e 30,5% foi poupada em relação ao sistema quando foi usada uma fonte extra de calor. Em relação a razão de umidade do ar externo, os autores constataram que, para valores inferiores a 11(g/kg) a energia poupada poderia ser de 65%, quando comparada a energia consumida pelo sistema convencional de climatização por compressão de vapor. Com isso eles atestaram que a razão de umidade externa era um fator de forte impacto no desempenho do sistema.

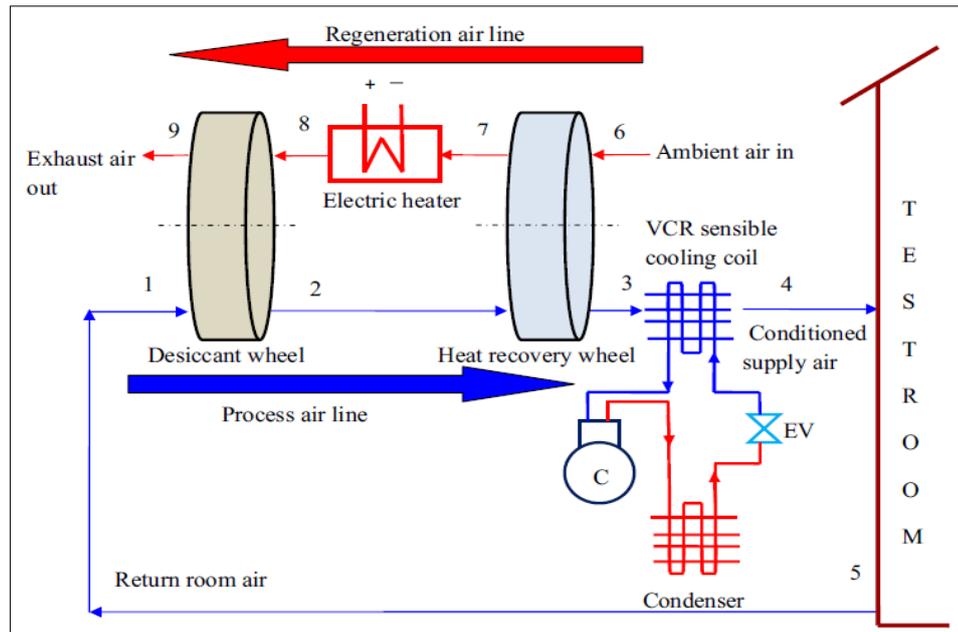
Figura 2.17 – Sistema híbrido, de reativação pelo calor do condensador.



Fonte: SHENG; ZHANG; ZHANG, 2015.

JANI, MISHRA e SAHOO (2015), estudaram um sistema de climatização híbrido com a compressão de vapor e reativado por energia elétrica. O sistema pensado para um ambiente frigorífica de 1,8 kW, foi simulado em plataforma TRNSYS a partir de dados experimentais tomando como parâmetros de investigação a razão de umidade, a temperatura do ambiente climatizado e o coeficiente de performance. Os resultados alcançados pelo sistema ilustrado na Figura 2.18, mostraram-se adequados quanto a climatização do ambiente situado em uma região de clima quente-úmido. Nas simulações, as efetividades dos rotores, dessecante e sensível, foram assumidas iguais a 70% e 80%, respectivamente. O coeficiente de performance elétrico comparado ao de YONG *et al.* (2006) foi superior e variou entre 3.0 e 4.0 em função da temperatura de reativação que aumentou de 55°C à 110°C.

Figura 2.18 – Sistema híbrido reativado por energia elétrica.



Fonte: JANI; MISHRA; SAHOO, 2015.

Assim como para os sistemas dessecantes convencionais, ao longo do tempo, para os sistemas híbridos a literatura mostrou que diferentes sistemas foram concebidos. Os sistemas conhecidos nessa seção, mostraram a importância da união das tecnologias de climatização dessecante e por compressão de vapor ao evidenciarem, os níveis expressivos de energia poupados, a flexibilidade que os sistemas apresentaram para explorar fontes alternativas de energia ao reaproveitarem os resíduos de energia térmica dissipados pelo condensador, e a capacidade que juntas possuíam para promover e manter as condições necessárias ao conforto térmico. Em observação a todas essas literaturas, na seção 2.2 será apresentada a configuração do sistema de climatização híbrido proposto pela presente pesquisa.

2.2 Sistema de climatização híbrido proposto

Em relação aos sistemas de climatização dessecantes convencionais e aos sistemas de climatização híbridos apresentados nas seções 2.1.1 e 2.1.2, o sistema de climatização proposto foi configurado para atuar em modo de ventilação aberto, agregando características do sistema de recirculação Pennington ao realizar o pré-aquecimento do ar de reativação a partir da dissipação do calor pelo condensador do sistema CCV ao invés de o fazer a partir do trocador de calor regenerativo (rotor sensível). Na configuração o resfriador evaporativo localizado após o trocador de calor regenerativo foi substituído pelo evaporador do sistema CCV, e o resfriador

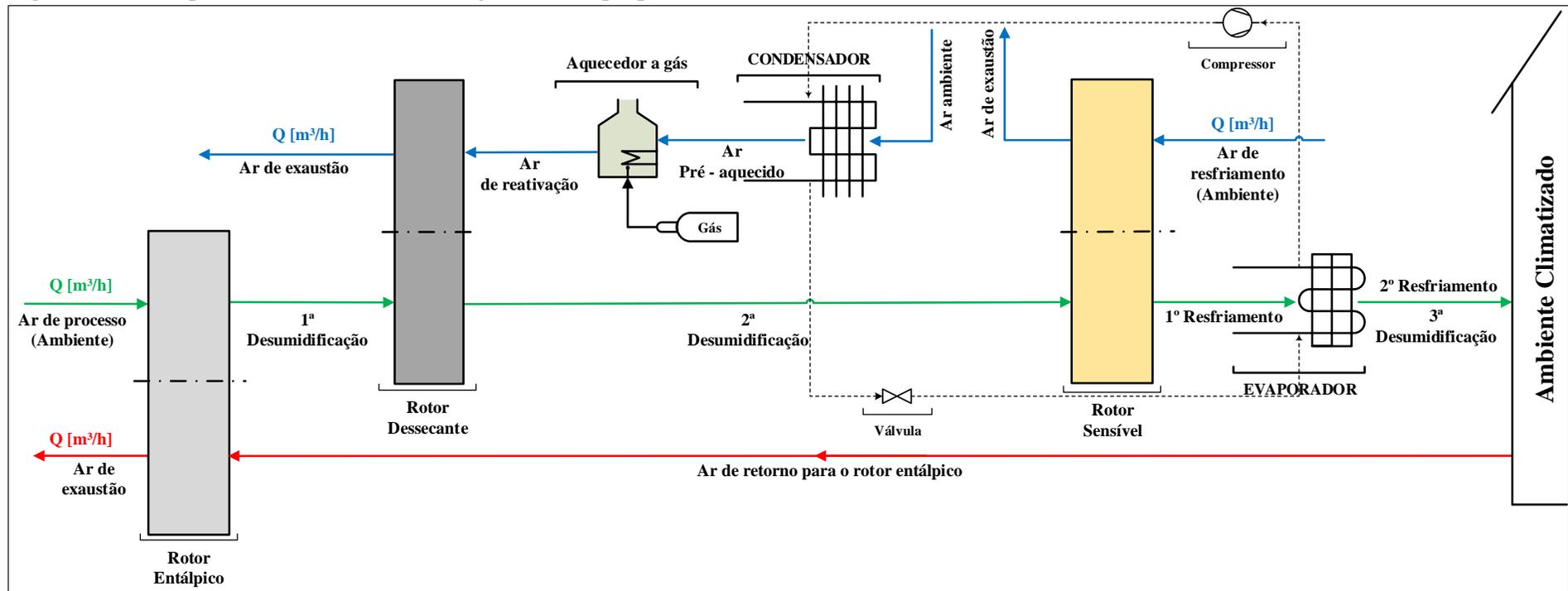
evaporativo da linha de resfriamento do trocador regenerativo foi suprimido, deixado seu resfriamento por conta do ar do ambiente externo, mas com possibilidade para utilizar em trabalhos futuros, o ar do ambiente climatizado, ou, caso seja economicamente viável, usar novamente um resfriador evaporativo.

Na linha do ar de reativação, o condensador formou com um aquecedor a gás um subsistema para aquecimento do ar de reativação. Nesse subsistema, por conta do aproveitamento do calor rejeitado no condensador (\dot{Q}_H), a fonte calor, no caso, o gás natural, só será utilizada em casos que forem desejados níveis de desumidificação a partir do rotor dessecante superiores aos obtidos apenas pelo aquecimento do ar feito pelo calor dissipado pelo condensador. Caso não sejam necessários níveis maiores de desumidificação, a temperatura do ar de reativação, será atribuída apenas por meio do condensador, e neste caso, no presente trabalho, o sistema de climatização será considerado autônomo, uma vez que não foi usada a fonte de calor auxiliar.

O princípio de funcionamento do sistema híbrido proposto, é semelhante ao funcionamento apresentado introdutoriamente para o sistema de climatização dessecante convencional básico. Em resumo, o ar de processo (ar de climatização) captado do ambiente externo sofrerá dois processos de desumidificação, um pelo rotor entálpico e outro pelo rotor dessecante, respectivamente. Seguindo, o ar passará por um primeiro processo de redução de temperatura no trocador de calor regenerativo (rotor sensível) e por um segundo no evaporador do CCV. Ainda no evaporador, o ar de processo poderá passar por um terceiro processo de desumidificação por meio da condensação da razão de umidade ainda existente no ar de processo, para só então seguir para o ambiente climatizado.

Como pode ser notado na Figura 2.19, o ar de reativação será previamente aquecido pela transferência de calor no condensador, nos casos em forem necessárias maiores temperaturas de reativação, sequencialmente o aquecimento do ar será feito por meio da combustão de gás. O ar de resfriamento do trocador de calor regenerativo, captado do ambiente externo, servirá de meio para onde o calor absorvido pelo trocador regenerativo será transferido. O ar de retorno para o rotor entálpico captado do ambiente climatizado permitirá que o sistema realize total renovação da massa de ar do ambiente climatizado, essa corrente de ar, é para o rotor entálpico aquilo que o ar de reativação é para o rotor dessecante, ou seja, o meio que viabiliza as trocas calor e a desumidificação do ar de processo.

Figura 2.19 – Esquema do sistema climatização híbrido proposto.

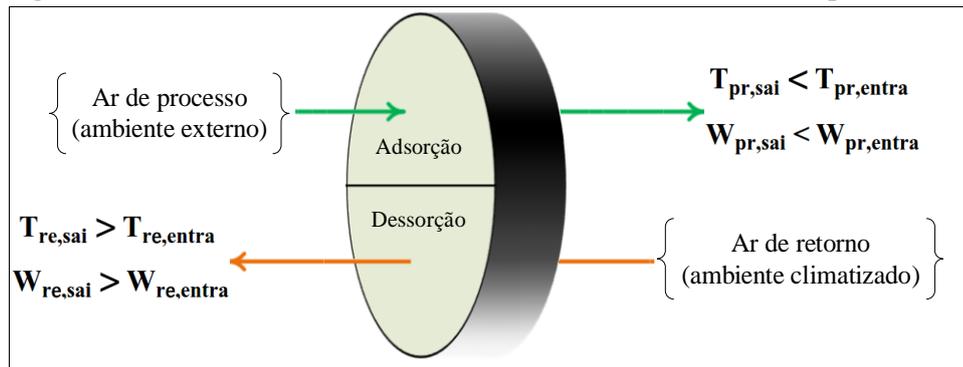


Fonte: Autor, 2019.

2.2.1 Importância da inserção do rotor entálpico no sistema híbrido proposto

Os rotores entálpicos, são dispositivos semelhantes aos rotores dessecantes, eles realizam funções semelhantes, porém não necessitam que uma das correntes de ar entre as quais trabalha seja aquecida. Relativamente aos rotores dessecantes, eles realizam movimentos circulares com velocidades maiores, possuem em suas matrizes quantidades menores de sólido adsorvente e, seus diâmetros e larguras são maiores. Na Figura 2.20, está ilustrado o perfil da matriz de um rotor entálpico demonstrando o seu funcionamento.

Figura 2.20 – Perfil e funcionalmente da matriz de um rotor entálpico.



Fonte: Autor, 2019.

Analogamente aos rotores dessecantes, a medida em que a matriz do rotor entálpico gira, expõe alternadamente as áreas de adsorção e dessorção ao contato com as correntes de ar de processo e de retorno. Nesse processo, de forma simultânea, são removidos vapor d'água e calor do ar de processo, os quais são transferidos à corrente do ar de retorno. Dessa forma, na saída do dispositivo, o ar de processo deve apresentar menor temperatura e menor razão de umidade. Para a corrente de ar de retorno, que tem temperatura e razão de umidade menores do que a do ar de processo, na saída do dispositivo ela apresentará temperatura e razão de umidade, maiores do que as da entrada no dispositivo.

Nos sistemas de climatização dessecantes convencionais, as temperaturas para o ar de reativação, dependem dos níveis de desumidificação exigidos para o ar de processo. Respeitando as limitações dos sólidos adsorventes, quanto maior o nível de desumidificação, maior será a temperatura do ar de reativação. Dessa forma, além da desumidificação, o processo de reativação define também o consumo da fonte de energia para geração de calor.

Seja qual for a fonte de calor usada, o seu consumo pode ser reduzido em virtude da presença do rotor entálpico. Pois, o seu posicionamento estratégico na estrutura permitirá que o rotor dessecante se depare com as correntes de ar de processo previamente desumidificadas. Essa pré-desumidificação permitirá fazer uso de menores temperaturas para o ar de reativação com alcance de níveis satisfatórios de desumidificação para o ar de processo após o rotor dessecante.

2.2.2 Vantagens e desvantagens do sistema híbrido proposto

2.2.2.1 Vantagens

- Obtenção de maiores níveis de desumidificação proporcionados pela atuação conjunta dos rotores adsorptivos e também pela condensação do vapor d'água do ar durante o contato com a superfície externa do evaporador do sistema CCV.
- Redução no consumo da fonte de calor de reativação proporcionada pelo aproveitamento dos resíduos de energia térmica dissipados no condensador e pela inserção do rotor entálpico que quando em atuação conjunta com o rotor dessecante promove a pré-desumidificação do ar de processo e pode permitir que menores temperaturas de reativação sejam usadas na reativação do sólido adsorvente do rotor dessecante;
- Maior flexibilidade para usar energia solar como fonte de reativação proporcionada tanto a partir do rotor entálpico quanto pelo aproveitamento dos resíduos de energia térmica dissipados no condensador.
- Renovação total da massa de ar do ambiente climatizado com garantia de eliminação de concentrações de substâncias nocivas à saúde.
- Maior potencial para atribuir ao ar de climatização condições favoráveis para que ele alcance e mantenha as condições de conforto térmico no ambiente climatizado.

2.2.2.2 Desvantagens

- Dimensões – o sistema apresenta grandes dimensões e requer espaço com dimensões suficientes para montagem, manutenção e movimentação dos agentes de monitoramento.
- Gás natural – apesar de ser uma das melhores fontes de calor, o gás natural é um combustível, dessa forma o subsistema de aquecimento requer monitoramento constante para que não haja na tubulação de reativação qualquer acúmulo de gás estando o sistema em funcionamento. A inflamação do gás acumulado pode provocar lesões no operador, é importante que se houver gás no aquecedor sem a devida inflamação, ele seja antes

retirado da tubulação de reativação para só então reiniciar o processo de aquecimento do ar a gás.

- Uso de fluidos refrigerantes – o sistema de climatização proposto é um híbrido da tecnologia dessecante e da climatização por compressão de vapor, o fluido refrigerante usado no CCV apresenta-se como uma ameaça ao meio ambiente caso seja liberado. Isso requer manutenção constante, conhecimentos práticos sobre o sistema CCV e a utilização de fluidos refrigerantes que não provoquem danos.
- Infiltrações – as infiltrações devem ser solucionadas uma vez que, elas podem interferir no desempenho dos rotores por permitirem que as correntes de ar se misturem no processo de rotação e também modifiquem as condições tanto do ar de processo, quanto das correntes de retorno, resfriamento e reativação ao se misturarem com o ar externo.
- Distância entre o condensador e o aquecedor – apesar de ser uma questão de ordem técnica, a distância entre o condensador e o aquecedor pode provocar perdas de calor na linha de reativação se ela for muito grande, recomenda-se que o distanciamento entre o condensador e o aquecedor seja de no máximo 0,5m. Essa consideração vale também para o distanciamento entre o aquecedor e o rotor dessecante.
- Configuração com curvas – o fato do sistema apresentar grandes dimensões requer que sua configuração seja realizada em linha reta, ou seja, que as curvas sejam ao máximo reduzidas. Em especial, isso pode reduzir as perdas de carga e melhorar o desempenho do sistema por permitir que o ar de processo não perda potencial de climatização.

CAPÍTULO III

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo está apresentada a fundamentação teórica que deu suporte aos princípios fundamentais de funcionamento do sistema de climatização proposto. O detalhamento inicia-se a partir da tecnologia de adsorção com apreciação dos mecanismos e fatores que interferem no processo. Sequencialmente, apresenta-se diferentes sólidos adsorventes, e como ocorre os ciclos nesses materiais que compõem o leito poroso das matrizes dos rotores adsortivos. No final do capítulo, são abordados os trocadores de calor que fazem parte do sistema e seus princípios operacionais.

3.1 Adsorção

Adsorção é um fenômeno que ocorre normalmente quando são colocados em contato um sólido adsorvente e uma mistura de fluidos. Durante o contato, parte de um dos componentes da mistura fluida será retida pelo sólido fazendo com que a concentração do outro componente seja aumentada (FERRARI, 2005).

Na superfície do sólido poroso, uma partícula encontrar-se em desequilíbrio na existência de uma resultante de forças atuando sobre a mesma. Esta resultante é a responsável pela interação entre as partículas moleculares do adsorbato e a superfície do sólido, promovendo, desta forma, o fenômeno da adsorção (SCHWANKE, 2003).

Segundo SCHWANKE (2003), as forças de adsorção envolvidas dependem diretamente da natureza tanto do sólido quanto do adsorbato, e podem ser classificadas em três tipos:

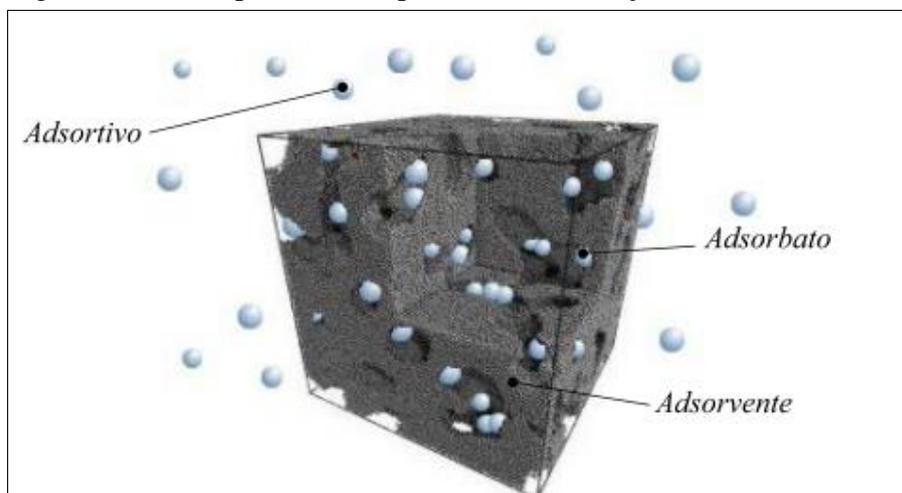
- Forças van der Waals (dispersão e repulsão);
- Forças eletrostáticas (polarização e as interações dipolo e quadrupolo);
- Forças de interação sorbato-sorbato.

Para RUTHVEN (1984), o processo de adsorção é uma operação de transferência de massa que estuda a habilidade de certos sólidos em concentrar na sua superfície, determinadas substâncias existentes em fluidos líquidos ou gasosos.

No processo de adsorção três componentes são identificados, o adsorbato, o adsortivo e o adsorvente. O adsorbato é o componente retido na superfície do sólido adsorvente, o adsortivo

é o componente não retido, e o adsorvente que é o sólido pelo qual o adsorbato é retido. Na Figura 3.1, está ilustrada esquematicamente a localização dos três componentes no processo.

Figura 3.1 – Componentes do processo de adsorção.



Fonte: SILVA, 2010, extraído de SOUZA, 2005.

Para MACHADO (2008), na maioria dos casos, o processo de adsorção é um fenômeno exotérmico que se desenvolve até o equilíbrio dinâmico onde se obtém a saturação da interface sólido/adsorbato.

Após a saturação, impulsiona-se o processo de retirada do adsorbato do sólido adsorvente. Esse processo, denominado dessorção, tem como objetivo restaurar no sólido adsorvente à sua capacidade de adsorção original. Essa restauração, recebe a denominação de regeneração ou reativação, e permite ao sólido realizar diversos ciclos até o fim da sua vida útil.

Em SUZUKI (1990), os métodos utilizados para reativar o adsorvente são: 1) dessorção por corrente inerte ou de baixa pressão; 2) dessorção a alta temperatura; 3) dessorção por alteração da afinidade entre o adsorbato e adsorvente por reagente químico; 4) dessorção por solventes fortes;

Os métodos 1 e 2 são comumente utilizados na regeneração de adsorventes utilizados na adsorção em fase gasosa. Naturalmente, o método 2, pode ser aplicado para adsorção em fase líquida, se em casos específicos, a relação de equilíbrio permitir. Os métodos 3 e 4 são específicos da adsorção em fase líquida e especialmente eficazes quando a recuperação do adsorbato é desejável (SUZUKI, 1990).

A adsorção constitui-se como um processo de separação que pode ser usado tanto no sentido de aproveitar o adsorbato, quanto no sentido de aproveitar a fase fluida em seu estado pós-adsorção. Este processo é classificado de acordo com a natureza das interações existentes

entre o adsorvente e a fase fluida. Havendo formação de ligações químicas, a natureza do processo é química, neste caso, tem-se uma quimissorção. Não existindo a formação de ligações químicas, tem-se uma adsorção de natureza física, ou fisissorção.

No campo de atuação com interface sólido-líquido, a literatura permite conhecer trabalhos como o de MÜLLER, RAYA-RODRIGUEZ e CYBIS (2009) que realizaram um estudo sobre o tratamento de águas de mananciais de abastecimento público pela remoção de cianotoxinas, e o de SILVA *et al.* (2012), onde foi realizado um estudo sobre a purificação de efluentes líquidos a partir da remoção de metais pesados como o Cromo e Chumbo.

No campo de atuação com interface sólido-gás, existem estudos como o de SILVEIRA, (2001), onde foi estudada a remoção de poluentes gasosos como o n-pentano, o iso-pentano, o nitrogênio, o n-hexano e o nitrogênio. E, estudos que envolvem refrigeração e climatização artificial como os realizados, por exemplo, por TCHERNEV (1979), GUILLHEMINOT, MEUNIER e MESCHLER (1980), KLÜPPEL e GURGEL (1987), MEDEIROS (2007), MACHADO (2008), SILVA (2010).

3.2 Mecanismos de adsorção

3.2.1 Fisissorção (adsorção física)

De acordo com NASCIMENTO *et al.* (2014), a fisissorção é um processo inespecífico que ocorre em toda a superfície do adsorvente, e por esse motivo, não é localizada. Para o autor, a adsorção física é em geral, um processo rápido, mas que pode ser lento se estiver envolvida com a ocupação de um meio poroso. Para FOUST *et al.* (1982), a adsorção física é um processo reversível, que ocorre quando as forças de atração intermoleculares entre a fase fluida e a superfície do sólido adsorvente são maiores que as forças atrativas existentes entre as moléculas da fase fluida.

A fisissorção é caracterizada por energias de interação comparáveis ao calor de vaporização (condensação). Nesse processo, o adsorvato, que pode formar múltiplas camadas, é mantido na superfície do sólido a partir de forças relativamente fracas denominadas forças de Van der Waals (INGLEZAKIS; POULOPOULOS, 2006).

3.2.2 Quimissorção (adsorção química)

No processo de adsorção química há transferência de elétrons entre o sólido e a molécula adsorvida. Desse processo, resulta a formação de pelo menos um novo componente químico (BRANDÃO, 2006). Das interações entre o adsorvente e o adsorbato, resulta a formação de uma monocamada molecular que muitas vezes altera a composição química dos meios em contato. Comparado ao processo de adsorção física, a quimissorção possui calor de adsorção elevado, e durante o processo pode ser formado na superfície do sólido um substrato definitivo resultando na limitação da vida útil do material adsorvente e na limitação do seu uso em muitos equipamentos e processos (SILVA, 2010).

A adsorção química é altamente específica e nem todas as superfícies sólidas possuem sítios ativos capazes de adsorver quimicamente o adsorbato. O calor do processo é superior a 20 kcal/mol, e só pode ocorrer em sítios ativos, por isso, diferentemente da adsorção física, a adsorção química é considerada localizada (NASCIMENTO *et al.*, 2014).

3.3 Fatores de interferência na adsorção

O processo de adsorção pode ser influenciado de forma qualitativa e quantitativa a partir de diferentes fatores. A área superficial de adsorção, o tempo de contato entre adsorvente e adsorbato, a temperatura de reativação, a porosidade e a polaridade dos adsorventes e o tamanho das partículas do adsorbato são exemplos de fatores que podem interferir no processo.

3.3.1 Área superficial

Para DOMINGUES (2005), sendo a adsorção um fenômeno de superfície, a extensão do processo de adsorção é proporcional à área superficial específica (superfície total ativa por unidade de massa de adsorvente). HO e McKAY (1998), evidenciam que a capacidade de adsorção aumenta com a diminuição do tamanho de partícula de adsorvente e destaca que quanto menor o tamanho das partículas do adsorvente para uma dada massa de adsorvente, maior será a área superficial para adsorção disponibilizada.

3.3.2 Tempo de contato

ALMEIDA, POOTS E McKAY (1978), evidenciam que o tempo de contato serve para fornecer informações valiosas sobre os mecanismos de adsorção e para prever condições experimentais necessárias para as isotermas de adsorção. KANNAN e SUNDARAM (2001),

destacam que a extensão da adsorção aumenta com o aumento do tempo de contato. OZACAR e SENGIL (2003) ressaltam que em algum ponto do tempo de contato, a adsorção será constante. Neste ponto, é atingido um estado de equilíbrio dinâmico em que a adsorção será igual a dessorção. O tempo necessário para atingir este estado de equilíbrio é denominado tempo de equilíbrio, e a quantidade de adsorção nesse tempo reflete a capacidade máxima de adsorção do adsorvente nas condições de trabalho estabelecidas.

3.3.3 Temperatura

HO e McKAY (1998) deixam claro que a capacidade de equilíbrio de adsorção é dependente da temperatura e que para valores altos deste fator a energia das moléculas de adsorbato aumenta, com isso sua tendência de escape do adsorvente também é aumentada resultando em uma redução da adsorção. ROBINSON, CHANDRAN e NIGAM (2002) sustentam que a energia cinética e a mobilidade das partículas do adsorbato podem ser aumentadas com o aumento da temperatura. DOĞAN *et al.* (2006) destacam que a taxa de difusão das moléculas do adsorbato na camada limite externa e nos poros internos às partículas do adsorvente aumenta por conta da redução da viscosidade da solução onde se encontra o adsorbato.

3.3.4 Porosidade do adsorvente

Segundo LUZ (2012), o tamanho dos poros determina a acessibilidade das moléculas de adsorbato ao interior do adsorvente; por isso, para o autor, a distribuição de tamanho dos poros é outra propriedade importante para a caracterização da capacidade de adsorção.

Em GREGG e SING (1982) pode ser encontrada para os poros, de acordo com o seu tamanho (dp), a classificação oficialmente adotada pela União Internacional de Química Pura e Aplicada - (IUPAC). Na Tabela 3.1, está a classificação dos poros.

Tabela 3.1 – Classificação dos poros.

	Tamanho
Microporos	$dp \approx 20 \text{ \AA} (2 \text{ nm})$
Mesoporos	$20 \text{ \AA} < dp < 500 \text{ \AA} (2 \text{ nm} < dp < 50 \text{ nm})$
Macroporos	$dp < 500 \text{ \AA} (50 \text{ nm})$

Fonte: (GREGG; SING, 1982).

Os poros apresentam efeitos característicos que se manifestam na isoterma de adsorção. Logo, nos microporos, o potencial de interações é significativamente maior do que nos poros de maior tamanho, isso deve-se a proximidade das paredes, e a quantidade adsorvida (a uma dada pressão relativa) é correspondentemente aumentada. Nos mesoporos, há ocorrência de condensação capilar com loop característico de histerese. Nos macroporos, devido ao grande tamanho dos poros, é virtualmente impossível mapear a isoterma de adsorção em detalhe, uma vez que as pressões relativas são muito próximas da unidade (GREGG; SING, 2012).

Segundo RUTHVEN (1984 apud LUZ, 2012), nos microporos todas as moléculas serão adsorvidas, uma vez que elas não podem escapar do campo de força existente na superfície do sólido, mesmo quando ela esteja situada no centro do poro. Com relação aos mesoporos e macroporos, a molécula quando centralizada pode não apresentar interações com o campo de forças superficial, com isso, no adsorvente, podem ser formadas duas fases, uma superficial e outra fluida no interior do poro.

3.3.5 Polaridade do adsorvente

A polaridade de um adsorvente corresponde à sua afinidade com as substâncias com as quais entra em contato durante o processo de adsorção. Os adsorventes polares recebem a denominação de "hidrofílicos", e os não polares ou apolares, recebem a denominação de "hidrofóbicos". Segundo BRANDÃO (2006), os adsorventes hidrofílicos são empregados para adsorver substâncias que possuem polaridade superior à polaridade do fluido onde estão contidas. Os adsorventes hidrofóbicos, são empregados para adsorver substâncias que possuem polaridade inferior à polaridade do fluido onde estão contidas.

3.3.6 Tamanho das partículas do adsorbato

O tamanho da partícula do adsorbato é importante sempre que a velocidade é dependente do transporte intraparticular (DOMINGUES, 2005). Para partículas maiores, a resistência de difusão ao transporte de massa é maior e grande parte da superfície interna da partícula não pode ser utilizada para adsorção, resultando com isso numa quantidade menor de adsorção (SEKAR; SAKTHI; RENGARAJ, 2004).

3.4 Sólidos adsorventes

Sabendo que o processo de adsorção é um processo de separação, GUO, CHEN e LONG (2000), acrescentam que, para o sucesso do processo, deve haver a combinação indispensável de equipamentos avançados com adsorventes de alta eficiência. Em sua visão, o adsorvente desempenha um papel fundamental no processo e deve possuir alta capacidade adsortiva, alta seletividade, alta taxa de adsorção e dessorção, longa vida útil, e estabilidade sob condições de operação.

Comercialmente podem ser encontrados diferentes tipos de adsorventes. Segundo SUZUKI (1990), no grupo dos "hidrofílicos", estão as zeólitas, a alumina e a sílica gel, por exemplo. No grupo dos adsorventes "hidrofóbicos", encontram-se os adsorventes carbonáticos, adsorventes poliméricos e silicalitas, que possuem maior afinidade com o óleo do que com a água.

3.4.1 Sílica gel

A sílica gel é um dessecante formado por uma malha rígida, contínua e amorfa, essa malha é unida a partir da conexão de pequenos grãos hidratados de SiO_4 (RODRIGUES, 2013). Em condições de pressão moderada e baixa temperatura, relacionada a outros adsorventes sólidos, segundo SILVA (2010), a sílica gel demonstra vantagens quando alta capacidade adsortiva é requisitada. Esse adsorvente não é tóxico, é quimicamente estável, apresenta boa resistência mecânica, baixo custo e possui relativa simplicidade estrutural.

3.4.2 Carvão ativado

É um adsorvente empregado na purificação de águas e gases, pode ser obtido de matérias primas como ossos, casca de coco, madeira, lixo orgânico e bagaço de cana, sua fabricação é basicamente definida a partir de processos como carbonização e ativação.

Segundo RODRIGUES (2013), o carvão ativado é produzido a partir da decomposição térmica de materiais carbonáceos (turfa, petróleo, ossos e fibra de casca de coco), seguida da ativação por vapor ou CO_2 em temperaturas que variam ente 973K à 1373K, que é um processo que consiste basicamente na remoção de produtos de carbonização permanente onde se promove a abertura dos poros do adsorvente.

3.4.3 Alumina ativada

É um óxido de alumínio altamente poroso, produzido diretamente da bauxita, ou a partir de mono-hidratados por desidratação e recristalização a elevadas temperaturas, e possui uma superfície com grau mais elevado de polaridade quando comparada a sílica gel (SILVA, 2010). Esse adsorvente de acordo com RODRIGUES (2013), em temperatura ambiente, sua afinidade com água é semelhante àquela da sílica gel, mas, com menor capacidade de adsorção. Essa situação é invertida em temperatura mais elevada. BRANDÃO (2006) ressalta, que a Alumina ativada é utilizada comumente em correntes gasosas e quentes, mas que essa aplicação tem sido substituída por adsorventes como as peneiras molecular, essas apresentam maior capacidade adsortiva.

3.4.4 Zeólitas

O termo zeólitas abrange somente aluminossilicatos cristalinos hidratados de estrutura aberta, constituída por tetraedros de SiO_4 e AlO_4 ligados entre si pelos átomos de oxigênio. A rigor, somente esses materiais podem ser chamados de zeólitas; no entanto, é razoável advogar que o uso desse termo seja estendido para designar estruturas análogas contendo também tetraedros de outros elementos (PO_4 , GaO_4 , etc.). As principais aplicações desse adsorvente são como purificador de gases e trocador iônico em detergente. Além disso, mostram-se extremamente úteis como catalisadores no refino de petróleo, na petroquímica, e na síntese de produtos orgânicos cujas moléculas possuem diâmetro cinético inferior a $10 \text{ \AA}^{10,11}$ (LUNA, 2001).

Esse material é um dos adsorventes mais higroscópicos. Isso lhe confere alta capacidade adsortiva, porém, comparada à sílica gel, depende de uma temperatura de reativação mais elevada. Isso dificulta sua utilização em sistemas de adsorção onde se tenha o desejo de utilizar energia solar como fonte de calor para reativação (AMORIM, 2007).

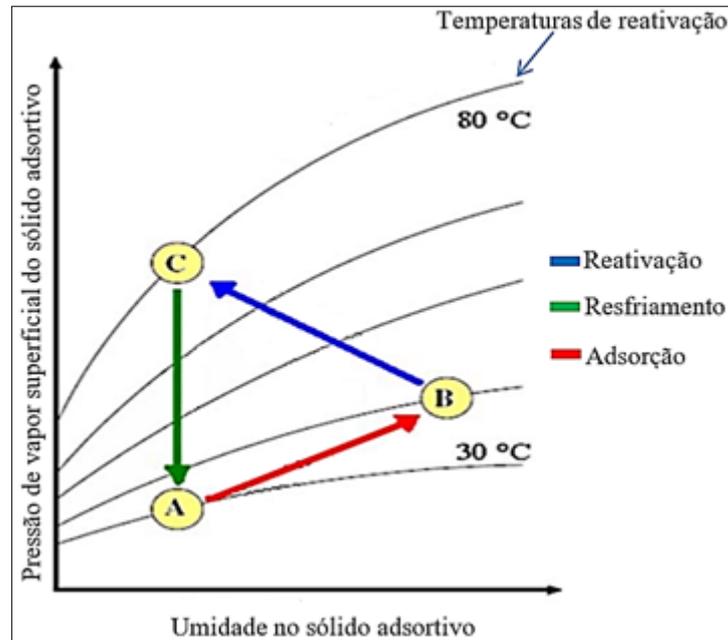
A alta eficiência das zeólitas está relacionada com a sua grande superfície interna, é uma das muitas propriedades desse adsorvente. Essa característica deve-se ao fato de sua estrutura cristalina ser formada por cavidades espaçosas (LUZ, 1995).

3.5 Ciclo dos sólidos adsorventes

Na Figura 3.2, está demonstrada a termodinâmica de adsorção que ocorre nos sólidos adsorventes. No ponto A o sólido adsorvente encontra-se seco e resfriado. Nesse momento a pressão de vapor superficial do sólido é baixa. Essa característica permite que o vapor d'água

seja ao máximo retido em suas cavidades porosas durante o seu contato com o ar de processo até que atinja o estado de saturação no ponto B. Neste ponto, a pressão de vapor superficial do sólido torna-se igual a pressão do ar que o circunda.

Figura 3.2 – Ciclo adsorptivo dos sólidos adsorventes.



Fonte: Adaptado de RANDY, 2009.

Continuando o processo, o sólido adsorvente no ponto B entra em contato com a corrente do ar de reativação e sofre aumento em sua pressão de vapor superficial fazendo com que o vapor d'água retido seja então libertado para a corrente de ar de reativação circundante chegando ao ponto C seco com temperatura e pressão de vapor superficial elevadas. Neste ponto o potencial de adsorção não existe.

A passagem do ponto C para o ponto A, refere-se a perda de contato do sólido adsorvente com a corrente do ar de reativação e ao sequencial contato com a corrente do ar de processo. Nesse processo a temperatura do sólido adsorvente diminui provocando a redução da pressão de vapor superficial. No ponto A o ciclo de adsorção é fechado e o potencial de adsorção do sólido adsorvente é restaurado deixando-o novamente apto a realizar novos ciclos.

3.5.1 Dinâmica de adsorção em rotores adsorptivos

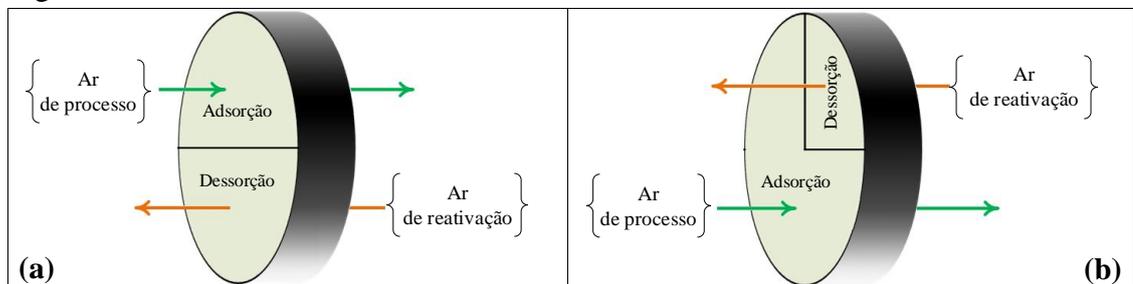
O processo de adsorção pode ser observado em matrizes de leito fixo ou em matrizes de leito dinâmico. Nas matrizes de leito fixo, o sólido adsorvente é mantido estático, nas matrizes

de leito dinâmico o adsorvente é mantido em movimento. Em ambas as matrizes, a substância fluida é mantida em movimento. Na categoria de matrizes de leito dinâmico, enquadram-se os rotores adsorptivos, esses dispositivos são projetados em formato cilíndrico podendo ser constituídos por diferentes substratos e diferentes sólidos adsorventes.

Os substratos que constituem os rotores adsorptivos podem ser em alumínio, cobre, plástico, fibra de vidro ou base cerâmica. Uma de suas finalidades é servir de base para suportar o sólido adsorvente, ou seja, nele é afixado o adsorvente. Os substratos conferem às matrizes o formato cilíndrico e o perfil dos canais de passagem de ar.

Os rotores adsorptivos são dispositivos trocadores de calor e massa geralmente utilizados para desumidificar correntes de ar. A adsorção que neles ocorre é do tipo física e a substância adsorvida, ou seja, o adsorbato, é o vapor d'água suspenso no ar de climatização ou ar de processo. A classificação desses dispositivos é feita segundo seus princípios de atuação, ou seja, podem ser de efeito ativo ou de efeito passivo, os de efeito ativo são normalmente chamados de rotores dessecantes (RD), os de efeito passivo são chamados de rotores entálpicos (RE). Por meio da Figura 3.3, podem ser conhecidos dois perfis de rotores adsorptivos.

Figura 3.3 – Perfis de rotores adsorptivos.



Fonte: Autor, (2019). (a) perfil (1:1); (b) perfil (3:1).

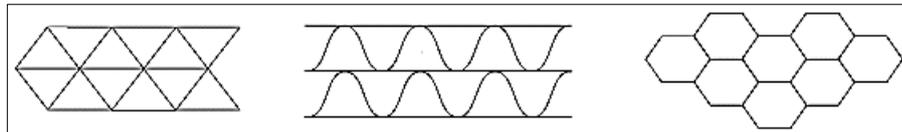
Na Figura (3.3a), os processos ocorrem em áreas iguais, neste caso, diz-se que a matriz é de proporções de (1:1), (um para um), ou seja, uma parte adsorvendo e uma parte igual da matriz desorvendo. Esse perfil abrange tanto os rotores dessecantes quanto os rotores entálpicos.

Na Figura (3.3b), o processo de adsorção ocorre em $\frac{3}{4}$ da matriz e o processo de desorção em $\frac{1}{4}$ da matriz, neste caso, tem-se uma matriz com proporções de (3:1), (três para um), ou seja, três partes adsorvendo e uma parte da matriz desorvendo. Esse perfil abrange mais comumente os rotores dessecantes.

Em ambos os perfis, as correntes de ar devem apresentar proporções iguais das áreas que cruzam nas matrizes. Ou seja, em uma matriz (1:1), a vazão para o ar de processo deve ser igual a do ar de reativação. Para uma matriz (1:3), a vazão para o ar de processo deve ser três

vezes a do ar de reativação. Apartir da Figura 3.4, é possível conhecer diferentes perfis de canais para passagem de ar de matrizes adsorptivas e que também podem ser encontrados nos trocadores de calor regenerativos.

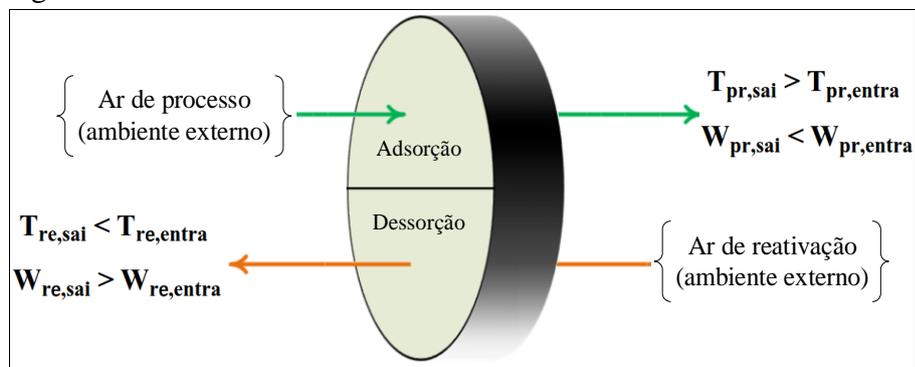
Figura 3.4 – Perfis de canais de passagem de ar.



Fonte: SILVA, 2010. Classificação: Triangular, senoidal e hexagonal.

Os ciclos de adsorção dos sólidos presentes nas matrizes dos rotores adsorptivos ocorrem na medida em que suas matrizes giram em torno do seu eixo central em velocidade constante. Neste caso, o sólido e o substrato são alternadamente expostos às contracorrentes de ar para realizarem os processos de adsorção e dessorção. Na Figura 3.5, está ilustrado o funcionamento da matriz de um rotor dessecante.

Figura 3.5 – Perfil e funcionamento de um rotor dessecante.



Fonte: Autor, 2019.

A corrente de ar de processo, na climatização dessecante é tratada antes do seu envio ao ambiente climatizado. Ao cruzar o rotor dessecante ela tem sua carga latente reduzida por conta da desumidificação realizada pelo rotor dessecante. Nesse processo, a máxima redução de carga latente é proporcional a saturação do sólido adsorvente existente na matriz.

No rotor dessecante, o ar aquecido faz por vaporização com que a massa de vapor d'água ou razão de umidade, seja expulsa do sólido adsorvente e arrastada da matriz. Como visto, o ar de reativação na saída do dispositivo, tem sua temperatura reduzida e sua razão de umidade aumentada.

3.5.1.1 Efetividades de adsorção e troca de calor dos rotores dessecantes

Como os rotores dessecantes são trocadores de calor e massa, sua avaliação é feita a partir da capacidade de adsorção (desumidificação), denominada efetividade latente, e a partir da capacidade de transferência de calor, denominada efetividade sensível. De forma experimental, essas efetividades podem ser mensuradas a partir das condições das correntes de ar que cruzarem as matrizes. De acordo com a literatura, as efetividades podem ser mensuradas a partir das Equações (3.1) e (3.2), encontradas, por exemplo, em RUIVO *et al.* (2012) e em JANI, MISHRA e SAHOO (2015).

Efetividade sensível:

$$\varepsilon_s = \frac{(T_{pr,e} - T_{pr,s})}{(T_{pr,e} - T_{reat,e})} \quad (3.1)$$

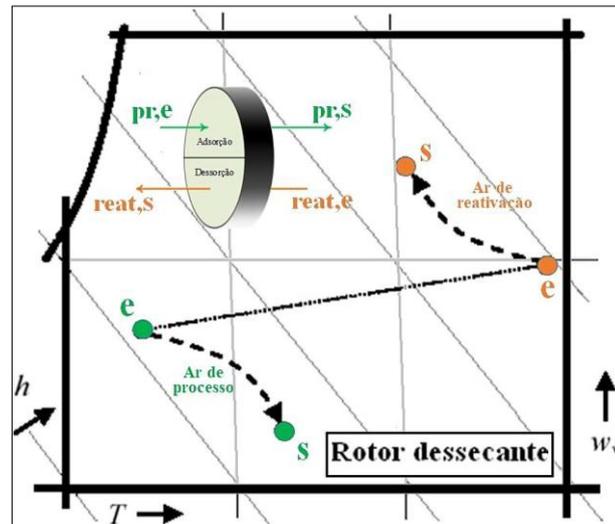
Efetividade latente:

$$\varepsilon_l = \frac{(W_{pr,e} - W_{pr,s})}{W_{pr,e}} \quad (3.2)$$

onde, $T_{pr,e}$ – é a temperatura do ar de processo na entrada do rotor; $T_{pr,s}$ – é a temperatura do ar de processo na saída da matriz do rotor dessecante; $T_{reat,e}$ – é a temperatura do ar de reativação na entrada da matriz do rotor dessecante; $W_{pr,e}$ – é a razão de umidade do ar de processo na entrada da matriz do rotor dessecante; $W_{pr,s}$ – é a razão de umidade do ar de processo na saída da matriz do rotor dessecante.

Por meio da Figura 3.6, pode ser avaliada a evolução das condições do ar de processo e de reativação, antes e depois de cruzarem a matriz do rotor dessecante.

Figura 3.6 – Ar de processo e reativação.



Fonte: Adaptado de Medeiros, 2007.

Na Figura 3.6, pr – refere-se a corrente de ar de processo; $reat$ – refere-se a corrente de ar de reativação; e, s – entrada e saída; h – entalpia do ar; W – razão de umidade do ar T – é a temperatura do ar;

3.5.1.2 Efetividades de adsorção e troca de calor dos rotores entálpicos

De forma análoga, os rotores entálpicos podem ter suas efetividades mensuradas a partir das Equações (3.3) e (3.4), encontradas em ANTONELLIS *et al.* (2014).

Efetividade sensível:

$$\varepsilon_s = \frac{\dot{m}_{pr}(T_{pr,e} - T_{pr,s}) + \dot{m}_{re}(T_{re,s} - T_{re,e})}{2\dot{m}_{min}(T_{pr,e} - T_{re,e})} \quad (3.3)$$

Efetividade latente:

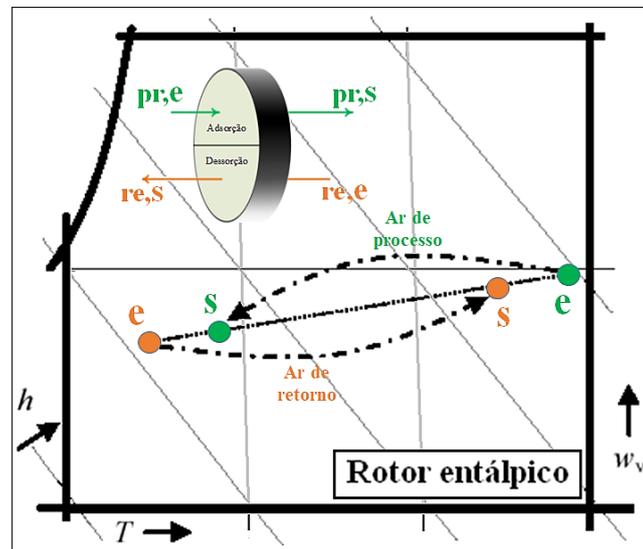
$$\varepsilon_l = \frac{\dot{m}_{pr}(W_{pr,e} - W_{pr,s}) + \dot{m}_{re}(W_{re,s} - W_{re,e})}{2\dot{m}_{min}(W_{pr,e} - W_{re,e})} \quad (3.4)$$

onde, \dot{m}_{pr} – é a vazão mássica do ar de processo; \dot{m}_{re} – é a vazão mássica do ar de retorno; \dot{m}_{min} – é a menor vazão mássica; $T_{pr,e}$ – é a temperatura do ar de processo na entrada

do rotor entálpico; $T_{pr,sai}$ – é a temperatura do ar de processo na saída do rotor entálpico; $T_{re,e}$ – é a temperatura do ar de retorno na entrada do rotor entálpico; $T_{re,s}$ – é a temperatura do ar de retorno na saída do rotor entálpico; $W_{pr,e}$ – é a razão de umidade do ar de processo na entrada do rotor entálpico; $W_{pr,s}$ – é a razão de umidade do ar de processo na saída do rotor entálpico; $W_{re,e}$ – é a razão de umidade do ar de retorno na entrada do rotor entálpico; $W_{re,s}$ – é a razão de umidade do ar de retorno na saída do rotor entálpico.

Por meio da Figura 3.7, pode ser avaliada a evolução das condições do ar de processo e retorno antes e depois de cruzarem a matriz do rotor entálpico.

Figura 3.7 – Ar de processo e de retorno.



Fonte: Adaptado de Medeiros (2007).

Na Figura 3.7, pr – refere-se a corrente de ar de processo; re – refere-se a corrente de ar de retorno; e, s – entrada e saída; h – entalpia do ar; W – razão de umidade do ar; T – temperatura do ar.

3.6 Trocadores de calor

A transferência de calor é um aspecto dominante na maioria dos dispositivos de conservação e produção de energia e é aplicada em benefício da sociedade com a utilização de variados tipos de equipamentos, inclusive trocadores de calor (SOUZA; MANZELA, 2015, p. 33).

Trocadores de calor são dispositivos desenvolvidos para viabilizar a transferência de energia em forma de calor entre dois ou mais fluidos. De acordo com KAKAÇ e PRAMUANJAROENKIJ (2012), esses dispositivos podem ser usados na indústria de produção de energia, nas indústrias químicas e alimentícias, na eletrônica, na engenharia ambiental, na recuperação de calor residual, na indústria de manufatura, no condicionamento de ar, na refrigeração e em aplicações espaciais.

Em KAKAÇ e PRAMUANJAROENKIJ (2012) e THULUKKANAM (2013), a classificação dos trocadores de calor pode ser feita levando em consideração os seguintes aspectos: (1) o tipo de construção, (2) o tipo de transferência, (3) o grau de compacticidade, (4) a disposição dos fluxos, (5) os passes do processo, (6) as fases dos fluidos, e (7) os mecanismos de transferência de calor.

Tipo de construção

De acordo com o tipo de construção, os trocadores de calor podem ser classificados como:

- Trocadores de calor tubulares (Tubular Heat Exchanger – THE): tubo duplo, casco e tubo, tubo helicoidal;
- Trocadores de calor de placas (Plate Heat Exchanger – PHE): revestidos, brasados, soldados, espiral, bobina de painel, lamelar;
- Trocadores de calor de superfície estendida (Extended Surface Exchangers – ESE): de tubo aletado, de placa;
- Trocadores regenerativos (Regenerative Heat Exchangers – RHE): de matriz fixa ou de matriz rotativa;

Tipo de transferência

Quanto ao tipo de transferência de calor, os trocadores podem ser de contato direto ou de contato indireto. Nos trocadores de calor de contato direto o calor é transferido a partir do contato entre os fluidos. Um exemplo desse tipo de trocador são as torres de resfriamento.

Nos trocadores de calor de contato indireto, os fluidos são mantidos fora de contato a partir de uma parede de separação e o calor é transferido de um para o outro a partir da associação dos mecanismos de transferência de calor por condução e convecção.

Grau de compacticidade

De acordo com a literatura, a compacticidade de um trocador de calor pode ser definida a partir do diâmetro hidráulico (D_h), e da sua densidade de área de transferência de calor. Para HESSELGREAVES (2001), um trocador de calor é considerado compacto se o seu diâmetro hidráulico apresentar valores menores que 5 mm. Com relação a densidade de áreas de transferência, SHAH (1983) evidencia que um trocador de calor é considerado compacto quando sua densidade apresentar valores $\geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ para gases e $\geq 400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ para líquidos.

Disposição dos fluxos

No processo de transferência de calor os fluxos de ar podem ser dispostos de três formas distintas:

- Fluxo paralelo;
- Contra fluxo;
- Fluxo cruzado;

A escolha por uma dessas três disposições guarda dependência com a eficiência requerida para o trocador de calor, com os caminhos do fluido, com as tensões térmicas admissíveis, com os níveis de temperatura e com outros critérios de projeto.

Passes do processo

Os passes do processo referem-se ao número de passagens do fluido no trocador de calor. Dessa forma, os trocadores podem ser classificados como de passagem única ou de múltiplas passagens.

Fases dos fluidos

Quanto as fases do fluido, os trocadores de calor podem ser classificados como:

- Gás – Líquido

Esse tipo de trocador é em sua maioria compacto do tipo tubo aletado, normalmente o líquido é bombeado no tubo e o coeficiente de transferência de calor no lado do ar é menor do que no lado do líquido. Um exemplo desses dispositivos são os radiadores.

- Líquido – Líquido

De acordo com WALKER (1983), a maioria desses trocadores de calor é do tipo casco e tubo e do tipo PHE. Neles, os fluidos são bombeados através do trocador onde o principal mecanismo de transferência de calor é a convecção forçada. A densidade relativamente alta de líquidos resulta em uma taxa de transferência de calor muito alta, de forma que normalmente as aletas ou outros são desnecessários.

- Gás – Gás

Comparado aos trocadores líquido-líquido, os trocadores de calor gás-gás são muito maiores, uma vez que o coeficiente de transferência de calor convectivo do gás é baixo comparado ao do líquido. Em muitos casos, um gás é comprimido de modo que a densidade seja elevada, enquanto o outro está com baixa pressão e baixa densidade. Exemplo desse tipo de trocadores de calor são, os recuperadores de pré-aquecimento de ar, regeneradores rotativos e pós-resfriadores para resfriamento do ar.

Mecanismos de transferência de calor.

Quanto a classificação dos trocadores de calor relativa aos mecanismos de transferência de calor empregados, eles podem ser:

- Convecção monofásica, forçada ou livre.
- Convecção bifásica (condensação ou evaporação) por convecção forçada ou livre.
- Convecção combinada e radiação.

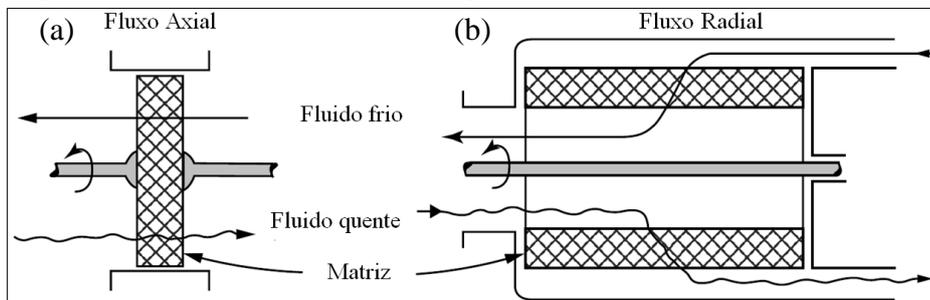
Individualmente ou combinados, esses mecanismos podem estar ativos em ambos os lados dos trocadores.

Os trocadores de calor são produzidos em diferentes formatos e a seleção desses dispositivos leva em consideração, o local de aplicação, a taxa de transferência de calor, o tipo, as dimensões, o peso, a manutenção, os materiais de fabricação, o custo, o volume e até mesmo a emissão de ruídos. No sistema de climatização proposto, foram utilizados trocadores de calor de contato indireto, um do tipo regenerativo rotativo e dois do tipo compacto. O detalhamento e os princípios de operação desses dispositivos serão apresentados nas seções posteriores.

3.6.1 Trocador de calor regenerativo (Rotor sensível)

De acordo com KAKAÇ e PRAMUANJAROENKIJ (2012), os trocadores de calor regenerativos podem ser classificados como, (1) regeneradores rotativos, e (2) regeneradores de matrizes fixas. Esses dispositivos são subclassificados como, (a) regeneradores do tipo disco, e (b) regeneradores do tipo tambor. Na Figura 3.8, estão ilustrados perfis de trocadores de calor regenerativos do tipo disco e do tipo tambor. No trocador regenerativo tipo tambor, a matriz tem formato de tambor oco e os fluidos fluem radialmente. Nos trocadores regenerativos tipo disco, os fluidos seguem escoamento axial.

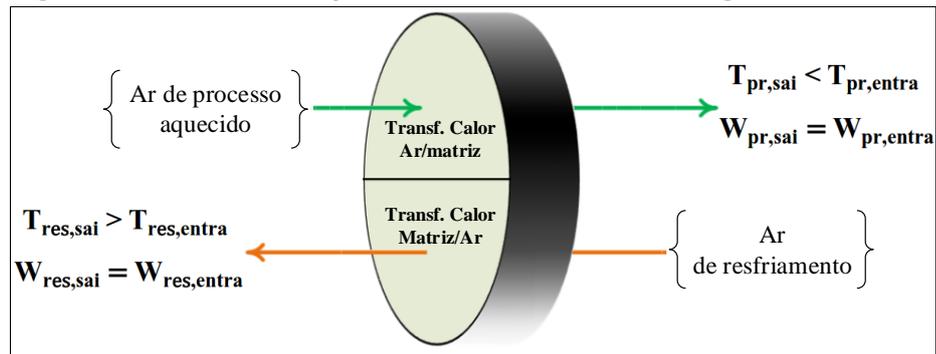
Figura 3.8 – Trocadores de calor regenerativos.



Fonte: KAKAÇ; PRAMUANJAROENKIJ, 2012. Trocador tipo disco (a) e tambor (b).

No sistema de climatização proposto no presente trabalho, foi utilizado um rotor regenerativo do tipo disco. Na Figura 3.9, está ilustrado o perfil da matriz desse dispositivo em funcionamento.

Figura 3.9 – Perfil e atuação de um trocador de calor regenerativo.

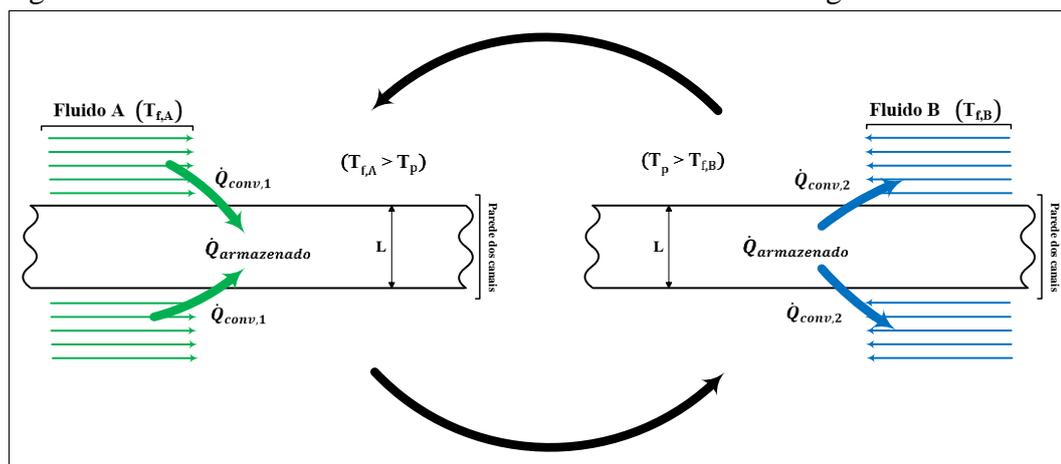


Fonte: Autor, 2019.

Assim como os rotores dessecante, os rotores regenerativos possuem matrizes divididas em áreas com funções inversas compostas por milhares de canais de passagem de ar. Na Figura 3.9, uma das áreas tem a função de extrair calor da corrente de ar de processo (fluido quente) e armazená-lo no material condutor da matriz. A outra área tem como função transferir o calor armazenado na matriz, para a corrente de ar de resfriamento (fluido frio).

A transferência do calor ocorre a medida em que a matriz do dispositivo gira a velocidade constante expondo alternadamente o material condutor ao contato com as correntes de ar em cada área. Por meio da Figura 3.10, é possível compreender melhor o processo de transferência de calor de um fluido A para um fluido B a medida em que a matriz do trocador de calor regenerativo gira em relação aos dois fluxos de ar.

Figura 3.10 – Transferência de calor em um trocador de calor regenerativo.



Fonte: Autor, 2019.

Na Figura 3.10, $T_{f,A}$ – é a temperatura fluido A; $T_{f,B}$ – é a temperatura do fluido B; T_p – é a temperatura da parede dos canais; $\dot{Q}_{conv,1}$ – calor transferido por convecção do fluido A para a

matriz; $\dot{Q}_{conv,2}$ – calor transferido por convecção da matriz para o fluido B; L – espessura da parede dos canais de passagem de ar.

A eficiência dos rotores regenerativos rotativos é avaliada quanto a sua capacidade de transferir calor do fluido quente para o fluido frio. De acordo com a literatura, essa eficiência é definida como efetividade sensível, e poder ser mensurada usando a Equação (3.5), encontrada também em JANI, MISHRA e SAHOO (2015).

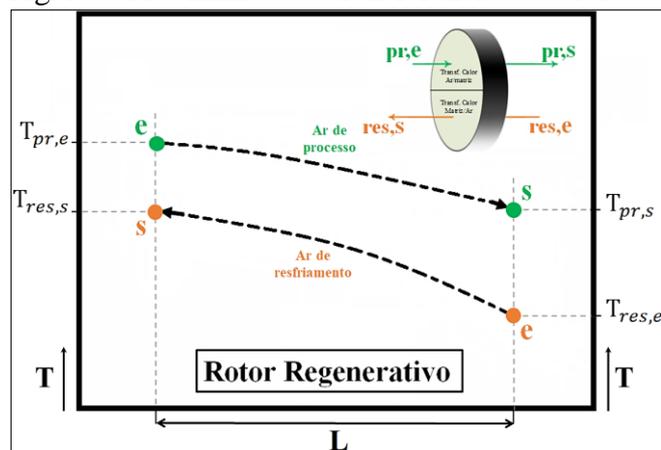
Efetividade sensível:

$$\varepsilon_S = \frac{(T_{pr,e} - T_{pr,s})}{(T_{pr,e} - T_{res,e})} \quad (3.5)$$

onde, $T_{pr,e}$ – é a temperatura do ar de processo na entrada do rotor regenerativo; $T_{pr,s}$ – é a temperatura do ar de processo na saída do rotor regenerativo; $T_{res,e}$ – é a temperatura do ar de resfriamento na entrada da matriz do rotor regenerativo.

Por meio da Figura 3.11, pode ser avaliada a evolução e os limites da transferência de calor entre os fluidos após cruzarem a matriz de um trocador de calor regenerativo.

Figura 3.11 – Limites da transferência de calor.



Fonte: Autor, 2019.

Na Figura 3.11, pr – refere-se a corrente de ar de processo; res – refere-se a corrente de ar de resfriamento; e, s – entrada e saída; L – comprimento axial do rotor.

Após as devidas transferências de calor, o ar de processo tem na saída do dispositivo temperatura menor em relação a temperatura de entrada. De forma análoga, o ar de resfriamento tem na saída do dispositivo, temperatura maior em relação a temperatura de entrada.

Como pode ser percebido do exposto, os rotores regenerativos são trocadores de calor de contato indireto. Diferentes dos rotores adsortivos eles interferem apenas na carga de energia sensível do ar. Dependendo do processo em que estejam inseridos, podem servir para obter correntes de ar com maior ou menor carga sensível, ou seja, como maior ou menor temperatura.

3.6.2 Trocadores de calor compactos

Os trocadores de calor são dispositivos que possuem estrutura geralmente confeccionada em tubos onde podem ser afixadas aletas para aumentar a área superficial de transferência de calor. Segundo SOUZA e MANZELA (2015), os trocadores de calor compactos possuem elevadas áreas de transferência de calor por unidade de volume quando comparados aos trocadores de calor convencionais.

Trocadores de calor compactos são amplamente utilizados na indústria, em especial, os trocadores de calor gás-gás ou líquido-gás. Como exemplos desses dispositivos, tem-se os condensadores e evaporadores veiculares, e da indústria de ar-condicionado e refrigeração, os resfriadores de óleo de aeronaves, os radiadores automotivos, os resfriadores de óleo, os aquecedores de ar unitários, os intercoolers de compressores de aplicações aeronáuticas e espaciais. Trocadores de calor compactos também são usados no processo de criogenia, eletrônica, recuperação de energia, conservação e conversão, e em outras indústrias, (KAKAÇ; PRAMUANJAROENKIJ, 2012).

Em seu estudo, SOUZA e MANZELA op. cit., avaliaram o desempenho de trocadores de calor compactos tomando como variáveis de análise os materiais utilizados na fabricação e suas propriedades térmicas, o fator de incrustação, a espessura da parede de separação dos fluidos, a velocidade de escoamento dos fluidos, os tipos de fluidos e os tipos de aletas. Do estudo, entre outras conclusões, o autor destaca que, as variáveis analisadas influenciam de forma significativa na otimização de desempenho dos trocadores.

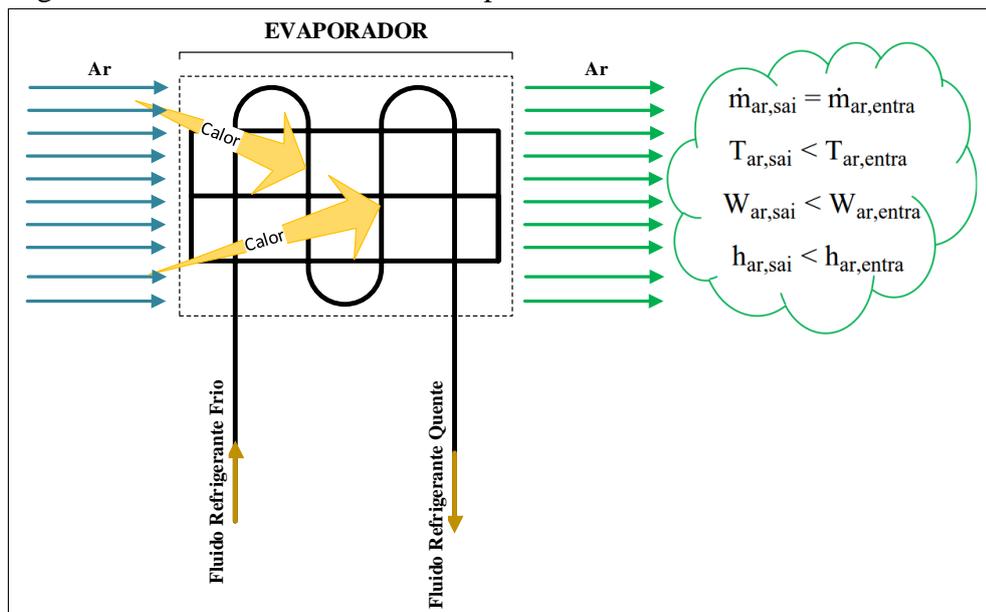
No sistema de climatização proposto, os trocadores de calor compactos utilizados foram o evaporador e o condensador constituintes do sistema de climatização por compressão de vapor residencial de janela.

Um trocador de calor compacto reduz o espaço, o peso, a estrutura de suporte, os requisitos de energia e o custo. Melhora o design do processo, o layout da fábrica e as condições de processamento, juntamente com o baixo estoque de fluidos, (ZOHURI, 2017).

3.6.2.1 Evaporador

No interior do evaporador um fluido refrigerante encontra-se a baixa temperatura e pressão, constituindo-se como uma mistura de vapor e líquido. A parte líquida da mistura sofre evaporação a baixas temperaturas a partir da transferência de calor do fluido externo (ar interno ao ambiente climatizado) para o fluido que muda de fase. Na Figura 3.12, está ilustrado o funcionamento de um evaporador em relação à transferência de calor do ar interno ao ambiente climatizado para o fluido refrigerante.

Figura 3.12 – Funcionamento do evaporador em um sistema CCV.



Fonte: Autor, 2019.

O calor transferido do fluido quente (ar interno ao ambiente climatizado) para o fluido frio (fluido refrigerante) pode ser mensurado usando a Equação (3.6).

$$\dot{Q}_L = \dot{m} \cdot (h_{f,s} - h_{f,e}) \quad (3.6)$$

onde, \dot{Q}_L – é o calor transferido do fluido quente para o fluido frio; \dot{m} – é a vazão mássica do fluido refrigerante; $h_{f,e}$, $h_{f,s}$ – são as entalpias de entrada e saída do fluido refrigerante no evaporador.

Por exigência da primeira lei da termodinâmica, o calor (\dot{Q}_L) que chega ao fluido frio deve ser igual ao calor que sai do fluido quente. Dessa forma, a partir do ar, ele pode ser mensurado usando a Equação (3.7).

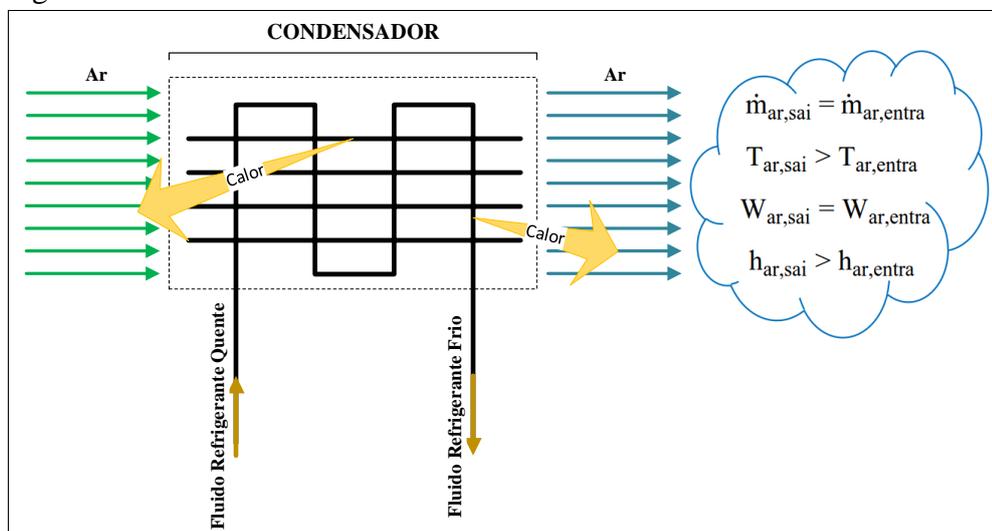
$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{ar,evap} \cdot (h_{ar,e} - h_{ar,s}) \quad (3.7)$$

onde, $\dot{m}_{ar,evap}$ – é a vazão mássica do ar interno ao ambiente climatizado que cruza o evaporador; $h_{ar,e}$, $h_{ar,s}$ – são as entalpias do ar interno ao ambiente climatizado antes e depois de cruzar o evaporador.

3.6.2.2 Condensador

Com constituição semelhante à do evaporador, no interior do condensador o fluido refrigerante, em sua entrada, encontra-se a temperatura e pressão elevadas e seu estado denomina-se vapor superaquecido. No interior dos tubos desse dispositivo, o fluido refrigerante sofre condensação por transferir calor para o ar externo (ar do meio ambiente). Na Figura 3.13, está ilustrado o funcionamento de um condensador, relativamente a transferência de calor do fluido refrigerante para o ar externo.

Figura 3.13 – Funcionamento do condensador em um sistema CCV.



Fonte: Autor, 2019.

Em funcionamento o calor é transferido do fluido quente (fluido refrigerante) para o fluido frio (ar do ambiente externo), a partir das condições do fluido refrigerante na entrada e na saída do dispositivo pode ser mensurado usando a Equação (3.9).

$$\dot{Q}_H = \dot{m} \cdot (h_{f,e} - h_{f,s}) \quad (3.9)$$

onde, \dot{Q}_H – é o calor transferido do fluido quente para o fluido frio; \dot{m} – é a vazão mássica do refrigerante; $h_{f,r,e}$, $h_{f,r,s}$ – são as entalpias de entrada e saída do fluido refrigerante no condensador.

Por exigência da primeira lei da termodinâmica, o calor (\dot{Q}_H) que chega no fluido frio deve ser igual ao calor que sai do fluido quente. Dessa forma, a partir das condições do ar (fluido frio) na entrada e na saída do dispositivo, o calor pode ser mensurado usando a Equação (3.10).

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{ar,cond} \cdot (h_{ar,s} - h_{ar,e}) \quad (3.10)$$

onde, $\dot{m}_{ar,cond}$ – é a vazão mássica do ar do meio ambiente externo que cruza o condensador; $h_{ar,e}$, $h_{ar,s}$ – são as entalpias do ar do meio ambiente externo antes e depois dele cruzar o condensador.

CAPÍTULO IV

APARATO EXPERIMENTAL MATERIAIS, INSTRUMENTAÇÃO E METODOLOGIAS

4.1 Aparato experimental

Na seção 2.2 do capítulo II, o sistema de climatização proposto foi resumidamente apresentado, no presente capítulo, optou-se por apresentar o sistema a partir da sua divisão em dois estágios. O primeiro estágio, foi composto a partir dos rotores adsorptivos e pelo subsistema de aquecimento do ar de reativação, e tem como função principal reduzir por desumidificação as cargas latentes do ar de processo e promover a renovação total do ar de dentro do ambiente climatizado. O segundo estágio, foi composto pelo trocador de calor regenerativo (rotor sensível) e pelo evaporador do sistema CCV, sua função principal é reduzir as cargas sensíveis do ar de processo por meio da transferência de calor a partir de ambos os dispositivos.

4.1.1 Estágio para redução de cargas latentes

A atuação do primeiro estágio teve seu desempenho avaliado a partir da eficiência dos rotores adsorptivos. Sua atuação iniciou-se a partir do ponto 1, quando o ar de processo captado do meio ambiente externo ao cruzar o rotor entálpico terá no ponto 2, pelo processo 1-2, sofrido sua 1ª desumidificação e sua 1ª redução de temperatura. Do processo 2-3, relativamente ao ponto 2, a partir das trocas de calor e massa realizadas no rotor dessecante, o ar no ponto 3 terá sofrido sua 2ª desumidificação e elevação da sua temperatura, nesse ponto, o ar de processo terá sua carga latente menor do que àquela do ponto 2, porém com carga sensível aumentada. Do ponto 3, o ar de processo é direcionado ao segundo estágio para reduzir sua carga sensível.

A corrente do ar de retorno para o rotor entálpico é tomada diretamente do ambiente climatizado no ponto 7, isso possibilita a total renovação do ar do ambiente climatizado. Nesse ponto, após equilíbrio, o ar deve apresentar valores de temperatura e razão de umidade inferiores àqueles do ponto 1. Do processo 7-8, o ar no ponto 8, por conta das trocas de calor e massa acontecidas no rotor entálpico, deverá apresentar temperatura e razão de umidade superiores às do ponto 7. Do ponto 8 o ar de retorno é enviado ao ambiente externo.

Na linha de reativação, no processo 11-12, o ar captado do ambiente externo é pré-aquecido pelo condensador para promover a reativação do sólido adsorvente. Nos pontos 11 e

12, o ar tem a mesma razão de umidade, uma vez que o condensador só interfere na sua carga sensível. No processo 12-13, caso seja necessário, o ar terá sua temperatura aumentada pela fonte de calor, nesse processo, a razão de umidade também é mantida. Do processo 13-14, o ar de reativação no ponto 14, por conta das trocas realizadas no rotor dessecante, deve apresentar menor temperatura e maior razão de umidade. Do ponto 14, o ar é enviado de volta ao ambiente externo. Na Figura 4.1, está apresentada a montagem real do estágio para redução de cargas latentes do ar de processo.

Figura 4.1 – Estágio para redução de cargas latentes.



Fonte: Autor, (2019). (a) Rotor entálpico e (b) Rotor dessecante.

Na Figura 4.1, as setas indicam os sentidos das correntes de ar de processo, de reativação e de retorno para o rotor entálpico relativamente ao ambiente climatizado e ao ambiente externo.

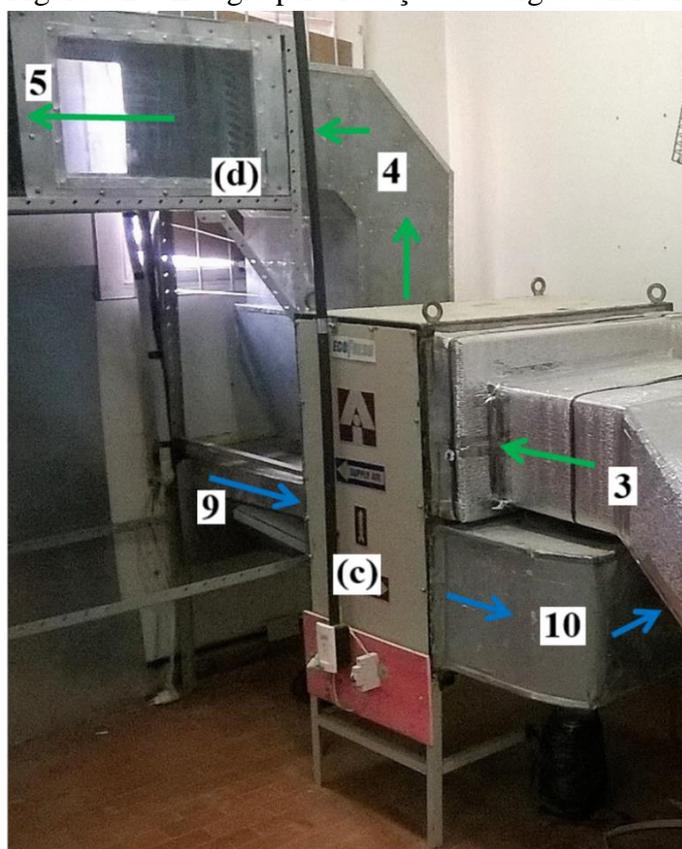
4.1.2 Estágio para redução de cargas sensíveis

A atuação desse estágio relaciona-se também com as cargas sensível e latente, porém, com ênfase na redução da carga sensível do ar de processo. Seu desempenho é avaliado a partir

das trocas de calor no rotor regenerativo e no evaporador do sistema CCV. Sua atuação inicia-se pelo tratamento do ar de processo no ponto 3. Neste ponto, o ar encontra-se com alta temperatura e baixa razão de umidade. Do processo 3-4, relativamente ao ponto 3, por conta da transferência de calor ocorridas no rotor regenerativo, o ar deve apresentar no ponto 4, temperatura menor e a mesma razão de umidade do ponto 3. No ponto 4, o ar terá sofrido a sua 1ª redução de carga sensível. No ponto 5, após o evaporador, por conta da transferência de calor, o ar de processo terá sofrido sua 2ª redução de carga sensível com uma possível 3ª desumidificação. No processo 4-5, a redução da razão de umidade por desumidificação, ocorre por condensação do ar nas superfícies dos dutos aletados do evaporador. O ar do ponto 5 segue para o ponto 6, de onde será inserido no ambiente climatizado.

O ar de resfriamento da matriz do rotor regenerativo foi captado do ambiente externo. Neste caso, a mínima temperatura obtida no processo 3-4, limita-se à temperatura do ar externo no ponto 9, ou seja, a temperatura do ar de processo no ponto 4 não pode ser inferior a temperatura do ar no ponto 9. Do processo 9-10, o ar de resfriamento sofre acréscimos em sua temperatura mantendo a razão de umidade. Do ponto 10, o ar é enviado de volta ao ambiente externo. Na Figura 4.2, está apresentada a montagem do estágio para redução de carga sensível.

Figura 4.2 – Estágio para redução de cargas sensíveis.



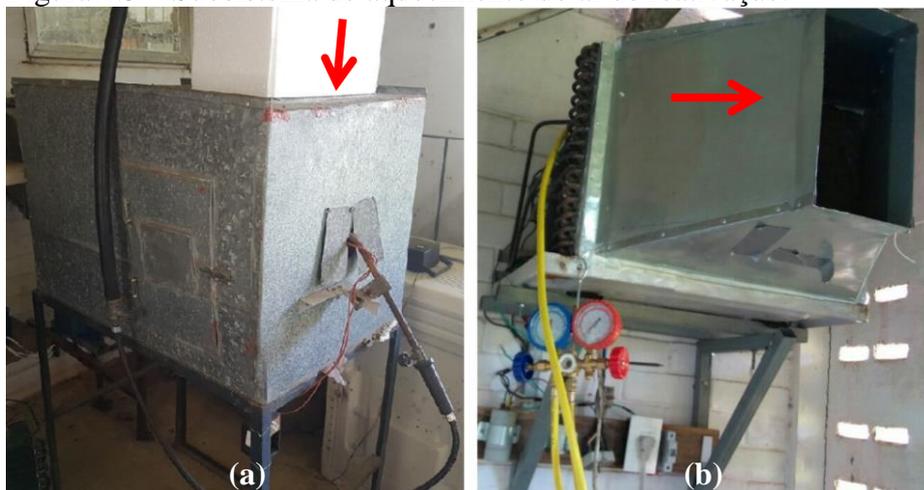
Fonte: Autor, 2019. (c) trocador regenerativo; (d) evaporador.

Na Figura 4.2, as setas indicam o sentido das correntes de ar de processo e resfriamento do trocador de calor regenerativo (rotor sensível).

4.1.3 Subsistema de aquecimento do ar de reativação

O subsistema para aquecimento do ar de reativação mencionado, foi formado a partir de um aquecedor de ar a gás e o condensador do sistema CCV. Para fins de testes, a fonte de calor utilizada foi o gás natural. Na Figura 4.3, estão apresentados o aquecedor e o condensador devidamente posicionados no sistema. As setas indicam o sentido da corrente de ar de reativação ao sair do condensador até entrar no aquecedor.

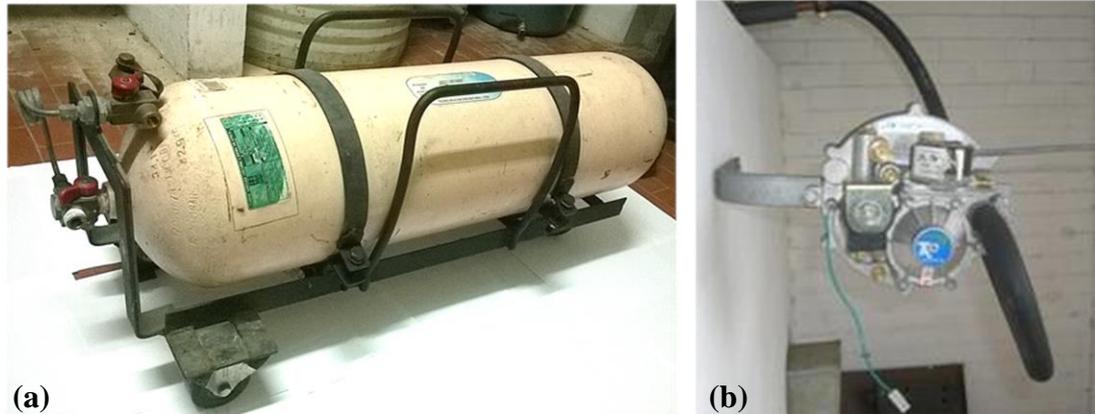
Figura 4.3 – Subsistema de aquecimento do ar de reativação.



Fonte: Autor, 2019. Aquecedor (a) e condensador (b).

O aquecedor mostrado na Figura 4.3, foi desenvolvido por SILVA (2010). Trata-se de um forno isolado internamente a partir de tijolos refratários e envolvidos externamente por chapas de aço. O gás natural para queima no aquecedor partiu de um cilindro pressurizado a 200 bar. Para esse gás chegar com pressão ideal de queima no interior do aquecedor, ele foi direcionado inicialmente a uma válvula redutora de pressão, composta por um pequeno solenoide com acionamento a partir de uma fonte 12 Volts. Na Figura 4.4, estão apresentados o cilindro de gás usado e a fonte redutora de pressão devidamente instalada.

Figura 4.4 – Componentes auxiliares do subsistema de aquecimento.



Fonte: MELO, 2015. Cilindro de GN (a) e válvula redutora de pressão (b).

Na Figura 4.5, como complemento, está a tubulação que ligou a saída do condensador a entrada do aquecedor. As setas indicam o caminho que o ar seguiu desde o pré-aquecimento no condensador até o aquecedor, de onde seguiu para reativar o adsorvente do rotor dessecante.

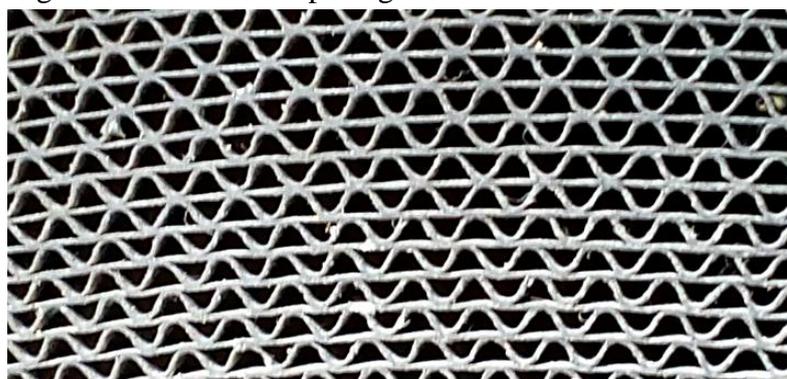
Figura 4.5 – Tubulação de ligação do condensador ao aquecedor.



Fonte: Autor, 2019.

Nas seções anteriores deste capítulo, pôde ser tida uma noção clara e real sobre o sistema de climatização proposto. Na seção 4.2, serão apresentadas em detalhes, as características e especificações técnicas dos rotores adsorptivos (dessecante e entálpico), do rotor regenerativo (rotor sensível), do sistema CCV, dos motores e ventiladores, que compuseram o sistema. Além disso, serão também, apresentadas as características e especificações técnicas de toda instrumentação usada para coletar os dados necessários para avaliar o sistema e seus componentes.

Figura 4.7 – Canais de passagem de ar do rotor dessecante.



Fonte: Autor, 2019.

As especificações técnicas do rotor após o ajuste das áreas de adsorção e dessorção, estão na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Especificações técnicas do rotor dessecante.

Componentes	Características
Dessecante predominante	Metal Silicato Ativo
Substrato	Fibra Inorgânica
Densidade (kg/m ³)	270-300
Espessura da parede do substrato (mm)	0,22
Resistência à compressão (MPa)	≥ 0,2
Superfície específica do substrato (m ² /m ³)	2600
Superfície específica dos microporos (m ² /g)	600
Temperatura recomendada para a reativação	85 °C
Quantidade de dessecante	≥ 80 %
Substrato mais superfície endurecida	≤ 20 %
Líquidos orgânicos	≤ 1,5 %
Diâmetro (mm)	550
Largura (mm)	200
Área de reativação/área de adsorção	1:1
Rotação do rotor (RPH)	15
Faixa de operação	0-100 % UR
Tração	Por corrente
Motor (monofásico, CA)	220 V/ 90 W
Redução do motor RPM / RPM	1700/200
Frequência do motor (Hz)	60
Selo de vedação	Borracha
Altura dos canais (mm)	1,8
Passo dos Canais (mm)	3,5
Fabricante	ARCTIC INDIA ENGG

Fonte: Manual do fabricante.

4.2.2 Rotor entálpico

Na Figura 4.8, está o perfil do rotor entálpico empregado no sistema de climatização proposto.

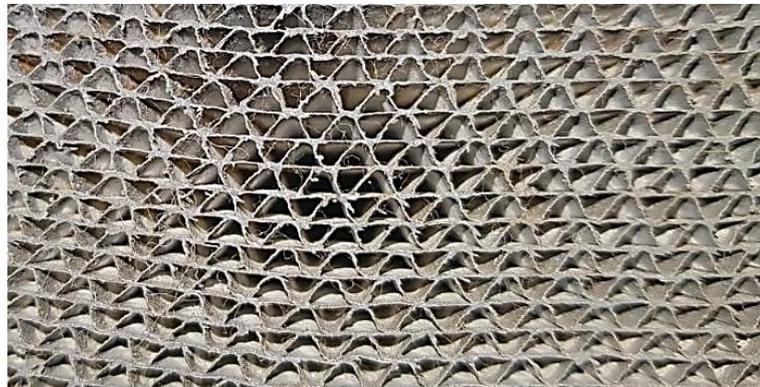
Figura 4.8 – Rotor entálpico (1:1).



Fonte: MELO, 2015.

Na Figura 4.9, está o perfil dos canais de passagem de ar existentes na matriz desse rotor.

Figura 4.9 – Canais de passagem de ar do rotor entálpico.



Fonte: Autor, 2019.

As especificações técnicas do rotor entálpico estão apresentadas na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Especificações técnicas do rotor entálpico.

Componentes	Características
Dessecante predominante	Sílica gel
Selo de vedação	Borracha
Área de adsorção/área de dessorção	1:1
Purga	Não

Tabela 4.2 – Especificações técnicas do rotor entálpico.

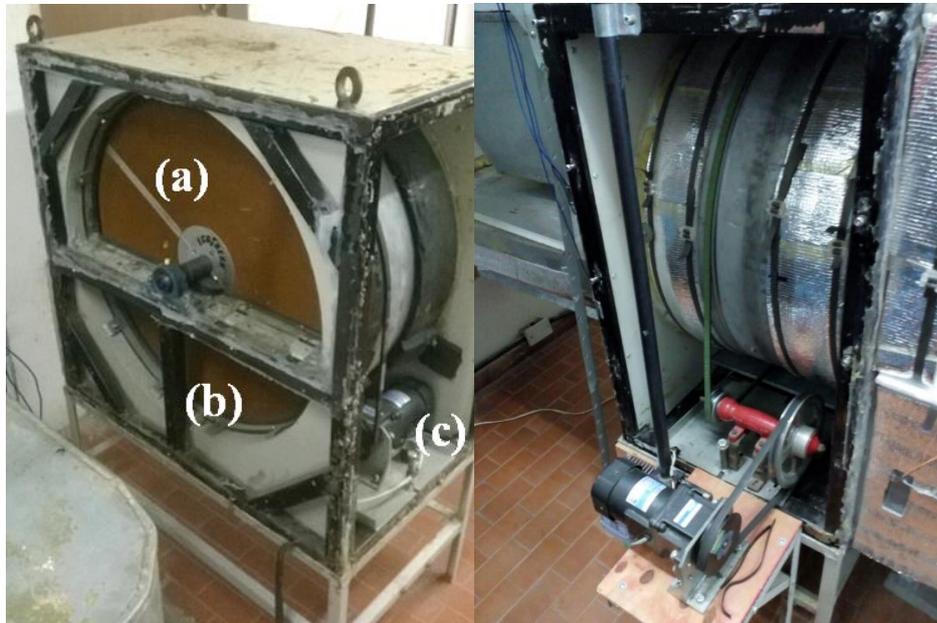
Componentes	Características
Diâmetro (mm)	700
Espessura (mm)	270
Motor (monofásico, CA)	230 V / 90 W
Tração	Por correia
Rotação do motor (RPM)	1300
Rotação do rotor (RPM)	25
Frequência do motor (Hz)	50
Fabricante	ARCTIC INDIA ENGG

Fonte: Manual do fabricante.

4.2.3 Trocador de calor regenerativo (Rotor Sensível)

Na Figura 4.10, está o rotor regenerativo empregado no sistema de climatização. A esquerda, estão especificadas as proporções da sua matriz destinadas a passagem do ar de processo (a) e do ar resfriamento (b).

Figura 4.10 – Trocador de calor regenerativo (Rotor Sensível).

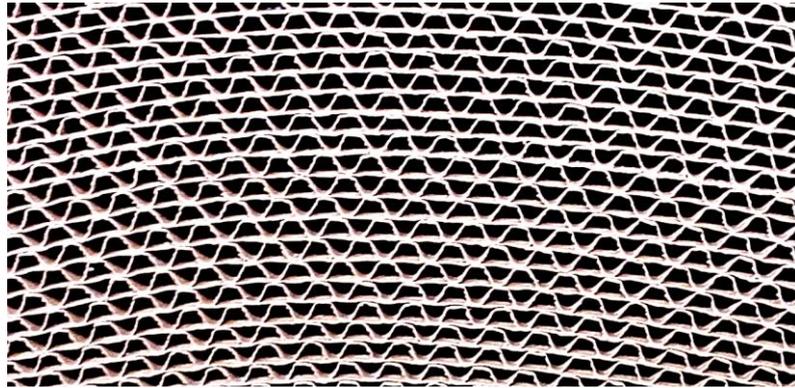


Fonte: Autor, 2019.

Nesse dispositivo, as infiltrações de ar são capazes de prejudicar a sua eficiência, por isso, foi realizada a vedação necessária em toda circunferência do rotor como forma de obter a máxima eficiência. Na configuração original, a matriz cilíndrica era acionada diretamente por

correia a partir do motor (c) observado na Figura 4.10. Como forma de melhorar o desempenho do trocador, foi desenvolvido um novo sistema de acionamento, a partir do qual, o tempo de troca de calor foi controlado variando a velocidade de rotação do dispositivo. Na Figura 4.11, está o perfil dos canais de passagem de ar da matriz desse trocador de calor.

Figura 4.11 – Canais do trocador de calor regenerativo.



Fonte: Autor, 2019.

As especificações técnicas do trocador de calor regenerativo estão apresentadas na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Especificações técnicas do trocador de calor regenerativo.

Componentes	Características
Material	Cobre
Selo de vedação	Borracha
Área de processo/área de resfriamento	1:1
Purga	Não
Diâmetro (mm)	700
Espessura (mm)	270
Motor (monofásico, CA)	230 V / 90 W
Tração	Por correia
Rotação do motor (RPM)	1300
Rotação do rotor (RPM)	25(original)/3(modificado)
Frequência do motor (Hz)	50
Fabricante	ARCTIC INDIA ENGG

Fonte: Manual do fabricante.

4.2.4 Sistema CCV

O sistema de climatização por compressão de vapor usado foi fabricado pela Springer Carrier LTDA. É um condicionador de ar do tipo janela, com 21000 Btu/h (6,1 KW), modelo

YCH215D e série 2301B12062. Sua faixa de tensão varia de 198/242V operando nominalmente em 220V com frequência de rede de 60Hz.

Projetado para uma vazão de 1020 m³/h de gás refrigerante R-22, com consumo de 2180W e um COP de 2,82, possui dimensões de (660 Lx430 H x760 P mm), 57 kg e uma vazão de ar de 940 m³/h.

4.2.5 Motores, ventiladores e inversores de frequência

Para impulsionar o ar de processo, foi usado um ventilador de dupla aspiração posicionado na extremidade da linha de tratamento do ar como forma de suprir as perdas de cargas. A partir de um motor trifásico de 1,4914 kW (2 CV) este ventilador teve seu acionamento realizado por transmissão de potência a partir de correia variando sua velocidade conforme a vazão de ar desejada.

De forma análoga, o acionamento do rotor dessecante foi feito por um motor trifásico, tendo sido o seu motor original, especificado na Tabela 4.1, substituído por um de 0,55 kW. O ventilador de simples aspiração usado para impulsionar a corrente do ar de reativação foi acionado a partir de um motor trifásico de 1,4914 kW (2 CV).

Para o acionamento do rotor entálpico, como especificado na Tabela 4.2, foi usado um motor monofásico de 0,09 kW, e o ventilador de simples aspiração usado para impulsionar a sua corrente de ar de retorno, foi acionado a partir de um motor trifásico de 1,1185 kW (1,5 CV).

Para o rotor regenerativo (rotor sensível), o acionamento foi feito por um motor monofásico de 0,09 kW, e o ventilador de simples aspiração usado para impulsionar a sua corrente de ar de resfriamento, foi acionado a partir de um motor trifásico de 0,2535 kW (0,34 CV), também por transmissão de potência por correia. Para o motor do ventilador do sistema CCV, a potência segundo o fabricante foi de 0,0932 kW (0,125 CV).

O comando de todos os motores usados para acionar os ventiladores e os motores usados no acionamento dos rotores dessecante e regenerativo, foi realizado a partir de inversores de frequência. Entre outros atributos, os inversores de frequência são aparelhos capazes de promover reduções no consumo de energia elétrica por permitirem que os motores não atinjam picos de energia ao partirem do seu estado de inércia e definir a frequência ideal para cada vazão de ar e rotações dos rotores.

Somando, a potência elétrica nominal total instalada no sistema de climatização, sem contabilizar a potência do compressor do sistema CCV, a qual só pôde ser computada a partir

do sistema em funcionamento, foi 5,18 kW. Esse valor, caso houvesse necessidade, poderia ser usado totalmente, nesse caso, a frequência de rede de acionamento de todos os motores descritos seria necessariamente 60Hz, porém apenas 2,56 kW de potência útil máxima foi usada, essa parcela foi assim computada, uma vez que, todos os motores tiveram acionamento usando frequências inferiores a 60Hz.

4.3 Instrumentação

Para efeito de avaliação do desempenho do sistema de climatização e de seus componentes, foram monitorados 14 pontos com anseio de conhecer as condições das correntes de ar de processo, de reativação, de resfriamento do rotor regenerativo e de retorno para o rotor entálpico. Foram utilizados, três tipos de termo higrômetros digitais, dois termômetros penta III digitais, um sistema de monitoramento via sensores DHTs, um anemômetro e um alicate wattímetro. As características e especificações técnicas desses dispositivos serão apresentadas nas seções posteriores.

4.3.1 Termohigrômetros

Termohigrômetros são aparelhos digitais usados para aferir dados relativos à temperatura de bulbo seco e umidade relativa do ar. De posse desses dados, a partir de softwares como o CATT - (*Computer Aided Thermodynamic Tables*), por exemplo, é possível conhecer as condições do ar relativas aos valores da sua razão de umidade (umidade absoluta), da entalpia, da temperatura de bulbo úmido e do excesso de água no ar.

4.3.1.1 Termohigrômetro MTH-1380

O Termohigrômetro MTH – 1380 é um instrumento digital portátil, com interface RS-232 opcional, que permite medir valores de temperatura e umidade a partir de uma sonda tipo bastão. Na Figura 4.12, está apresentado o perfil do instrumento utilizado no presente trabalho.

Figura 4.12 – Termohigrômetro MHT-1380.



Fonte: Manual do Fabricante.

A sonda do aparelho pode ser separada por até 1,5 m, faz leitura de temperatura em °C, usa bateria alcalina de 9V, possui display LCD e congelamento de leituras e desligamento automático. Além da sonda, o instrumento também permite usar sensores termopar do tipo K para medir temperatura. As especificações técnicas desse instrumento estão apresentadas na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Especificações técnicas do MTH – 1380.

	Escala	Resolução
Temperatura T1	-20 a 60 °C	0.1 °C
Temperatura T2	-200 a 1370 °C	0.1 °C
Umidade Relativa	0 a 100 %	0.1 %
Fabricante	Minipa Industria e Comércio LDTA	

Fonte: Manual do Fabricante.

No estudo foram utilizados quatro termohigrômetros MTH – 1380, o primeiro foi usado para medir as condições do ar de processo na entrada do rotor entálpico (ponto 1), o segundo para medir as condições do ar de processo entre a saída do rotor entálpico e a entrada do rotor dessecante (ponto 2), o terceiro para medir as condições do ar de processo entre a saída do rotor dessecante e a entrada do rotor regenerativo (ponto 3), e o quarto foi usado para medir as condições do ar de processo na saída do evaporador (ponto 5).

4.3.1.2 Termohigrômetro HigoPalm

O HigoPalm é um termohigrômetro indicador de umidade relativa e temperatura a partir de uma sonda de medição plug-in HygroClip NK 40. Esse instrumento possui um amplo conjunto de configurações e funções que podem ser facilmente habilitadas pelo usuário. Na Figura 4.13, está apresentado o perfil do instrumento utilizado no presente trabalho.

Figura 4.13 – Termohigrômetro HigoPalm.



Fonte: Autor, 2019.

A sonda HygroClip pode ser separada por até 1.5 m, o instrumento faz leitura de temperatura em °C ou °F, usa bateria alcalina de 9V, possui display LCD com luz de fundo, permite ajuste de umidade de 1 ponto ou multiponto da sonda diretamente do teclado e ajuste de temperatura de 1 ponto da sonda diretamente do teclado. As especificações técnicas desse instrumento estão apresentadas na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Especificações técnicas do HigoPalm.

	Escala	Resolução
Temperatura	50 a 200°C	0.1 °C
Umidade Relativa	0 - 100%	0.1 %
Fabricante	ROTRONIC	

Fonte: Manual do Fabricante.

No estudo foram utilizados dois termohigrômetros HigoPalm, um foi usado para medir as condições do ar de processo, entre a saída do rotor regenerativo e a entrada do evaporador (ponto 4), e o outro foi usado para medir as condições do ar de reativação do sólido adsorativo na entrada do rotor dessecante (ponto 13).

4.3.1.3 Termohigrômetro HTR – 157

O Termohigrômetro HTR – 157 é um instrumento digital portátil capaz de aferir temperatura a partir de um sensor semicondutor e, umidade relativa a partir de um sensor capacitivo, ambos acoplados ao corpo do instrumento. Na Figura 4.14, está apresentado o perfil do instrumento utilizado no presente trabalho.

Figura 4.14 – Termo higrômetro HTR – 157.



Fonte: Autor, 2019.

O instrumento possui display LCD, interface RS-232, taxa de amostragem configurável e usa bateria alcalina de 9V e opcionalmente as leituras de temperatura podem ser facilmente alternadas entre °C ou °F. As especificações técnicas desse instrumento estão apresentadas na Tabela 4.6.

Tabela 4.6 – Especificações técnicas do HTR – 157.

	Escala	Resolução
Temperatura	-20 a 60°C	0.1 °C
Umidade Relativa	10 - 95%	0.1 %
Fabricante	INSTRUTHERM	

Fonte: Manual do Fabricante.

Foram utilizados no estudo, dois termohigrômetros HTR – 157, um foi usado para medir as condições do ar de reativação na saída do rotor dessecante (ponto 14), e o outro foi usado para medir as condições do ar de retorno na entrada do rotor entálpico (ponto 7).

4.3.2 Termômetro Penta III

O Termômetro Penta III é um instrumento portátil que possibilita a leitura de temperatura a partir de 5 sensores. Faz indicação de temperaturas média e diferencial, possui recurso de registro de temperatura mínima e máxima, permite o congelamento das indicações e desligamento automático. Na Figura 4.15, está apresentado o perfil do instrumento utilizado no presente trabalho.

Figura 4.15 – Termômetro Penta III.



Fonte: Manual do Fabricante.

O instrumento possui display LCD, usa bateria alcalina de 9V e faz indicações de sensor danificado ou temperatura fora da faixa e também permite alternadas as leituras de temperatura entre °C ou °F. As especificações técnicas desse instrumento estão apresentadas na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Especificações do Termômetro Penta III.

	Escala	Resolução
Temperatura	-50 a 105 °C	0.1 °C
Fabricante	FULL GAUGE	

Fonte: Manual do Fabricante.

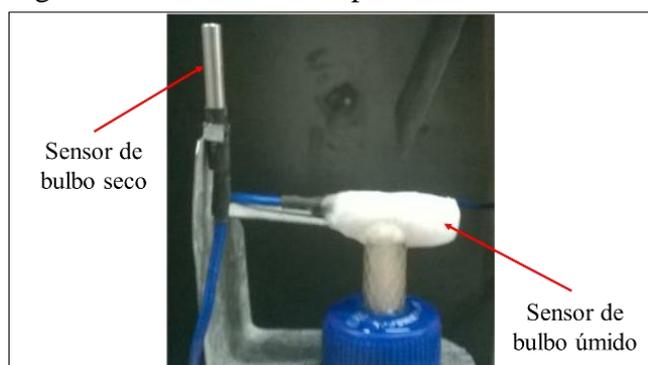
No estudo foram utilizados dois termômetros Penta II, um deles foi usado para medir as condições do ar de resfriamento na entrada do trocador de calor regenerativo (ponto 9), e o outro para medir as condições do ar de retorno na saída do rotor entálpico (ponto 8), em termos de temperatura de bulbo seco e bulbo úmido a partir do desenvolvimento de um psicrômetro.

4.3.3 Psicrômetros

Psicrômetros são instrumentos usados para aferir simultaneamente as temperaturas de bulbo seco (T_{bs}) e bulbo úmido (T_{bu}) do ar. Analogicamente, são compostos por dois termômetros idênticos onde um deles tem sua extremidade (bulbo) constantemente umidificada por água a partir do efeito capilaridade nos poros de uma malha específica. Basicamente, seu princípio de funcionamento consiste na evaporação da água em contato com o bulbo provocada pela corrente de ar resultando em uma queda de temperatura, esse processo permite aferir o valor da temperatura de bulbo úmido do ar.

Para efeito do conhecimento das condições do ar na saída de retorno do rotor entálpico (ponto 8), foi utilizado um psicrômetro desenvolvido a partir de dois dos cinco sensores do termômetro digital penta já descrito. Esse dispositivo foi desenvolvido por MELO (2015), e os resultados por ele medidos mostraram-se compatíveis com valores apresentados a partir dos termohigrômetros anteriores. Na Figura 4.16, está apresentado o perfil desse instrumento.

Figura 4.16 – Sensores do psicrômetro.



Fonte: MELO, 2015.

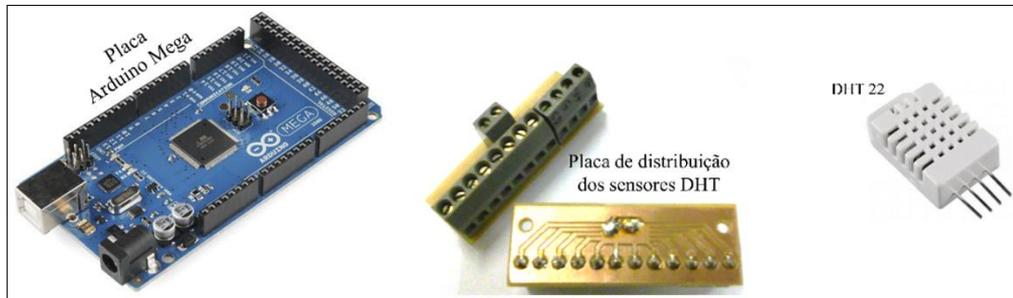
Como pode ser observado, ambos os sensores são encapsulados a partir de uma cobertura em inox. O sensor para aferir a temperatura de bulbo úmido foi levemente envolvido por uma lã de algodão e a água utilizada para sua umidificação foi do tipo destilada.

4.3.4 Sistema de monitoramento via sensores DHT

Um sistema de monitoramento com sensores DHT (Digital Temperature and Umidity) foi desenvolvido em laboratório como forma de monitorar instantaneamente os resultados e compará-los aos resultados aferidos a partir da instrumentação digital. Desenvolvido a partir de uma placa Arduino Mega, uma placa de distribuição e sensores DHT 22, o sistema permitiu monitorar os dados referentes a temperatura e a umidade relativa do ar de processo entre a saída

do trocador de calor regenerativo e o evaporador (ponto 4). Na Figura 4.17, estão os componentes desse sistema de monitoramento.

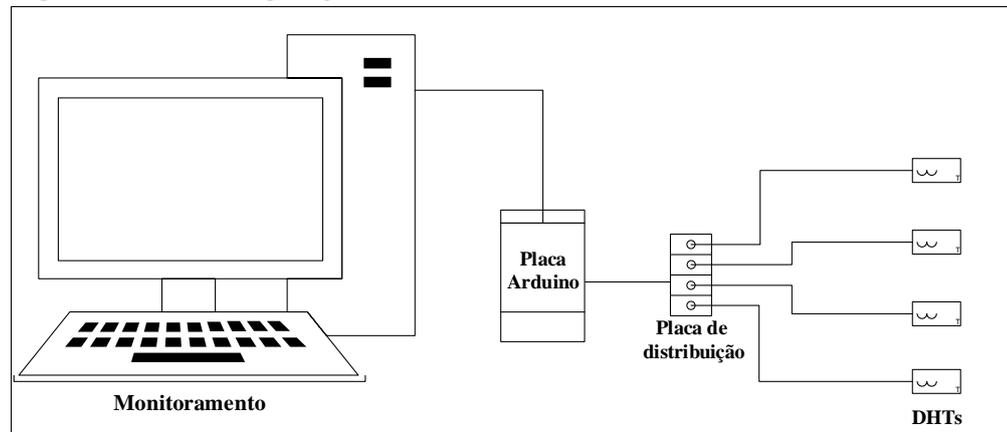
Figura 4.17 – Componentes do sistema de monitoramento via sensores DHT.



Fonte: Autor, 2019.

A partir dos componentes mostrados na Figura 4.17, a configuração do sistema de monitoramento foi feita como ilustração na Figura 4.18.

Figura 4.18 – Configuração do sistema de monitoramento via sensores DHT.



Fonte: Autor, 2019.

No Ponto 4 (saída do trocador de calor regenerativo na linha do ar de processo), foi criada uma espécie de malha sensorial usando oito sensores DHT 22 distribuídos de forma equidistante na seção do duto de ar. A placa Arduino utilizada foi a de modelo Mega 2560 R3, suas especificações técnicas estão na Tabela 4.8.

Tabela 4.8 – Especificações da placa Arduino.

Microcontrolador	ATmega2560
Tensão de Operação	5V
Tensão de Entrada	7-12V
Portas Digitais	54

Portas Analógicas 16
Tabela 4.8 – Especificações da placa Arduino.

Corrente Pinos I/O	40 mA
Corrente Pinos 3,3V	50 mA
Memória Flash	256 KB
Fabricante	ARDUINO

Fonte: Manual do Fabricante.

Com ambiente de programação próprio, a placa Arduino Mega permite, como pode ser visto nas especificações anteriores, monitorar os dados de forma analógica ou digital. Os dados referentes a temperatura e a umidade relativa do ar, poderiam por meio do sistema ser observados mediante visores digitais conectados diretamente a placa Arduino. Porém, a aquisição desses pequenos visores tornaria o projeto inviável do ponto de vista financeiro, logo, optou-se pela aquisição dos dados de forma digital a partir do próprio computador.

Os sensores DHT22 são usados para o monitoramento de temperatura e umidade relativa de diferentes ambientes. São compostos por um sensor capacitivo de umidade e um termistor para aferição de temperatura. As especificações técnicas desses sensores estão na Tabela 4.9.

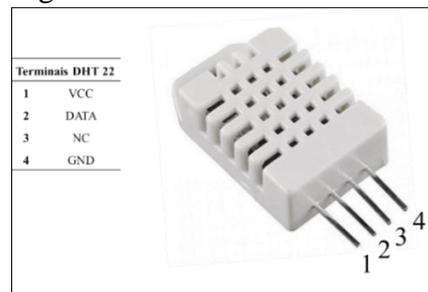
Tabela 4.9 – Especificações técnicas dos sensores DHT22.

	Escala	Resolução
Temperatura	-40 a 80 °C	0.1 °C
Umidade Relativa (UR)	0 – 100 %	0.1 %
Tempo de resposta	<2s	
Corrente	2.5mA (máximo)	
Tensão de Alimentação	3 – 5 VDC (máximo: 5.5 VDC)	
Fabricante	Adafruit Industries LLC	

Fonte: Manual do Fabricante.

A partir da placa Arduino, cada sensor DHT 22 é alimentado no terminal 1 com uma tensão que pode variar de 3 a 5 V. O terminal 2 corresponde a aquisição de dados, o terminal 3 é vazio e o terminal 4 corresponde ao neutro. Na Figura 4.19, está o sensor DHT 22 usado no sistema de monitoramento.

Figura 4.19 – Sensor DHT 22.



Fonte: Autor, 2019.

Apesar da placa Arduino Mega 2560 R3 disponibilizar variadas portas para aquisição de dados, sua estrutura conta com apenas uma porta para conexão com o terminal VCC e duas para conexão com o terminal GND de cada sensor. Com isso, pela necessidade do uso de vários sensores, foi desenvolvida uma placa de distribuição.

4.3.5 Anemômetro WM – 1850

O Anemômetro WM – 1850 é um instrumento de medição digital, desenvolvido para trabalhar como Anemômetro, Luxímetro e Termo-Higrômetro. Em tela de cristal líquido (LCD), permite aferir valores para velocidade do ar, temperatura, umidade e luminosidade. Na Figura 4.20, está apresentado o perfil do instrumento usado no presente trabalho.

Figura 4.20– Anemômetro WM – 1850.



Fonte: Autor, 2019.

Alimentado por bateria 9 voltz, esse dispositivo permite aferir velocidade do ar em (m/s, ft/m, Knots, Km/h ou MPH) e temperatura em °C e °F. Suas especificações técnicas estão na Tabela 4.10.

Tabela 4.10 – Especificações do anemômetro WM – 1850.

	Escala	Resolução
Velocidade do Ar		
m/s	0.4 a 30	0.1
Temperatura (Sensor Interno)		
°C	0 a 50	0.1
Temperatura (Termopar Tipo K)		
°C	-100 a 1300	0.1
Umidade Relativa (UR)		
10 a 95%	< 70 %	0.1
	≥ 70%	
Fabricante		ICEL

Fonte: Manual do Fabricante.

O anemômetro WM – 1850 foi usado para medir as velocidades do ar de processo e também medir as condições da mesma corrente de ar, em termos de temperatura e umidade relativa, na entrada do ambiente climatizado (ponto 6).

4.3.6 Alicate Wattímetro AW – 4500

O alicate wattímetro AW – 4500 é um instrumento desenvolvido para aferir tensão alternada (V), corrente alternada (CA), frequência (Hz), potência ativa (KW), reativa (KVAR) e aparente (KVA), fator de potência (PF) e ângulo de fase (\emptyset). Na Figura 4.21, está o perfil do instrumento usado no presente trabalho.

Figura 4.21 – Alicate Wattímetro AW – 4500.



Fonte: Autor, 2019.

O instrumento possui tela de cristal líquido (LCD) e alimentação por bateria 9 Voltz. Em sua chave seletora é possível alternar entre as funções de medidas desejadas. Suas especificações técnicas estão apresentadas na Tabela 4.11.

Tabela 4.11 – Especificações técnicas do AW – 4500.

	Escala	Resolução
Potência Real (AC + DC)		
	0 a 99.99 kW	0.01 kW
kW	100 a 999.9 kW	0.1 kW
	1000 a 1200 kW	1 kW
Tensão (AC + DC)		
	0 a 200 V	
V	200 a 500 V	0.1 V
	500 a 600 V	1.0 V
Corrente (AC+DC)		
	0 a 200 A	0.1 A
A	200 a 500 A	0.1 A
	500 a 2000 A	1.0 A
Potência Reativa KVAR (AC+DC)		
	0 a 99.99 kW	0.01 kW
kW	100 a 999.9 kW	0.1 kW
	1000 a 1200 kW	1.0 kW
Fabricante	ICEL	

Fonte: Manual do Fabricante.

O alicate wattímetro usado no presente estudo foi desenvolvido para operar em ambientes com temperaturas entre 4 e 50°C, e umidade relativa de 85%. Durante os testes o alicate mostrado na Figura 4.21, foi empregado para medir a potência real elétrica consumida pelo compressor do sistema de climatização por compressão de vapor, afim de comparar esse valor com a potência consumida pelo compressor medida a partir da diferença entre o calor transferido do fluido refrigerante para o ar externo no condensador, e o calor extraído do ar de processo pelo mesmo fluido refrigerante no evaporador. Essas quantidades foram medidas a partir das entalpias de cada corrente de ar antes e depois de cruzarem o condensador e o evaporador constituinte do sistema CCV.

4.4 Metodologias

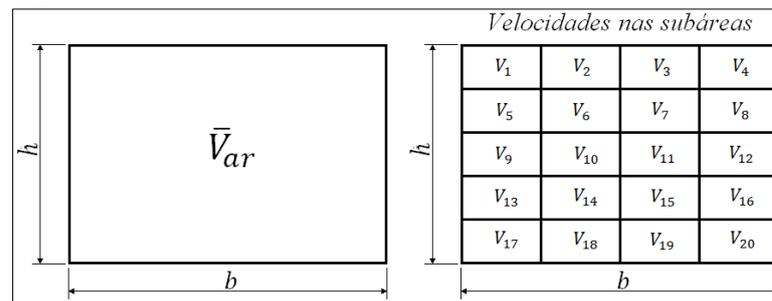
A presente seção apresenta as metodologias seguidas para avaliar o sistema de climatização proposto. A princípio é apresentada a metodologia usada para medir e equalizar

as correntes de ar, na sequência é apresentada a metodologia de cálculo para medir o calor utilizado para reativar o sólido adsorvente do rotor dessecante, por fim, e apresentada a metodologia seguida para avaliar tanto do sistema de climatização proposto, quanto o sistema de climatização por compressão de vapor.

4.4.1 Obtenção e equalização das correntes de ar

A primeira corrente de ar mensurada foi a de processo. Para esta corrente, foram definidos dois valores, a partir dos quais, por equilíbrio de pressão, foram definidos os valores referentes as correntes, de reativação, retorno e resfriamento. O procedimento para definição da corrente de ar de processo consistiu em dividir em subáreas a seção transversal do duto de ar na extremidade de entrada do ambiente climatizado. Na Figura 4.22, estão ilustradas as subdivisões da seção transversal do duto de ar principal.

Figura 4.22 – Divisões da área transversal do duto de ar.



Fonte: MELO, 2015.

Usando o anemômetro WM-1850, a velocidade do ar foi determinada em cada uma das subdivisões. De posse desses valores, o cálculo da velocidade média foi realizado usando a Equação (4.1).

$$\bar{v}_{ar} = \frac{\sum_{i=1}^n v_i}{n} \quad (4.1)$$

onde, i – representa a subárea; v_i (m/s) – representa a velocidade de cada subdivisão da área transversal; n – representa o total de subdivisões; \bar{v}_{ar} (m/s) – representa a velocidade média do ar na área transversal do duto.

A partir do valor da velocidade média, as vazões volumétrica e mássica foram obtidas a partir das Equações (4.2) e (4.3).

$$V = A_{total} \cdot \bar{V}_{ar} \cdot 3600 \quad (4.2)$$

$$\dot{m} = A_{total} \cdot \bar{V}_{ar} \cdot \rho_{ar} \quad (4.3)$$

onde, V – é a vazão volumétrica; \dot{m} – é a vazão mássica; ρ_{ar} – é a massa específica do ar de processo; A_{total} – é a área transversal do duto de ar. Na Tabela 4.12, estão as vazões do ar de processo medidas e usadas no trabalho.

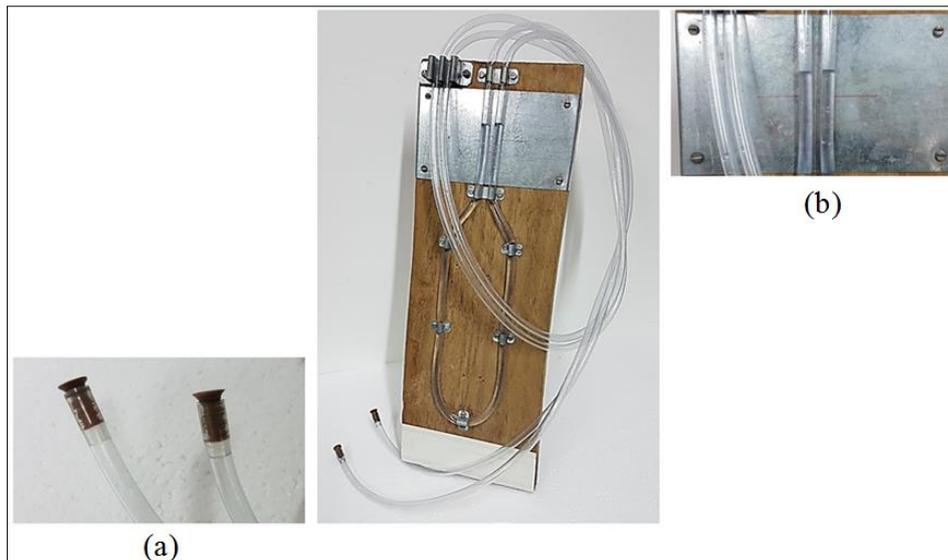
Tabela 4.12 – Vazões do ar de processo.

n	$A_{total} (m^2)$	$\bar{v}_{ar} (m/s)$	$\rho_{ar} (kg/m^3)$	$V (m^3/h)$	$\dot{m} (kg/s)$
25	0,07175	3,520	1,1839	909,2	0,299
		4,664		1204,7	0,396

Fonte: Autor, (2019).

As vazões para o ar de reativação do rotor dessecante, de retorno para o rotor entálpico e de resfriamento para o trocador de calor regenerativo, foram definidas a partir do diferencial de pressão interna aos dutos de ar. Para isso, foi utilizado o instrumento mostrando na Figura 4.23.

Figura 4.23 – Medidor de pressão para equalização de vazões.



Fonte: Autor, 2019. (a) extremidades de verificação; (b) meniscos verificadores.

O método consistiu em posicionar as extremidades verificadoras sobre pequenos orifícios nas paredes dos dutos de ar de processo, reativação, retorno e de resfriamento. A pressão interna do ar de processo foi tomada como referencial e o nivelamento dos meniscos verificadores determinou a equalização das pressões internas referentes as demais correntes de ar. Como todos os rotores usados possuem áreas em proporções de (1:1), o nivelamento das pressões garante a igualdade das demais correntes de ar com a corrente de ar de processo usada.

4.4.2 Cálculo da carga de climatização dos sistemas híbrido e CCV

A carga de climatização produzida pelo sistema híbrido foi medida usando as entalpias do ar de processo a partir da Equação (4.4).

$$Q_{C,1-6} = \dot{m}_{ar,pr} \cdot (h_1 - h_6) \quad (4.4)$$

onde, h_1, h_6 – são as entalpias do ar de processo nos pontos 1 e 6 em (kJ/kg) e $\dot{m}_{ar,pr}$ – é a vazão mássica do ar de processo em (kg/s) .

De forma análoga, a carga de climatização produzida pelo sistema CCV foi também medida usando as entalpias do ar de processo após a transferência de calor no evaporador daquele sistema a partir da Equação (4.5).

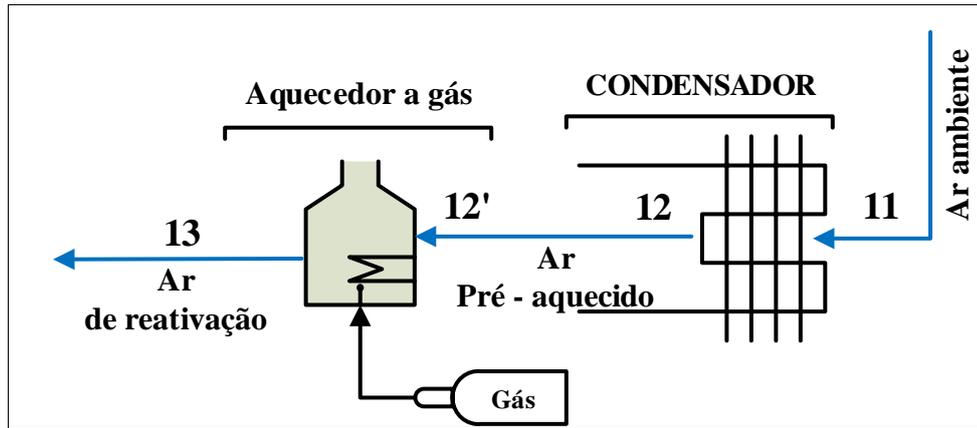
$$Q_{C,4-5} = \dot{m}_{ar,pr} \cdot (h_4 - h_5) \quad (4.5)$$

onde, h_4, h_5 – são as entalpias do ar de processo nos pontos 4 e 5 em (kJ/kg) e $\dot{m}_{ar,pr}$ – é a vazão mássica do ar de processo em (kg/s) , o termo $Q_{C,4-5}$ representa o calor extraído do ar de processo pelo fluido refrigerante do sistema CCV no evaporador respeitando a 1ª lei da termodinâmica.

4.4.3 Cálculo do calor de reativação

Na Figura 4.24, está ilustrado o subsistema de aquecimento do ar de reativação, ele pode ser usado para melhor compreender o cálculo do calor de reativação do adsorvente do rotor dessecante.

Figura 4.24 – Subsistema de aquecimento.



Fonte: Autor, 2019.

Não inserindo as perdas e na ausência do aquecimento por combustão de gás, o aquecimento do ar de reativação foi feito exclusivamente a partir da dissipação do calor no condensador para o ar externo. Respeitando a 1ª lei da termodinâmica, essa energia foi medida usando a Equação (4.6).

$$Q_{11 \rightarrow 13} = \dot{m}_{ar} \cdot (h_{13} - h_{11}) \quad (4.6)$$

onde, \dot{m}_{ar} – é a vazão mássica do ar de reativação em (kg/s) ; h_{11} – é a entalpia do ar na entrada do condensador em (kJ/kg) ; h_{13} – é a entalpia do ar na entrada do rotor dessecante/saída do aquecedor em (kJ/kg) .

Na presença do aquecimento a gás, o calor de reativação foi dado pela soma da parcela do calor dissipado pelo condensador e da parcela gerada pelo o próprio aquecimento a gás. Considerando a existência de perdas no duto de ar que liga a saída do condensador a entrada do aquecedor, trecho 12 – 12', o calor efetivo de reativação foi medido usando a Equação (4.7).

$$Q_{11-13} = Q_{11-12} + Q_{12'-13} = \dot{m}_{ar} \cdot [(h_{12} - h_{11}) + (h_{13} - h_{12'})] \quad (4.7)$$

onde, Q_{11-12} – é o calor transferido do fluido refrigerante do CCV para o ar externo no condensador respeitando a 1ª lei da termodinâmica e $Q_{12' \rightarrow 13}$ – é a contribuição do aquecimento dada pelo aquecimento a gás.

As perdas no trecho de duto indicado pelos pontos 12 e 12' foram medidas usando a Equação (4.8).

$$Q_{12-12'} = \dot{m}_{ar} \cdot (h_{12} - h_{12'}) \quad (4.8)$$

A Equação (4.8) deve ser reescrita conforme a Equação (4.9) para medir as perdas existentes na reativação quando não houver a presença de aquecimento do ar de reativação por meio da combustão de gás.

$$Q_{12-13} = \dot{m}_{ar} \cdot (h_{12} - h_{13}) \quad (4.9)$$

Nas Equações (4.7), (4.8) e (4.9) os termos: \dot{m}_{ar} – é a vazão mássica do ar de reativação em (kg/s); h_{11} – é a entalpia do ar na entrada do condensador em (kJ/kg); h_{12} – é a entalpia do ar na saída do condensador em (kJ/kg); $h_{12'}$ – é a entalpia do ar na entrada do aquecedor em (kJ/kg); h_{13} – é a entalpia do ar na entrada do rotor dessecante/saída do aquecedor em (kJ/kg).

4.4.4 Avaliação do sistema híbrido

O sistema de climatização híbrido foi avaliado em modo de ventilação aberto e três coeficientes de desempenho (β) foram devidamente calculados. O primeiro aferiu o desempenho do sistema em termos de energia térmica (β_T), o segundo em termos de energia elétrica (β_E) e o terceiro aferiu o desempenho geral do sistema (β_G). Os três coeficientes de desempenho foram obtidos usando as Equações (4.10), (4.11) e (4.12) que podem ser encontradas em literatura como DAI *et al.* (2001); MANDEGARI e PAHLAVANZADEH (2010); YONG (2006) e SUMATHY *et al.* (2009).

Coeficiente de desempenho térmico do sistema híbrido (β_T)

$$\beta_T = \frac{Q_{c,1-6}}{\left(W_{CCV} / \eta_e \right) + \dot{Q}_{12' \rightarrow 13}} \quad (4.10)$$

Coeficiente de desempenho elétrico do sistema híbrido (β_E)

$$\beta_E = \frac{Q_{C,1-6}}{W_{total}} = \frac{Q_{C,1-6}}{W_{CCV} + W_{motores}} \quad (4.11)$$

Coefficiente de desempenho geral do sistema híbrido (β_G)

$$\beta_G = \frac{Q_{C,1-6}}{(W_{total}/\eta_e) + \dot{Q}_{12' \rightarrow 13}} = \frac{Q_{C,1-6}}{[(W_{CCV} + W_{motores})/\eta_e] + \dot{Q}_{12' \rightarrow 13}} \quad (4.12)$$

onde, W_{CCV} – é a potência elétrica do sistema CCV; W_{total} – é a potência elétrica total do sistema híbrido; η_e – é o coeficiente de equivalência entre energia elétrica e energia térmica que está vinculado a eficiência térmica da planta dos sistemas e aos custos do gás natural, no presente trabalho, por ter sido estudado um sistema semelhante aos das literaturas citadas, para efeito de compatibilidade de resultados, foi assumido valor igual a 0.3; $Q_{C,1-6}$ – é a carga de climatização produzida pelo sistema híbrido dada a partir da Equação (4.4).

Para fins de comparação e certificação dos coeficientes de desempenho β_T , β_E e β_G , a potência elétrica W_{CCV} do sistema CCV em (kW), foi medida de duas maneira diferentes, uma a partir das entalpias das correntes de ar antes e depois de cruzarem o evaporador e o condensador constituintes do sistema CCV denominada $W_{CCV-entalpias}$, e outra de forma direta por meio do alicate wattímetro denominada $W_{CCV-medida}$.

4.4.5 Avaliação do sistema CCV

Interno ao sistema híbrido, o sistema de climatização por compressão de vapor (CCV) também foi avaliado, neste caso, seu desempenho foi dada como (β_{CCV}). Este coeficiente de desempenho foi definido usando a Equação (4.13).

$$\beta_{CCV-entalpais} = \frac{Q_{C,4-5}}{W_{CCV-entalpais}} \quad (4.13)$$

Reescrevendo a Equação (4.12) em função das entalpias das correntes de ar, respeitando a 1ª lei da termodinâmica, o coeficiente $\beta_{CCV-entalpais}$ pode ser definindo segundo a Equação (4.14).

$$\beta_{CCV-entalpias} = \frac{\dot{m}_{ar,pr} \cdot (h_4 - h_5)}{[\dot{m}_{ar,cond} \cdot (h_{12} - h_{11})] - [\dot{m}_{ar,pr} \cdot (h_4 - h_5)]} \quad (4.14)$$

onde, h_4, h_5 – são as entalpias do ar de processo antes e depois do evaporador em (kJ/kg) ; h_{11}, h_{12} – são as entalpias do ar antes e depois do condensador em (kJ/kg) ; $W_{CCV-entalpias}$ – é a potência do CCV aferida a partir das entalpias do ar em (kW) .

Para fins de comparação e certificação, o coeficiente de desempenho do sistema CCV foi mensurado também a partir da potência elétrica $W_{CCV-medida}$ do sistema CCV por meio da Equação (4.15).

$$\beta_{CCV-medido} = \frac{\dot{m}_{ar,pr} \cdot (h_4 - h_5)}{W_{CCV-medida}} \quad (4.15)$$

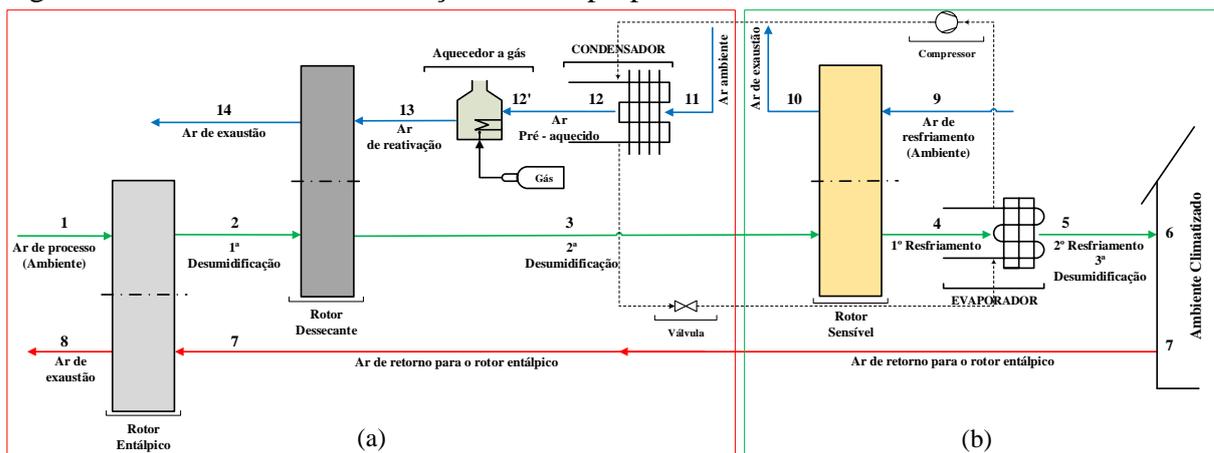
onde, $\beta_{CCV-medido}$ – é o coeficiente de desempenho do CCV a partir da potência do CCV aferida de forma instrumental; $W_{CCV-medida}$ – é a potência do CCV aferida de forma instrumental a partir do alicate wattímetro em (kW) .

CAPÍTULO V

RESULTADOS

A apresentação dos resultados nesse capítulo inicia-se a partir de uma breve análise sobre as contribuições dadas ao sistema de climatização pela inserção do rotor entálpico em sua estrutura. Na sequência serão apresentadas as contribuições provenientes do aproveitamento do calor dissipado no condensador. Por fim, serão apresentados os resultados referentes ao desempenho do sistema de climatização híbrido e de todos os seus componentes, ou seja, dos rotores (dessecante, entálpico e regenerativo) e do sistema de climatização por compressão de vapor CCV. Na Figura 5.1, para melhor compreensão dos resultados, está ilustrado o sistema de climatização híbrido proposto.

Figura 5.1 – Sistema de climatização híbrido proposto.

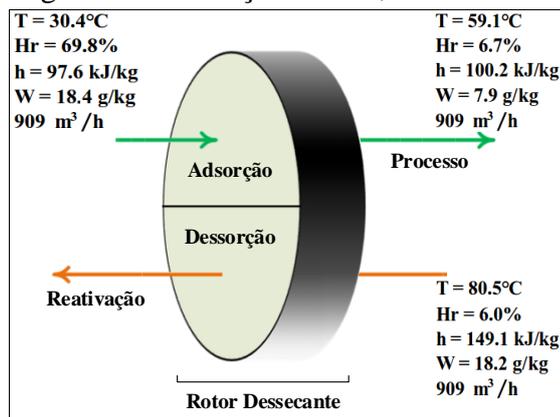


Fonte: Autor, 2019. (a) Estágio para redução da carga latente do ar de processo; (b) Estágio para redução da carga sensível do ar de processo.

5.1 Contribuições do rotor entálpico para o sistema de climatização proposto

Para avaliar as contribuições do rotor entálpico dadas ao sistema de climatização proposto, a desumidificação do ar de processo foi investigada a partir da ação individual do rotor dessecante e a partir da ação conjunta do rotor entálpico e do rotor dessecante. Na Figura 5.2, está ilustrada a atuação individual do rotor dessecante mostrando os valores médios das condições do ar de processo e do ar de reativação nos pontos considerados necessários para avaliar a atuação do dispositivo. A vazão usada para cada uma das correntes de ar foi 909 m³/h, e a temperatura de reativação média foi 80.5°C.

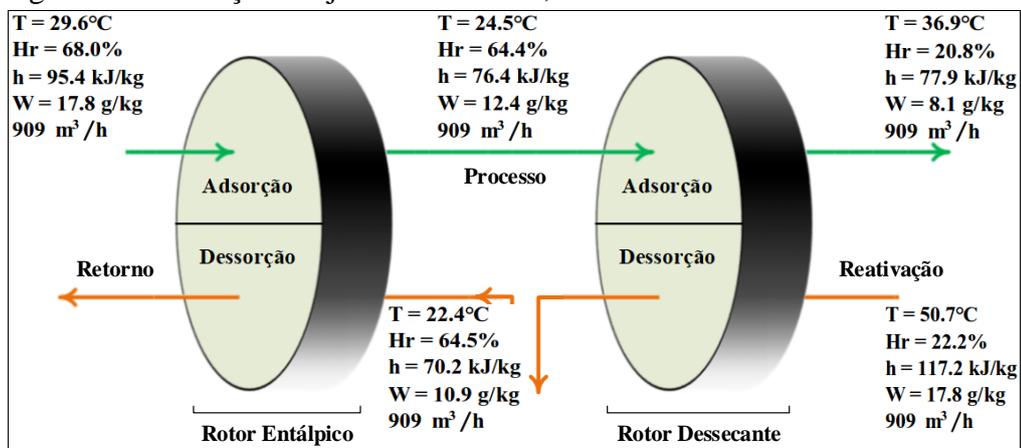
Figura 5.2 – Atuação do RD, caso 1A.



Fonte: Autor, 2019.

Na Figura 5.3, está ilustrada a atuação conjunta dos rotores dessecante e entálpico. São mostrados os valores médios medidos das condições do ar nos pontos considerados necessários para avaliar a atuação do conjunto. A vazão usada para cada uma das correntes de ar, para fins de comparação, também foi 909 m³/h, mas com temperatura de reativação média de 50.7°C.

Figura 5.3 – Atuação conjunta dos rotores, caso 1B.



Fonte: Autor, 2019.

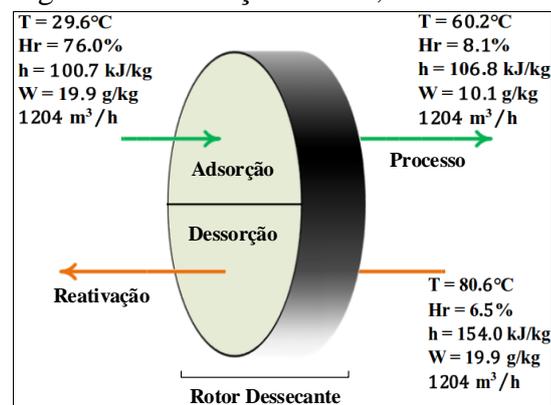
Observando a atuação conjunta dos rotores mostrada na Figura 5.3, a desumidificação de 9.8 g/kg foi ligeiramente inferior a desumidificação de 10.5 g/kg obtida pela atuação individual do rotor dessecante mostrada na Figura 5.2. Percebendo que a temperatura de reativação usada no segundo caso foi de 50.7°C, ao passo que a temperatura de reativação usada no primeiro caso foi de 80.5°C, constatou-se que, para reduzir as cargas latentes do ar de processo pela desumidificação do ar, pode ser consumida menos energia da fonte de calor usada para aquecer o ar de reativação, quando os dois rotores atuarem em conjunto.

Avaliando em termos de desumidificação, por meio da atuação individual do rotor dessecante foi atingida, segundo as condições apresentadas pelas correntes de ar, a eficiência de $\varepsilon = 56.8\%$. Relativamente, da atuação conjunta, foi atingida a eficiência conjunta de $\varepsilon_{conjunta} = 54.7\%$. A diferença de 2.0% entre os valores das eficiências pode ser considerada desprezível uma vez que para o caso mostrado na Figura 5.3, ela corresponde em média a 0.4 g/kg de razão de umidade que não foram extraídas do ar de processo.

Avaliando a contribuição dada pelo rotor entálpico em relação ao consumo da fonte de calor usada para aquecer o ar de reativação, no primeiro caso, observou-se que, para aquecer o ar da temperatura ambiente de 30.4°C para a de 80.5°C foram disponibilizados em média 15.41 kW com os quais foram reduzidos em média 10.4 g/kg da razão de umidade do ar de processo. No segundo caso, para obter praticamente a mesma desumidificação do caso anterior, ou seja, em média 9.8 g/kg, foram disponibilizados em média 6.54 kW do aquecimento do ar de reativação da temperatura ambiente de 29.6°C para a de 50.7°C. De posse desses valores, quando comparado o caso da Figura 5.3, ao da Figura 5.2, observou-se que, com a inserção do rotor entálpico para atuar em conjunto com o rotor dessecante, foi obtida uma redução de 57.6% do consumo da fonte de calor usada no aquecimento do ar de reativação obtendo um nível de desumidificação equivalente.

Fazendo a mesma investigação, usando a vazão de 1204 m³/h para cada uma das correntes de ar, por meio da Figura 5.4, pode ser conhecida a atuação individual do rotor dessecante. Nesse experimento, foi usada a temperatura de reativação média de 80.6°C.

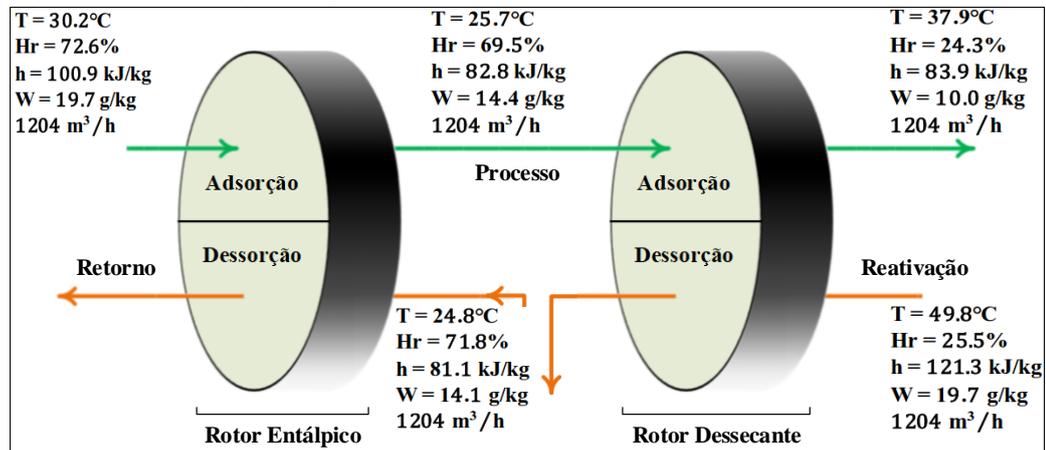
Figura 5.4 – Atuação do RD, caso 2A.



Fonte: Autor, 2019.

No esquema da Figura 5.5, está ilustrada a atuação conjunta dos dois rotores. São mostrados em cada entrada e saída dos dispositivos os valores médios das condições do ar de processo, reativação e retorno. A temperatura de reativação média usada foi de 49.8°C.

Figura 5.5 – Atuação conjunta dos rotores, caso 2B.



Fonte: Autor, 2019.

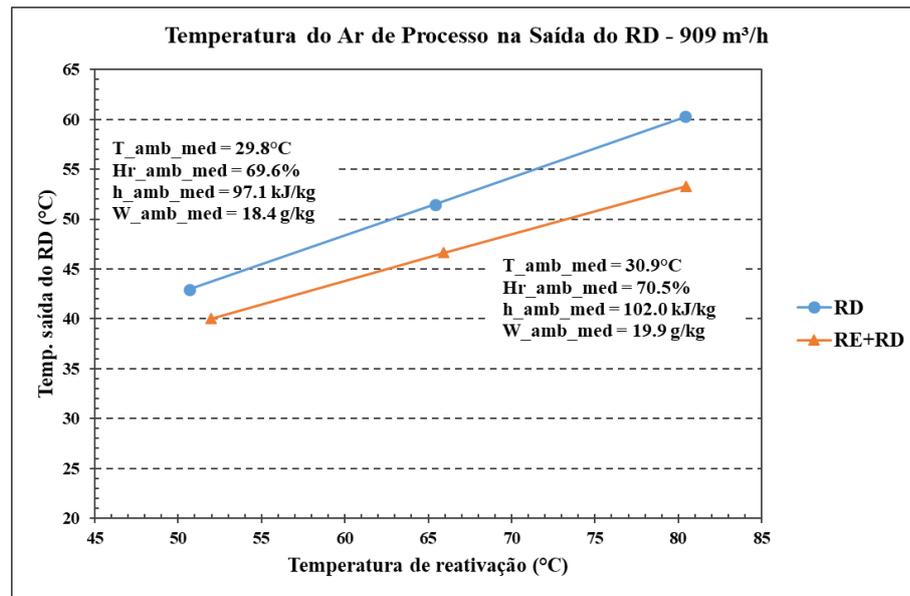
Avaliando em termos de desumidificação, por meio da atuação individual do rotor dessecante foi atingida a eficiência de $\varepsilon = 49.4\%$. Relativamente, da atuação conjunta, foi atingida a eficiência conjunta de $\varepsilon_{conjunta} = 49.2\%$. A diferença de 0.2% entre os valores das eficiências também pode ser considerada desprezível uma vez que para o caso da Figura 5.5, ela corresponde em média a 0.03 g/kg que não foram extraídas do ar de processo.

Avaliando a contribuição dada pelo rotor entálpico em relação ao consumo da fonte de calor usada para aquecer o ar de reativação, no primeiro caso, observou-se que, para aquecer o ar da temperatura ambiente de 29.6°C para a de 80.8°C foram disponibilizados em média 21.1 kW com os quais foram reduzidos em média 9.9 g/kg da razão de umidade do ar de processo. No segundo caso, para obter praticamente a mesma desumidificação do caso anterior, ou seja, em média 9.7 g/kg, foram disponibilizados em média 8.1 kW após o aquecimento do ar de reativação da temperatura ambiente de 30.2°C para a de 49.8°C. De posse desses valores, quando comparado o caso da Figura 5.5, ao da Figura 5.4, observou-se que, com a inserção do rotor entálpico para atuar em conjunto com o rotor dessecante, foi obtida uma redução de 61.8% do consumo da fonte de calor usada no aquecimento do ar de reativação obtendo um nível de desumidificação equivalente.

Além das contribuições dadas ao sistema de climatização sob o ponto de vista de redução da carga latente e da fonte de calor para aquecer o ar de reativação, foi observado também, que o rotor entálpico contribuiu para reduzir a temperatura do ar de processo na saída

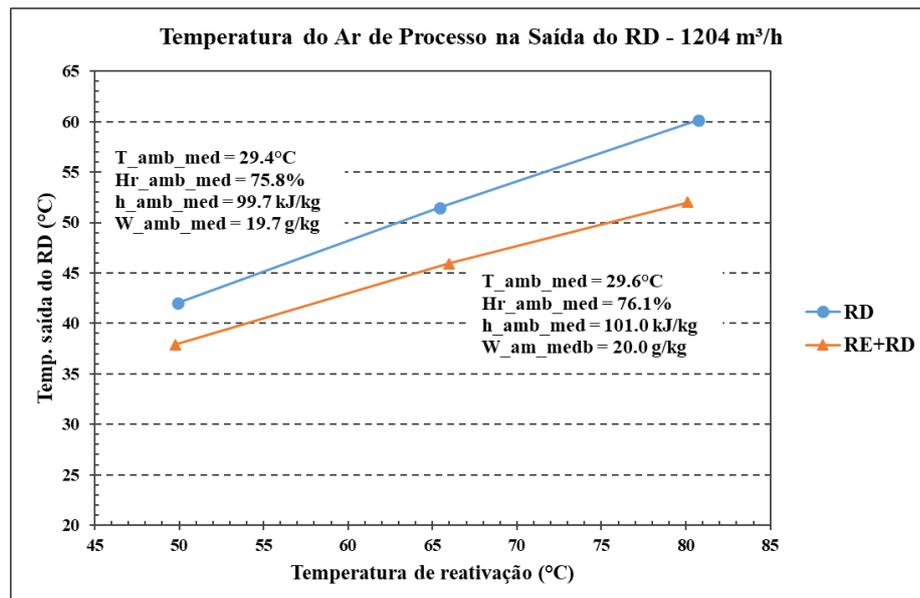
do rotor dessecante. Apesar de não ser essa a sua função no estágio no qual está inserido, nas Figuras 5.6 e 5.7, percebe-se a queda de temperatura na saída do rotor dessecante influenciada pela presença do rotor entálpico.

Figura 5.6 – Temperatura do ar de processo na saída do rotor dessecante usando vazões de 909 m³/h.



Fonte: Autor, 2019.

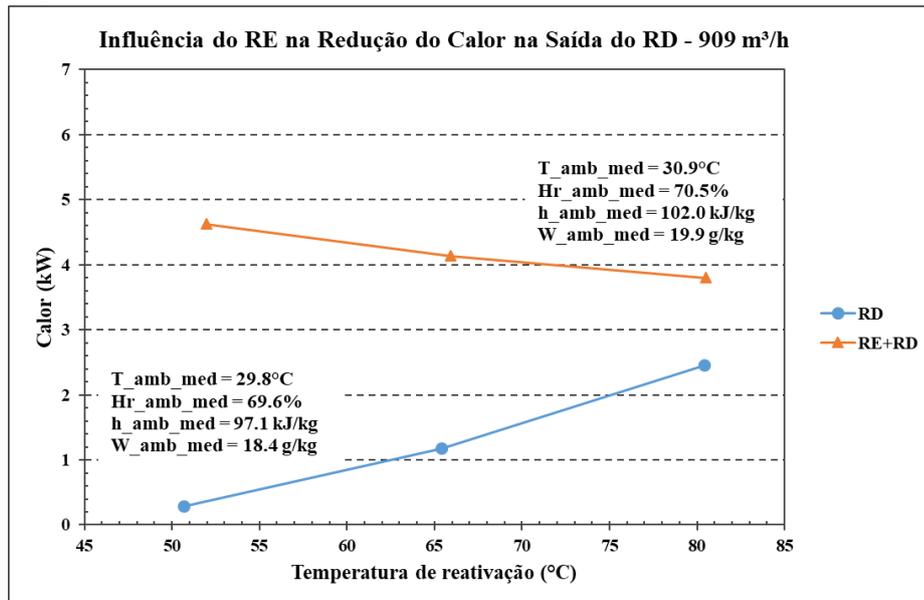
Figura 5.7 – Temperatura do ar na saída do rotor dessecante usando vazões de 1204 m³/h.



Fonte: Autor, 2019.

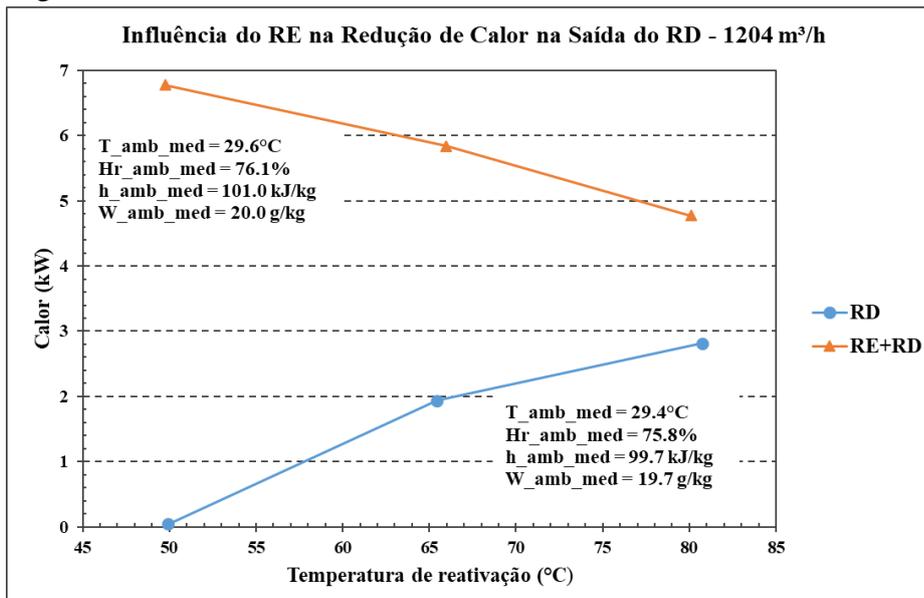
Usando as vazões e as entalpias do ar de processo, para cada temperatura de reativação foi medida a quantidade de calor na saída do rotor dessecante antes e depois da inserção do rotor entálpico no sistema. O intuito desse procedimento foi justificar ainda mais a importância do rotor entálpico para o sistema de climatização híbrido proposto. Nas Figuras 5.8 e 5.9, estão evidenciadas as quantidades de calor nos cenários mencionados.

Figura 5.8 – Calor na saída do RD usando vazões de 909 m³/h.



Fonte: Autor, 2019.

Figura 5.9 – Calor na saída do RD usando vazões de 1204 m³/h.



Fonte: Autor, 2019.

Os dados contidos nas Figuras 5.8 e 5.9, informam que a inserção do rotor entálpico promoveu reduções da quantidade de calor do ar de processo na saída do rotor dessecante ao passo que a atuação individual do RD promoveu acréscimos da quantidade de calor a medida em que a temperatura de reativação foi aumentada.

As reduções da razão de umidade e da quantidade de calor do ar de processo na saída do RD, foram de fundamental importância pois permitiram que, no estágio para redução das cargas sensíveis, o ar de processo fosse tratado já estando com suas cargas previamente reduzidas, isso atribuiu melhorias ao desempenho do segundo estágio do sistema.

5.2 Contribuições do condensador para o sistema de climatização proposto

Na seção 5.1 foram investigadas as contribuições do rotor entálpico dadas ao sistema de climatização proposto observando as reduções da carga latente e da carga sensível do ar de processo. Além disso, foi constatado também, que a presença do rotor entálpico propiciou reduções no consumo de energia no aquecimento do ar de reativação. Nesta seção, serão investigadas as contribuições dadas ao sistema, a partir do aproveitamento do calor dissipado no condensador do sistema CCV que junto ao aquecedor formou o subsistema de aquecimento do ar para reativação.

Na Tabela 5.1, está quantificada a energia útil em forma de calor disponibilizada para a reativação do sólido adsorvente do rotor dessecante, após o aquecimento do ar externo, desde a sua temperatura ambiente até a temperatura de reativação máxima desejada que, durante todos os testes, foi mantida em torno de 80°C. Todos os valores foram obtidos mediante as entalpias do ar, antes e depois do aquecimento por meio da combustão de gás e da dissipação de calor no condensador.

Tabela 5.1 – Energia para aquecimento do ar de reativação.

Vazão de 909 m³/h				
Intervalo de aquecimento		Aquecimento	Pré-aquecimento	Energia
Temp. Ambiente – Temp. Reativação		a gás (kW)	Condensador (kW)	Útil (kW)
31.4°C	52.0°C	0.0	6.8	6.8
31.3°C	65.9°C	3.1	8.0	11.1
29.9°C	80.5°C	7.9	8.2	16.1
Vazão de 1204 m³/h				
30.2°C	49.8°C	0.0	8.1	8.1
29.7°C	66.0°C	4.2	10.8	15.0
29.0°C	80.1°C	10.0	11.1	21.1

Fonte: Autor, 2019.

Na Tabela 5.1, é possível perceber que em todos os intervalos de aquecimento a maior contribuição foi dada a partir do calor dissipado no condensador. Os dados constantes na Tabela 5.1, foram todos mensurados observando as perdas sofridas no duto de ar que liga a saída do condensador a entrada do aquecedor, e no duto que liga a saída do aquecedor a entrada do rotor dessecante. Em outras palavras, as perdas não foram somadas.

Na Tabela 5.2, estão quantificadas as percentagens da energia poupada no aquecimento a gás (EPA), influenciadas pelo aproveitamento do calor dissipado no condensador. De forma análoga, as perdas nos dutos de ar também não foram incluídas.

Tabela 5.2 – Energia poupada no aquecimento a gás (EPA).

Vazão de 909 m³/h				
Intervalo de aquecimento		Energia Útil (kW)	Pré-aquecimento Condensador (kW)	EPA (%)
Temp. Ambiente –	Temp. Reativação			
31.4°C	52.0°C	6.8	6.8	100
31.3°C	65.9°C	11.1	8.0	71.9
29.9°C	80.5°C	16.1	8.2	51.1
Vazão de 1204 m³/h				
30.2°C	49.8°C	8.1	8.1	100
29.7°C	66.0°C	15.0	10.8	71.8
29.0°C	80.1°C	21.1	11.1	52.5

Fonte: Autor, 2019.

Observando os resultados da Tabela 5.2, fica evidente a importância do aproveitamento do calor dissipado no condensador. Em particular, observa-se no menor intervalo de aquecimento de cada vazão, que o calor dissipado no condensador foi suficiente para aquecer o ar a temperaturas capazes de reativar o sólido adsorvido da matriz do rotor dessecante sem a necessidade de fazer uso do aquecimento a gás, que no caso do presente trabalho, como já citado, seria por meio da queima de gás natural. Por não usar o aquecimento a gás nestes casos, o sistema foi classificado como autônomo.

Na Tabela 5.3, estão quantificadas as perdas de energia em forma de calor do ar de reativação no segmento de duto que liga a saída do condensador a entrada do aquecedor, e no segmento de duto que liga a saída do aquecedor a entrada do rotor dessecante. De forma análoga, todos os valores foram obtidos mediante as entalpias do ar, usando a Equação 4.8, escrita como: $Q_{12-12'} = \dot{m}_{ar} \cdot (h_{12} - h_{12'})$, para quando houvesse aquecimento a gás, e reescrita para, $Q_{12-13} = \dot{m}_{ar} \cdot (h_{12} - h_{13})$, para quando não houvesse presença do aquecimento a gás. Os dados para medir as perdas estão dispostos na Tabela 5.6, da seção 5.3.1.2 para a vazão 909 m³/h, e na Tabela 5.10, da seção 5.3.2.2 para a vazão 1204 m³/h.

Tabela 5.3 – Perdas de calor na reativação.

Vazão de 909 m³/h				
Intervalo de aquecimento		Energia Total (kW)	Perdas (kW)	Perdas (%)
Temp. Ambiente	Temp. Reativação			
31.4°C	52.0°C	10.8	4.1	37.4
31.3°C	65.9°C	14.0	2.9	20.4
29.9°C	80.5°C	18.8	2.7	14.4
Vazão de 1204 m³/h				
30.2°C	49.8°C	14.2	6.12	43.2
29.7°C	66.0°C	18.7	3.76	20.1
29.0°C	80.1°C	24.5	3.47	14.1

Fonte: Autor, 2019.

As perdas de energia mostradas na Tabela 5.3, resultaram do comprimento e do isolamento dos segmentos de dutos. No menor intervalo de aquecimento, em ambas as vazões, é possível notar a maior perda de energia. Nos dois casos, a soma dos segmentos de dutos que ligam a saída do condensador a entrada do rotor dessecante (saída do aquecedor), possui o maior comprimento. Como nesses casos o aquecimento do ar foi feito exclusivamente pelo calor dissipado no condensador, as perdas de energia foram maiores. Relativamente, no segmento de duto que liga a saída do condensador a entrada do aquecedor, as perdas foram menores nos demais intervalos de aquecimento do ar de reativação tanto para 909 m³/h quanto para 1204 m³/h.

Sob o ponto de vista do aproveitamento do calor dissipado no condensador, o cálculo das perdas serviu para mostrar que o comprimento e o isolamento dos dutos são fatores de influência para as perdas de energia no aquecimento. Essas perdas podem influenciar diretamente na eficiência Térmica (β_T) e na eficiência Geral (β_G) do sistema de climatização híbrido proposto, uma vez que a quantidade de energia extra usada no aquecimento a gás, entra diretamente no cálculo das eficiências do sistema. Dessa forma, de acordo com a temperatura de reativação desejada, quanto mais calor for perdido pelo ar de reativação, mais energia extra será usada para atingir a temperatura de reativação desejada na entrada do rotor dessecante e consequentemente menores serão as eficiências β_T e β_G , e vice-versa.

Foi mencionando que no menor intervalo de aquecimento em cada vazão, o sistema de climatização teria sido classificado como autônomo por não usar energia extra no aquecimento do ar de reativação. Nas ocasiões, as temperaturas de reativação aproximaram-se dos 50°C na entrada do rotor dessecante (saída do aquecedor) tendo sido atingidas apenas pelo calor dissipado pelo condensador. Porém, a partir da Tabela 5.4, é possível verificar que a autonomia do sistema poderia ter sido alcançada em temperaturas de reativação aproximadas aos 65°C

atribuídas ao ar externo para realizar a reativação apenas pela dissipação do calor no condensador.

Tabela 5.4 – Aquecimento máximo a partir do condensador.

Vazão de 909 m³/h			
T _{reativação}	Intervalo de aquecimento		Energia Total Condensador (kW)
	T _{ambiente}	T _{max_sai_cond.}	
52.0°C	31.4°C	65.0°C	10.8
65.9°C	31.3°C	65.1°C	10.9
Vazão de 1204 m³/h			
49.8°C	30.2°C	64.6°C	14.2
66.0°C	29.7°C	64.9°C	14.5

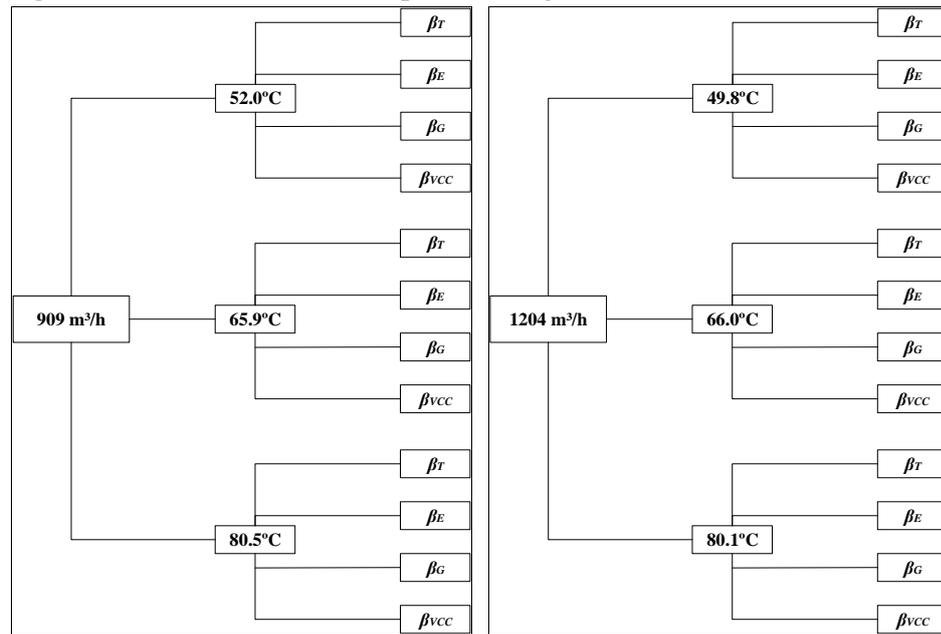
Fonte: Autor, 2019.

Levando-se em consideração as especificações de projeto, além do bom isolamento dos segmentos dos dutos de ar de reativação, a aproximação máxima da saída do condensador à entrada do rotor dessecante seria a melhor maneira de evitar, ao máximo, as perdas de calor na reativação. Dessa forma, como evidenciado na Tabela 5.4, seria possível que o sistema de climatização proposto fosse autônomo em temperaturas aproximadas aos 65°C. Isso permitiria maiores eficiências Térmica (β_T) e Geral (β_G).

5.3 Desempenho do sistema de climatização híbrido e dos seus componentes

O desempenho do sistema de climatização híbrido foi avaliado a partir dos testes realizados em dois blocos conforme apresentados na Figura 5.10.

Figura 5.10 – Blocos de testes para avaliação do sistema híbrido.



Fonte: Autor, 2019.

5.3.1 Resultados obtidos a partir do bloco de testes usando as vazões de 909 m³/h

5.3.1.1 Efetividades dos rotores

Na Tabela 5.5, estão os valores das efetividades dos rotores, dessecante, entálpico e regenerativo, onde foram obtidos com todos os rotores em pleno funcionamento durante a avaliação do sistema de climatização proposto.

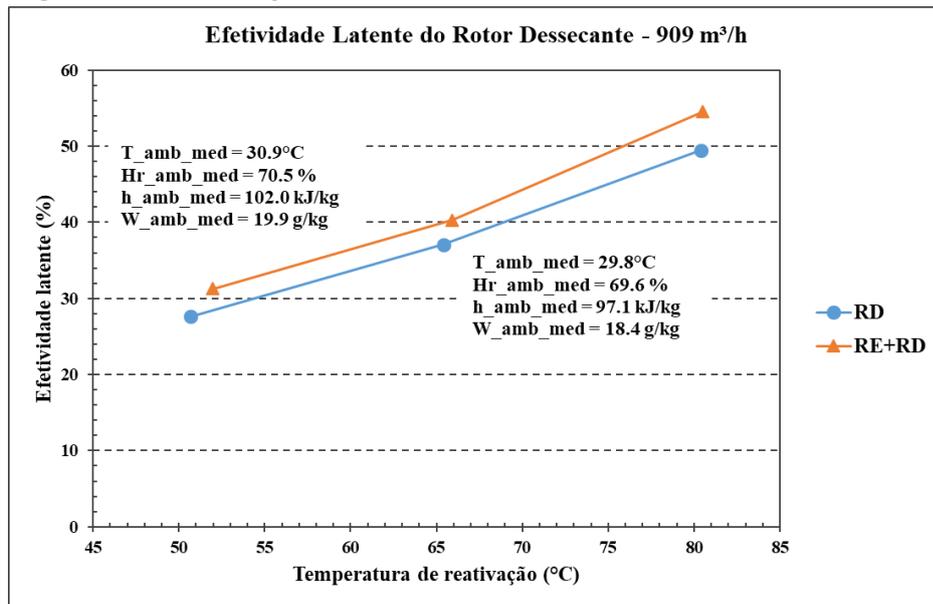
Tabela 5.5 – Efetividades dos rotores - 909 m³/h.

	Temperatura de Reativação		
	51,9°C	65,9°C	80,5°C
	Efetividade Latente (%)		
Rotor Dessecante	31.3	40.3	54.5
Rotor Entálpico	70.8	72.0	71.6
	Efetividade Sensível (%)		
Rotor Dessecante	5,6	50.8	49.5
Rotor Entálpico	74.4	73.6	71.5
Rotor Regenerativo	90.8	93.6	90.9

Fonte: Autor, 2019.

Na Figura 5.11, está a evolução da efetividade latente em função da temperatura de reativação para o rotor dessecante nos cenários em atuação individual e em atuação conjunta.

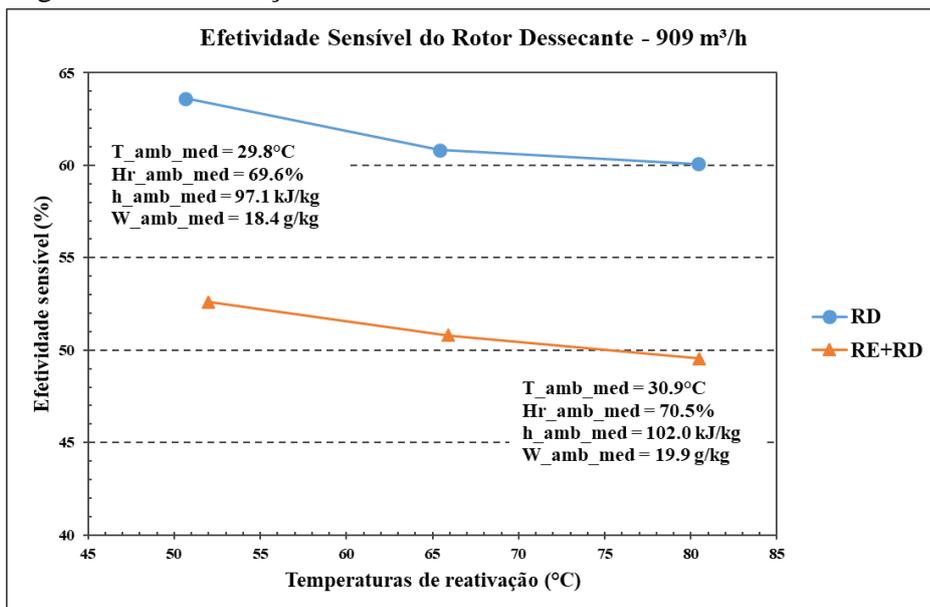
Figura 5.11 – Evolução da efetividade latente do rotor dessecante.



Fonte: Autor, 2019.

Em ambos os cenários foi percebido que a efetividade latente aumentou a medida em que a temperatura de reativação foi aumentada. Isso, obviamente, era esperado. Porém, o que também chamou atenção, foi que na atuação conjunta a efetividade latente do dispositivo, foi melhorada. Essa melhora deu-se por conta de que na entrada do rotor dessecante o ar de processo teve sua temperatura e razão de umidade previamente reduzidas. Na Figura 5.12, está a evolução da efetividade sensível.

Figura 5.12 – Evolução da efetividade sensível do rotor dessecante.



Fonte: Autor, 2019.

Conforme visto na Figura 5.12, a efetividade sensível do rotor dessecante decresceu na medida em que a temperatura de reativação foi aumentada. Porém, na presença do rotor entálpico ela mostrou-se ainda mais reduzida. Esse efeito teve grande importância para o sistema de climatização proposto, pois, quanto menor fosse a efetividade sensível do rotor dessecante menor seria a transferência de calor para o ar de processo, nesse caso, os benefícios gerados com a menor transferência de calor foram aproveitados pelo estágio destinado a redução das cargas sensíveis do próprio ar de processo, ou seja, o ar de processo ao entrar no estágio de redução de cargas sensíveis estaria com a sua carga sensível previamente reduzida pelo estágio de redução cargas latentes.

5.3.1.2 Desempenho do sistema de climatização híbrido

É importante ressaltar que, como o presente trabalho trata-se de um estudo experimento onde as condições de cada corrente de ar passaram por alterações reais em seus estados termodinâmicas, e considerando também que, o comportamento de cada componente do sistema e de alguns instrumentos utilizados tenham apresentado, por algum motivo de ordem técnica, comportamento inesperado, alguns dados, como por exemplo, àqueles referentes ao balanço de massa, ou seja, ao balanço da desumidificação ocorrida nos rotores adsorptivos, apresentaram algumas variações que dependendo do ponto de ocorrência foram consideradas aceitáveis uma vez que não alterariam o tratamento do ar de climatização.

Na Tabela 5.6, estão os valores médios dos dados relativos as condições de cada uma das correntes de ar e em cada ponto do sistema. Todos eles foram necessários para avaliar o desempenho do sistema de climatização híbrido como um todo, e também avaliar o comportamento individual dos seus componentes.

Entre todos os pontos onde foram coletados os dados, aqueles de maior interesse para o processo de tratamento do ar de climatização foram os pontos 1 e 6, foram eles os responsáveis por mostrarem a capacidade de climatização do sistema, e de forma geral evidenciar o tratamento do ar de climatização em termos das reduções das suas cargas latentes e sensíveis. De forma semelhante, porém relativamente a entrada de energia térmica no sistema, os pontos 11, 12, 12' e 13 foram os responsáveis por definirem o consumo da fonte de calor, que junto com a capacidade de climatização definida a partir dos pontos 1 e 6, definiram os coeficientes de desempenho do sistema híbrido.

Tabela 5.6 – Dados relativos às condições das correntes de ar em cada ponto do sistema híbrido testado usando vazões de 909 m³/h.

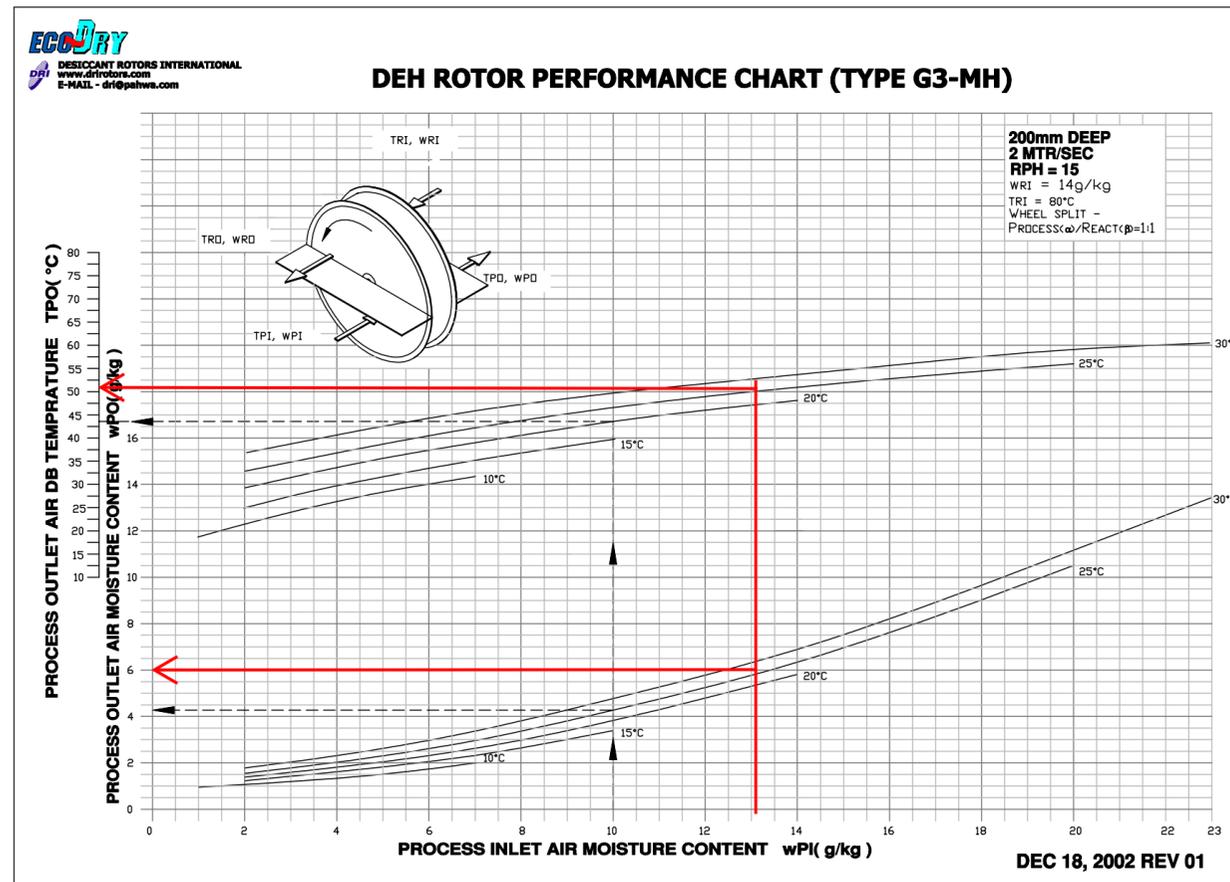
Vazão (909 m ³ /h)	Pontos	Dados coletados				Calculados (CATT)				Dados coletados				Calculados (CATT)											
		Temperatura de Reativação (52.0°C)								Temperatura de Reativação (65.9°C)								Temperatura de Reativação (80.5°C)							
		T (°C)	Hr (%)	h (kJ/kg)	W (g/kg)	T (°C)	Hr (%)	h (kJ/kg)	W (g/kg)	T (°C)	Hr (%)	h (kJ/kg)	W (g/kg)	T (°C)	Hr (%)	h (kJ/kg)	W (g/kg)								
Ar de processo	1	31.4	69.9	103.7	20.4	31.3	68.5	102.3	19.9	29.9	73.0	99.8	19.5												
	2	26.7	67.3	84.7	14.8	26.7	62.5	82.1	13.7	26.6	60.3	80.4	13.2												
	3	40.0	22.1	86.5	10.2	46.6	12.7	88.1	8.2	53.3	6.3	89.2	6.0												
	4	29.9	38.6	75.9	10.1	29.8	32.7	71.9	8.6	30.1	27.8	69.0	7.3												
	5	10.9	81.8	47.6	6.6	7.8	89.3	42.6	5.8	6.6	91.1	40.4	5.5												
	6	16.1	71.5	56.8	8.1	14.9	67.4	52.8	7.0	13.7	64.3	49.7	6.3												
Ar de retorno	7	26.7	67.3	84.7	14.8	25.7	64.7	80.1	13.4	25.5	61.9	77.9	12.6												
	8	29.5	66.4	93.6	17.2	29.4	64.4	91.9	16.6	28.5	65.8	89.9	16.1												
Ar de resfriamento	9	28.8	81.0	101.0	20.4	28.7	80.1	99.8	19.9	27.8	82.2	97.7	19.5												
	10	35.6	55.3	108.1	20.4	39.7	43.2	111.1	19.9	43.0	35.6	113.5	19.5												
Ar de reativação	11	31.4	69.9	103.7	20.4	31.3	68.5	102.3	19.9	29.9	73.0	99.8	19.5												
	12	63.6	13.7	137.3	20.4	64.7	12.7	137.1	19.9	62.4	13.8	133.7	19.5												
	12'	--	--	--	--	55.9	19.1	127.9	19.9	55.2	19.4	126.2	19.5												
	13	52.0	23.6	125.1	20.4	65.9	12.0	138.4	19.9	80.5	6.4	152.5	19.5												
	14	42.3	45.5	124.8	24.2	48.7	33.6	133.3	24.8	56.9	23.8	145.3	26.1												

Fonte: Autor, 2019.

Em observação aos dados da Tabela 5.6, foi possível perceber que, na menor temperatura de reativação, a desumidificação promovida pelo rotor entálpico no processo 1-2 foi superior àquela promovida pelo rotor dessecante no processo 2-3, essa diferença, ocorreu por duas razões. A primeira ocorreu em função das condições amenas do ar de retorno promovidas pelo próprio sistema de climatização, e a segunda, por conta de que a temperatura de reativação usada não ter sido suficiente para promover um nível de desumidificação superior ao que foi obtido pelo RD. Nas temperaturas de reativação de 65,9°C e 80,5°C a desumidificação pelo rotor dessecante assumiu comportamento inverso ao observado na menor temperatura, e atingiu um nível de desumidificação superior ao do rotor entálpico quando a temperatura de reativação foi de 80,5°C.

A desumidificação feita pelo rotor entálpico pode ser prejudicada caso o ar de retorno assuma temperatura e razão de umidade maiores. Para atestar a adaptação do rotor dessecante da proporção (1:3) para a proporção (1:1), os dados da Tabela 5.6, para o ar de processo, com a reativação na temperatura de 80.48°C, foram observados na carta de desempenho do equipamento como está ilustrado na Figura 5.13.

Figura 5.13 – Carta de desempenho do rotor dessecante usando vazões de 909 m³/h.

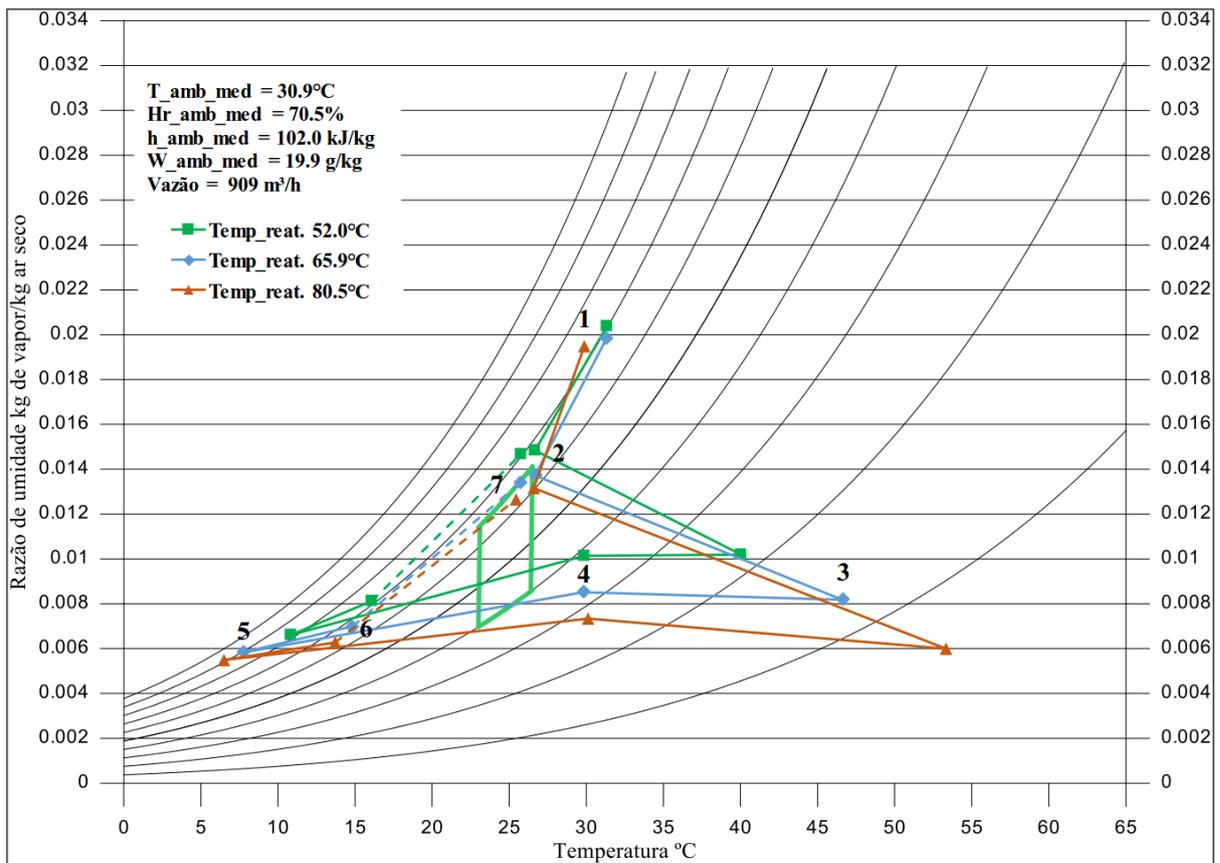


Fonte: Adaptado do manual do fabricante.

Na Figura 5.13, verificou-se que os dados obtidos para o ar de processo no ponto 3, referentes a temperatura e razão de umidade, estão em conformidade com os dados apresentados pela carta de desempenho do dispositivo.

Na Figura 5.14, os dados constantes na Tabela 5.6, referentes ao ar de processo foram postos em carta psicrométrica e observados relativamente a zona de conforto térmico delimitada segundo a norma NBR 6401.

Figura 5.14 – Evolução psicrométrica do ar de processo usando vazões de 909 m³/h.



Fonte: Adaptado de SILVA, 2010.

Da evolução psicrométrica do ar de processo ilustrada na Figura 5.14, observou-se que, no ponto 6 (entrada ambiente climatizado), o ar de processo apresentou condições para alcançar e manter as condições de conforto térmico. O ponto 7 (entrada de retorno do rotor entálpico), foi usado nesse estudo, apenas para uma pré-avaliação das condições do ar, após equilíbrio, com o ar existente no ambiente climatizado.

Na Tabela 5.7, encontram-se mensurados os valores médios das cargas de climatização produzidas pelo sistema híbrido, da quantidade de energia consumida no aquecimento do ar por meio da combustão de gás, do potencial elétrico do sistema, proveniente dos motores e do

compressor do sistema CCV, e todos os coeficientes de desempenho atingidos pelo sistema proposto.

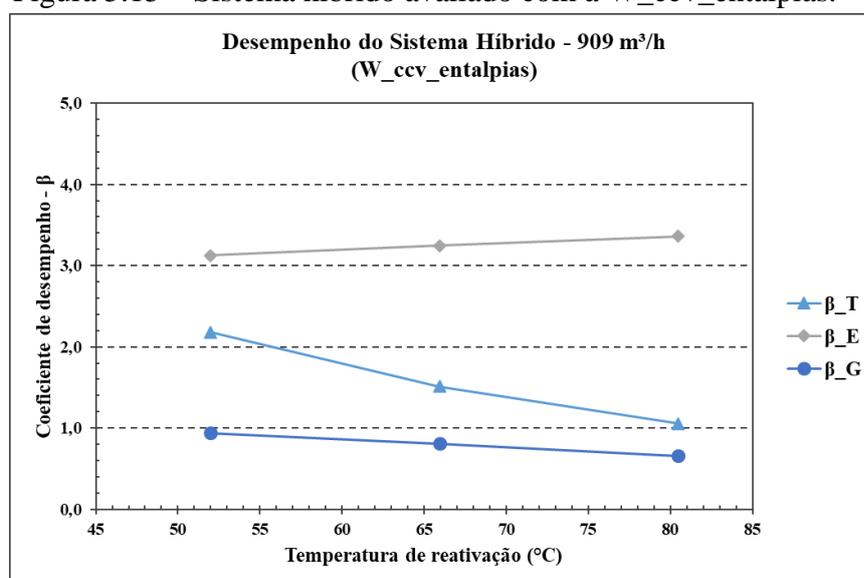
Tabela 5.7 – Desempenho do sistema híbrido a 909 m³/h.

$T_{reat.}$ (°C)	$Q_{C,1-6}$ (kW)	$Q_{12'-13}$ (kW)	Potencial elétrico do sistema Híbrido			β_T	β_E	β_G
			$W_{ccv_entalpias}$ (kW)	W_{ccv_medida} (kW)	$W_{\acute{u}til_motores}$ (kW)			
52.0	14.0	0.0	1.9	1.9	2.6	2.2	3.1	0.9
65.9	14.8	3.1	2.0	2.0	2.6	1.5	3.3	0.8
80.5	15.0	7.9	1.9	1.9	2.6	1.1	3.4	0.7
						1.1	3.4	0.7

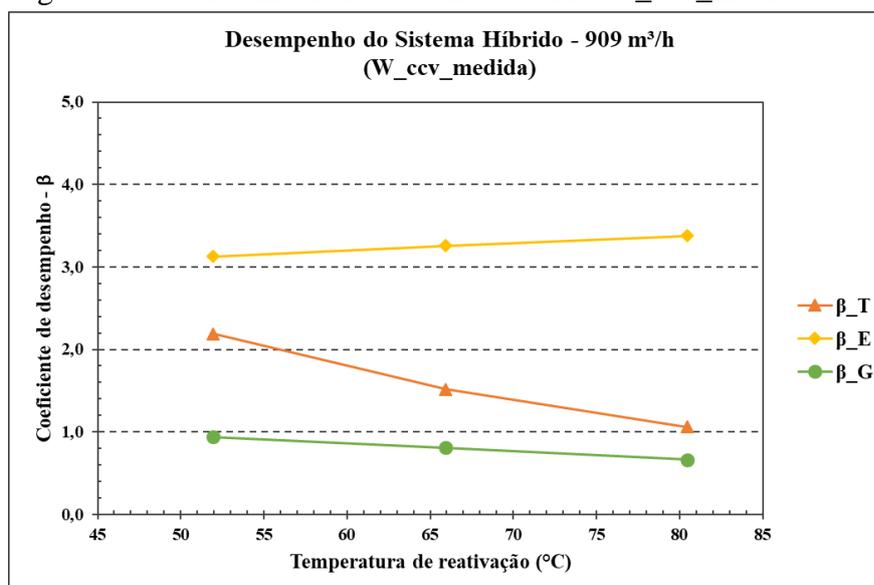
Fonte: Autor, 2019.

Na Tabela 5.7, $Q_{C,1-6}$ – é a carga de climatização produzida pelo sistema híbrido; $Q_{12'-13}$ – é a quantidade calor produzida a partir da queima de gás; $W_{\acute{u}til_motores}$ – é a potência útil dos motores; $W_{ccv_entalpias}$ – é a potência do CCV calculada a partir das entalpias do ar de processo; W_{ccv_medida} – é a potência do CCV medida de forma instrumental a partir do alicate wattímetro; β – refere-se aos coeficientes de desempenho do sistema híbrido (Térmico, Elétrico e Geral), os valores em negrito, são calculados a partir da W_{ccv_medida} como meio de compará-los aos valores calculados a partir da $W_{ccv_entalpias}$. Os resultados da Tabela 5.7, estão ilustrados nas Figuras 5.15 e 5.16.

Figura 5.15 – Sistema híbrido avaliado com a $W_{ccv_entalpias}$.



Fonte: Autor, 2019.

Figura 5.16 – Sistema híbrido avaliado com a W_{ccv_medida} .

Fonte: Autor, 2019.

Nas Figuras 5.15 e 5.16, observa-se que o comportamento do sistema de climatização é semelhante, e que a queda do desempenho térmico, em função do aumento da temperatura de reativação, deu-se por conta de que, nas temperaturas 65.9°C e 80.5°C, houve queima de gás, ou seja, houve entrada de energia no sistema. Para o desempenho elétrico, observa-se um comportamento crescente em função do aumento da temperatura de reativação, e para o desempenho geral um comportamento decrescente devida a soma de toda energia usada.

5.3.1.3 Desempenho do sistema CCV

Na Tabela 5.8, encontram-se mensurados os valores médios referentes ao desempenho do sistema de climatização por compressão de vapor (CCV).

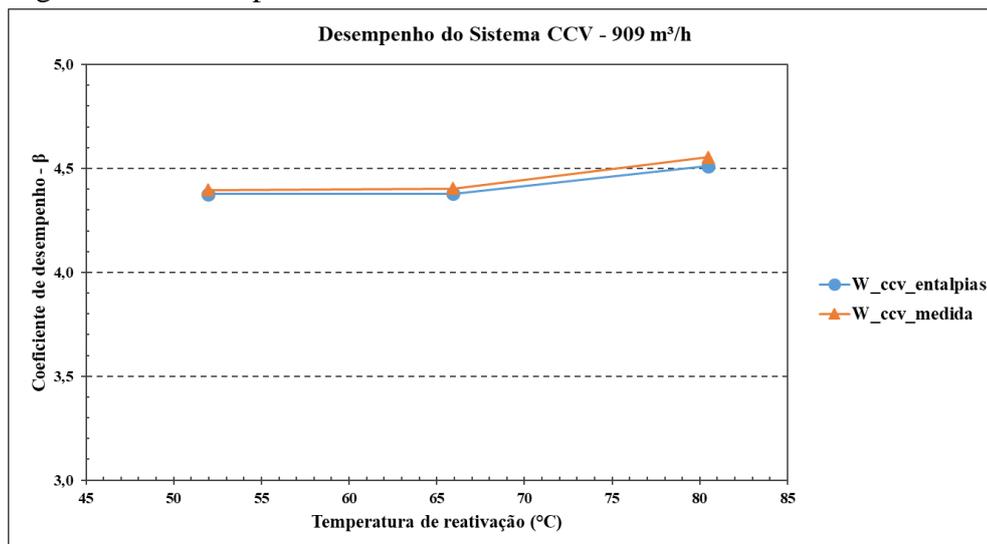
Tabela 5.8 – Desempenho do sistema CCV nas vazões de 909 m³/h.

$T_{reativação}$ (°C)	$Q_{C,4-5}$ (kW)	Q_{11-12} (kW)	Potencial elétrico do sistema CCV		β_{CCV}
			$W_{ccv_entalpias}$ (kW)	W_{ccv_medida} (kW)	
52.0	8.5	10.4	1.9	1.9	4.4 4.4
65.9	8.8	10.8	2.0	2.0	4.4 4.4
80.5	8.6	10.5	1.9	1.9	4.5 4.6

Fonte: Autor, 2019.

Na Tabela 5.8, $Q_{C,4-5}$ – é a carga de climatização produzida pelo sistema CCV; Q_{11-12} – é a quantidade de calor dissipado pelo condensador; β – refere-se aos coeficientes de desempenho do sistema CCV, os valores em negrito foram calculados a partir da W_{ccv_medida} como meio de compará-los aos valores calculados a partir da $W_{ccv_entalpias}$. Na Figura 5.17, está o comportamento do sistema CCV constante na Tabela 5.8.

Figura 5.17 – Comportamento do sistema CCV nas vazões de 909 m³/h.

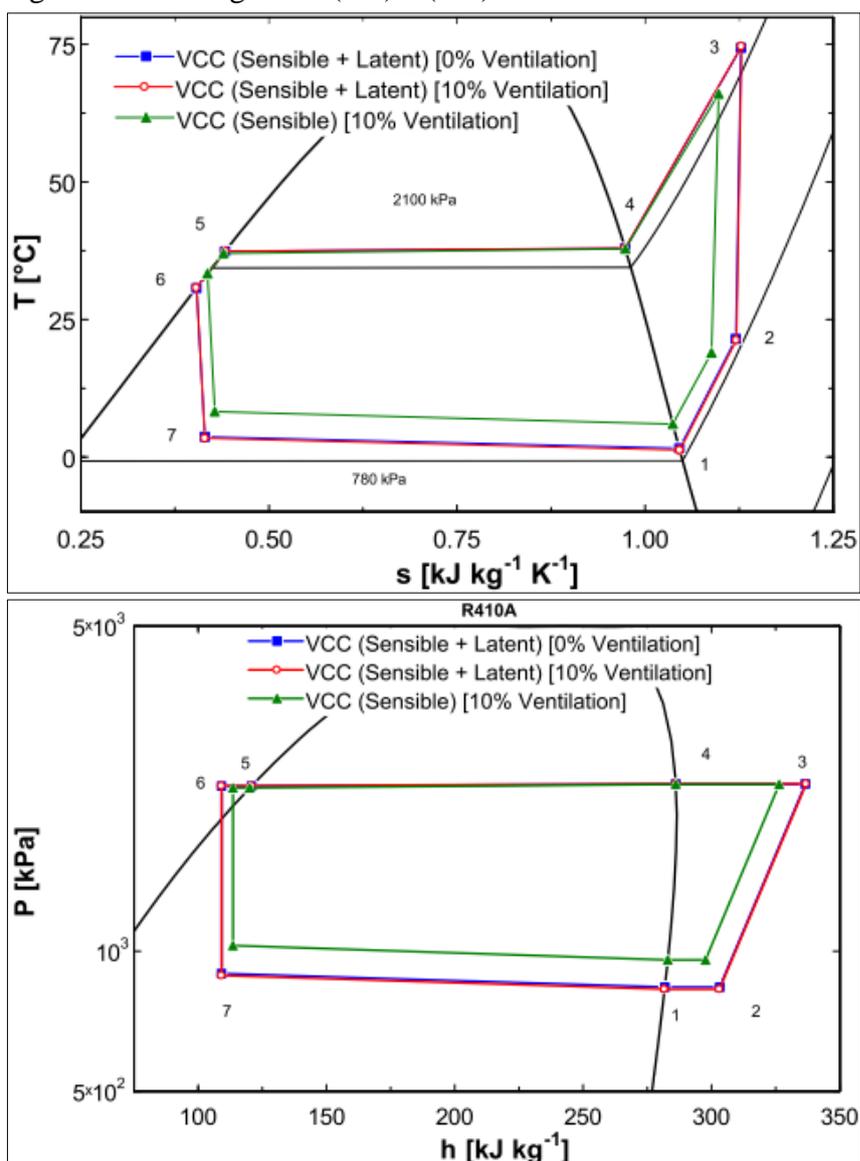


Fonte: Autor, 2019.

Na Figura 5.17, observou-se para o CCV, um comportamento levemente crescente em função do aumento da temperatura de reativação, tanto na “ W_{ccv_medida} ”, quanto na “ $W_{ccv_entalpias}$ ” do ar.

De acordo com YONG *et al.* (2006), por causa do aumento da temperatura de reativação, a partir da qual há maior desumidificação do ar de processo, a carga de climatização sofre acréscimos e junto com ela também é aumentado o desempenho do sistema CCV. AL-ALILI, HWANG e RADERMACHER (2014), provam que o sistema CCV comporta-se de forma diferente quando o ar de processo tem sua carga latente previamente eliminada. Os diagramas (P-h) e (T-s) de um ciclo real são ilustrados na Figura 5.18, e podem ser usados para esclarecer o fenômeno observado por YONG *et al.* (2006), a partir dos estados em cada ponto dos ciclos realizados no sistema pelo fluido refrigerante.

Figura 5.18 – Diagramas (T-s) e (P-h) de um sistema CCV.



Fonte: AL-ALILI; HWANG e RADERMACHER, 2014.

Na Figura 5.18, é comparado o ciclo termodinâmico do fluido refrigerante de um sistema CCV em três cenários. No primeiro é verificado o ciclo, com o sistema em funcionamento normal sem interferência do sistema dessecante. No segundo é verificado o ciclo, sem a interferência do sistema dessecante e 10% de ventilação. No terceiro é verificado o ciclo, com a interferência do sistema dessecante eliminado a carga latente do ar de processo e 10% de ventilação. De acordo com a Figura 5.17, é mostrado que, quando é eliminado a carga latente, o ciclo do sistema CCV opera com temperatura e pressão maiores, porém com carga de climatização suficientes. Nas ilustrações, é possível notar que a entrada de energia na compressão foi reduzida com o (\dot{Q}_H) permanecendo igual.

5.3.2 Resultados obtidos a partir do bloco de testes usando as vazões de 1204 m³/h

5.3.2.1 Efetividades dos rotores

Na Tabela 5.9, estão os valores das efetividades dos rotores obtidas durante a avaliação do sistema de climatização híbrido proposto.

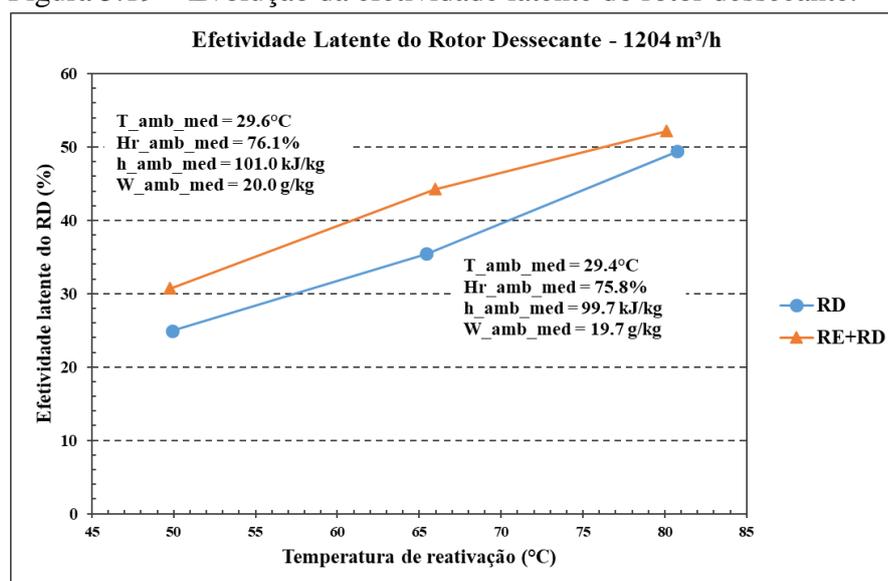
Tabela 5.9 – Efetividades dos rotores - 1204 m³/h.

	Temperatura de Reativação		
	49.8°C	66.0°C	80.1°C
	Efetividade Latente (%)		
Rotor Dessecante	30.7	44.3	52.2
Rotor Entálpico	72.1	76.4	76.4
	Efetividade Sensível (%)		
Rotor Dessecante	50.6	49.7	47.9
Rotor Entálpico	77.2	77.0	74.2
Rotor Regenerativo	81.9	89.5	92.4

Fonte: Autor, 2019.

Nessa seção a adaptação da matriz do rotor dessecante da proporção (1:3) para a proporção (1:1) também foi avaliada. Na Figura 5.19, está a evolução da efetividade latente nos cenários com o RD em atuação individual e no cenário em atuação conjunta, RE+RD.

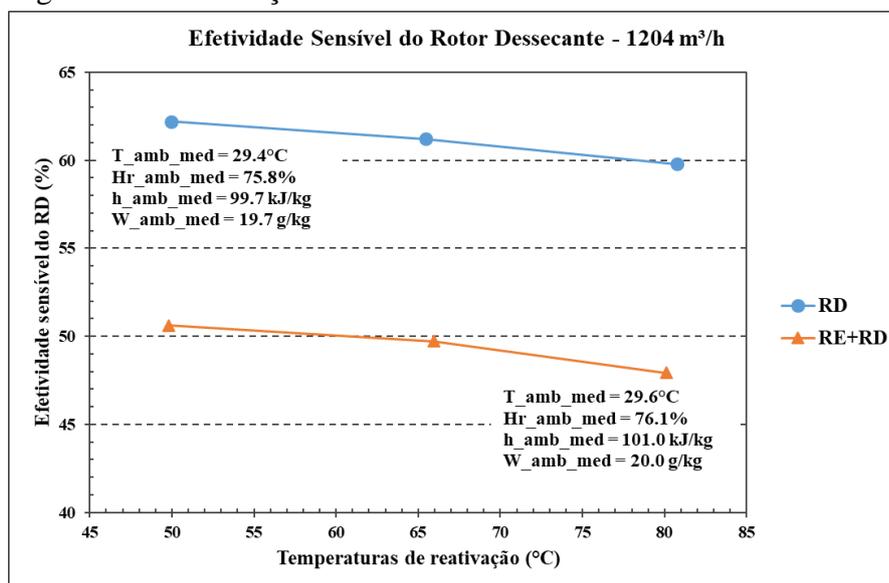
Figura 5.19 – Evolução da efetividade latente do rotor dessecante.



Fonte: Autor, 2019.

Na Figura 5.19, o comportamento do RD mostrou-se semelhante ao visto na vazão de 909 m³/h. Percebe-se que, a efetividade latente do RD, também aumentou em função da temperatura de reativação. Na Figura 5.20, está a evolução da efetividade sensível do RD.

Figura 5.20 – Evolução da efetividade sensível do rotor dessecante.



Fonte: Autor, 2019.

O comportamento do rotor dessecante na vazão de 1204 m³/h mostrou-se semelhante também para a efetividade sensível, que reduziu a medida em que a temperatura de reativação foi aumentada.

5.3.2.2 Desempenho do sistema de climatização híbrido

Na Tabela 5.10, estão os valores médios dos dados relativos as condições das correntes de ar em cada ponto do sistema.

Tabela 5.10 – Dados relativos às condições das correntes de ar em cada ponto do sistema híbrido testado usando vazões de 1204 m³/h.

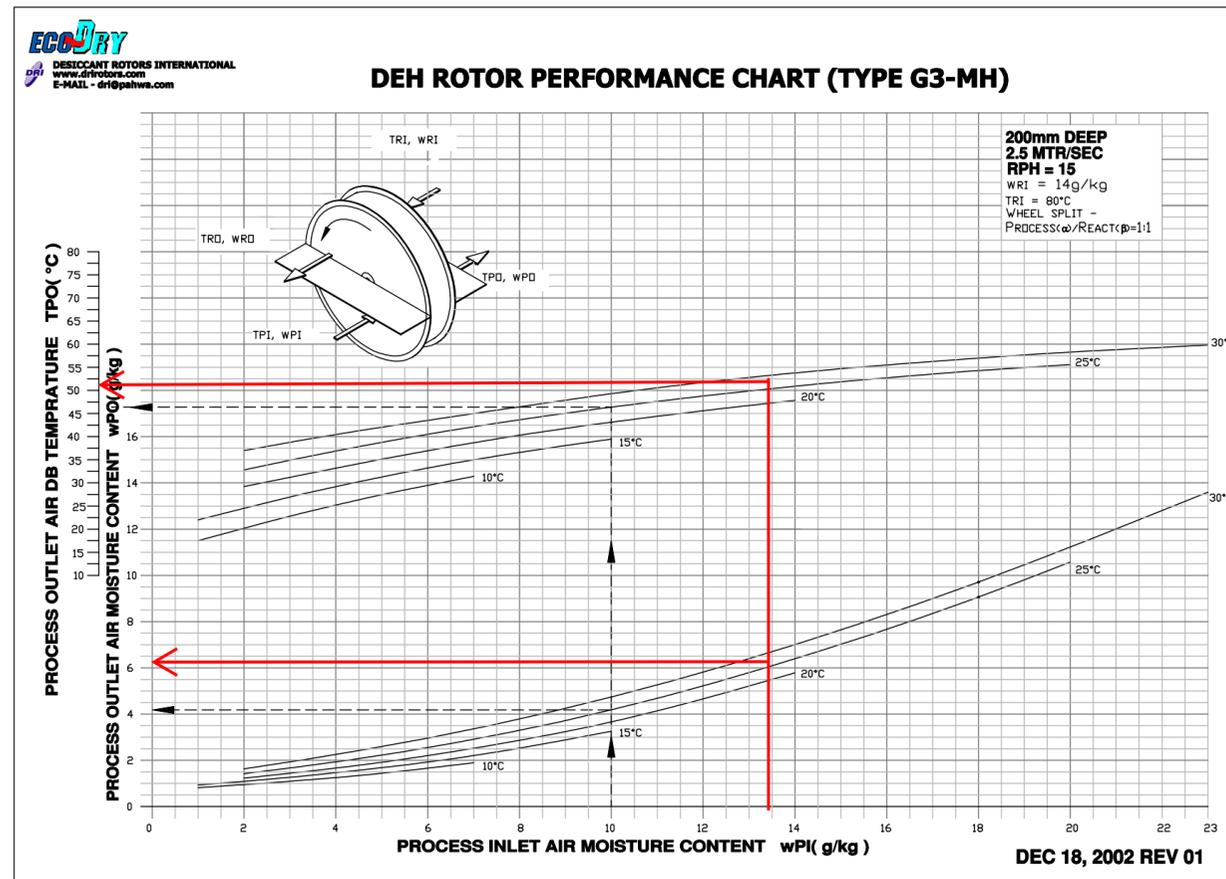
Vazão (1204 m ³ /h)	Pontos	Dados coletados				Calculados (CATT)				Dados coletados				Calculados (CATT)											
		Temperatura de Reativação (49.8°C)								Temperatura de Reativação (66.0°C)								Temperatura de Reativação (80.1°C)							
		T (°C)	Hr (%)	h (kJ/kg)	W (g/kg)	T (°C)	Hr (%)	h (kJ/kg)	W (g/kg)	T (°C)	Hr (%)	h (kJ/kg)	W (g/kg)	T (°C)	Hr (%)	h (kJ/kg)	W (g/kg)								
Ar de processo	1	30.2	72.6	100.9	19.8	29.7	77.1	101.9	20.4	29.0	78.6	100.2	20.0												
	2	25.8	69.5	82.8	14.5	26.1	65.7	81.8	14.0	26.2	63.2	80.6	13.4												
	3	37.9	24.4	83.9	10.0	45.9	12.5	86.3	7.8	52.0	7.6	89.0	6.4												
	4	29.9	37.8	75.5	9.9	29.6	33.8	72.0	8.7	29.4	27.5	67.5	7.0												
	5	12.4	92.2	53.1	8.3	10.7	93.6	49.6	7.5	9.0	85.6	44.2	6.1												
	6	16.9	71.8	58.8	8.6	15.9	68.1	55.3	7.6	14.9	64.1	52.1	6.7												
Ar de retorno	7	24.9	71.8	81.1	14.2	25.1	68.1	79.9	13.6	25.0	64.8	78.0	12.9												
	8	28.7	68.4	92.1	16.9	28.6	71.0	93.5	17.5	28.1	71.6	92.1	17.2												
Ar de resfriamento	9	28.2	81.8	98.8	19.8	27.7	86.7	99.8	20.4	27.5	85.7	98.2	20.0												
	10	34.4	57.3	105.3	19.8	41.2	40.8	113.9	20.4	45.5	32.0	117.4	20.0												
Ar de reativação	11	30.2	72.6	100.9	19.8	29.7	77.1	101.9	20.4	29.0	78.6	100.2	20.0												
	12	56.7	18.3	128.5	19.8	56.1	19.4	129.4	20.4	56.2	18.9	128.5	20.0												
	12'	--	--	--	--	55.7	19.7	129.1	20.4	55.9	19.3	128.2	20.0												
	13	49.8	25.5	121.3	19.8	66.0	12.3	139.7	20.4	80.1	6.6	153.4	20.0												
	14	40.4	48.4	120.4	23.2	47.5	36.2	133.8	25.5	54.8	26.8	144.4	26.7												

Fonte: Autor, 2019.

Da Tabela 5.10, nota-se que os rotores adsorptivos tiveram comportamento semelhante ao apresentado usando as vazões de 909 m³/h.

De forma análoga, para atestar a adaptação do rotor dessecante da proporção (1:3) para a proporção (1:1), os dados da Tabela 5.10, na temperatura de reativação de 80.1°C referentes ao ar de processo foram analisados na carta de desempenho do equipamento ilustrada na Figura 5.21.

Figura 5.21 – Carta de desempenho do rotor dessecante usando vazões de 1204 m²/h.

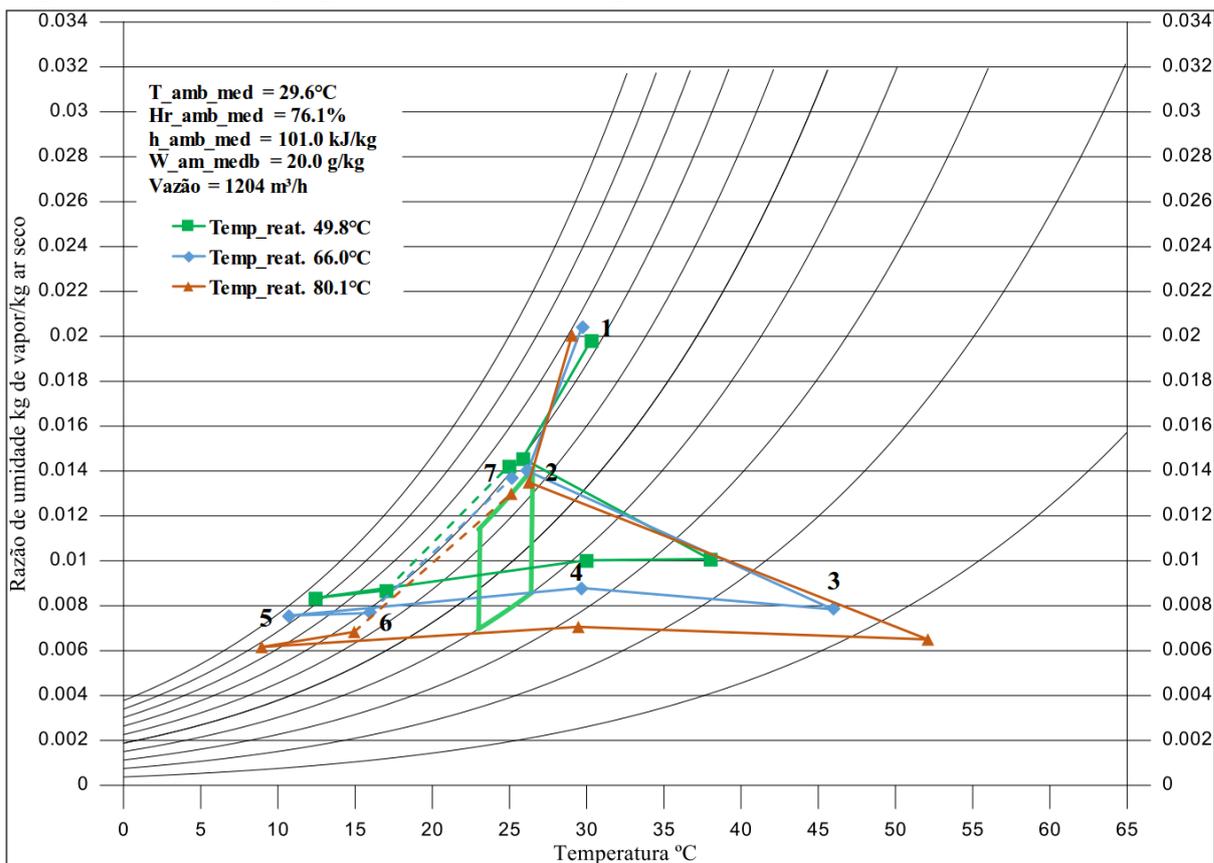


Fonte: Adaptado do manual do fabricante.

Na Figura 5.21, foi possível verificar, a partir dos dados do ar de processo no ponto 3, que o rotor dessecante também apresentou desempenho em conformidade com os dados apresentados na carta de desempenho do dispositivo.

Na carta psicrométrica ilustrada na Figura 5.22, verifica-se a evolução do estado do ar de processo, relativamente a zona de conforto térmico delimitada segundo a norma NBR 6401.

Figura 5.22 – Evolução psicrométrica do ar de processo usando vazões de 1204 m³/h.



Fonte: Adaptado de SILVA, 2010.

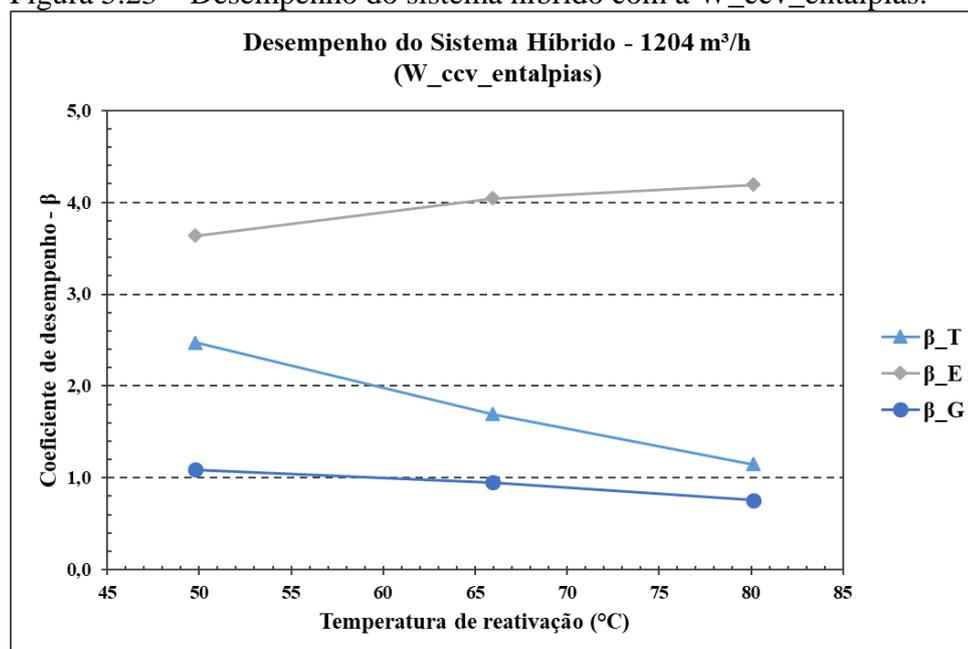
Na Tabela 5.11, estão os valores médios relativos a carga de climatização produzida pelo sistema híbrido, a quantidade de energia consumida no aquecimento do ar por combustão de gás natural, o potencial elétrico do sistema proveniente dos motores e do compressor do sistema CCV, e todos os coeficientes de desempenho atingidos pela atuação do sistema de climatização. Nela também é possível observar que a potência útil máxima usada no sistema foi de 4.6 kW.

Tabela 5.11 – Desempenho do sistema híbrido usando vazões de 1204 m³/h.

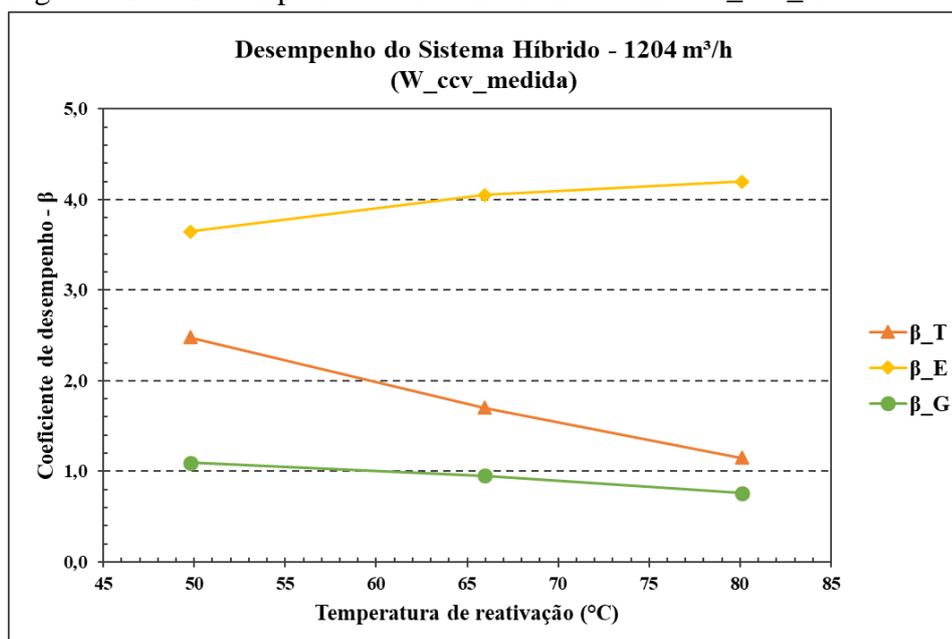
$T_{\text{reativação}}$ (°C)	$Q_{C,1-6}$ (kW)	$Q_{12'-13}$ (kW)	Potencial elétrico do sistema Híbrido			β_T	β_E	β_G
			$W_{\text{ccv_entalpias}}$ (kW)	$W_{\text{ccv_medida}}$ (kW)	$W_{\text{útil_motores}}$ (kW)			
49.8	16.7	0.0	2.0	2.0	2.6	2.5	3.6	1.1
						2.5	3.6	1.1
66.0	18.5	4.2	2.0	2.0	2.6	1.7	4.0	1.0
						1.7	4.1	1.0
80.1	19.1	10.0	2.0	2.0	2.6	1.2	4.2	0.8
						1.2	4.2	0.8

Fonte: Autor, 2019.

Para melhor apreciação do comportamento do sistema, os resultados da Tabela 5.11, foram ilustrados nas Figuras 5.23 e 5.24. Nelas estão todos os coeficientes de desempenho apresentados pelo sistema observados em função do aumento da temperatura de reativação.

Figura 5.23 – Desempenho do sistema híbrido com a $W_{\text{ccv_entalpias}}$.

Fonte: Autor, 2019.

Figura 5.24 – Desempenho do sistema híbrido com a W_{ccv_medida} .

Fonte: Autor, 2019.

A partir das Figuras 5.24 e 5.25, verificou-se que o comportamento do sistema híbrido na vazão de 1204 m³/h apresentou comportamento semelhante ao apresentado na vazão de 909 m³/h. Porém, apresentou melhores resultados nas vazões de 1204 m³/h.

5.3.2.3 Desempenho do sistema CCV

Na Tabela 5.12, encontram-se mensurados os valores médios referentes ao desempenho do sistema de climatização por compressão de vapor (CCV).

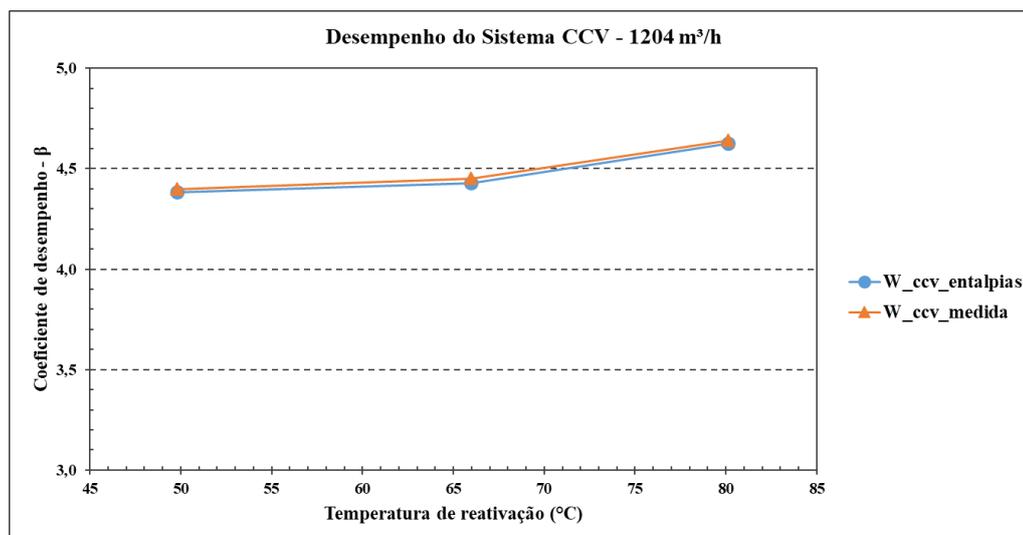
Tabela 5.12 – Desempenho do sistema CCV nas vazões de 1204 m³/h.

$T_{reativação}$ (°C)	$Q_{C,4-5}$ (kW)	Q_{11-12} (kW)	Potencial elétrico do sistema CCV		β_{CCV}
			$W_{ccv_entalpias}$ (kW)	$W_{ccv_aferrida}$ (kW)	
49.8	8.9	10.9	2.0	2.0	4.4 4.4
66.0	8.9	10.9	2.0	2.0	4.4 4.5
80.1	9.2	11.2	2.0	2.0	4.6 4.6

Fonte: Autor, (2019).

Para uma melhor apreciação, o comportamento do sistema CCV constante na Tabela 5.12, está ilustrado na Figura 5.25.

Figura 5.25 – Comportamento do sistema CCV nas vazões de 1204 m³/h.



Fonte: Autor, 2019.

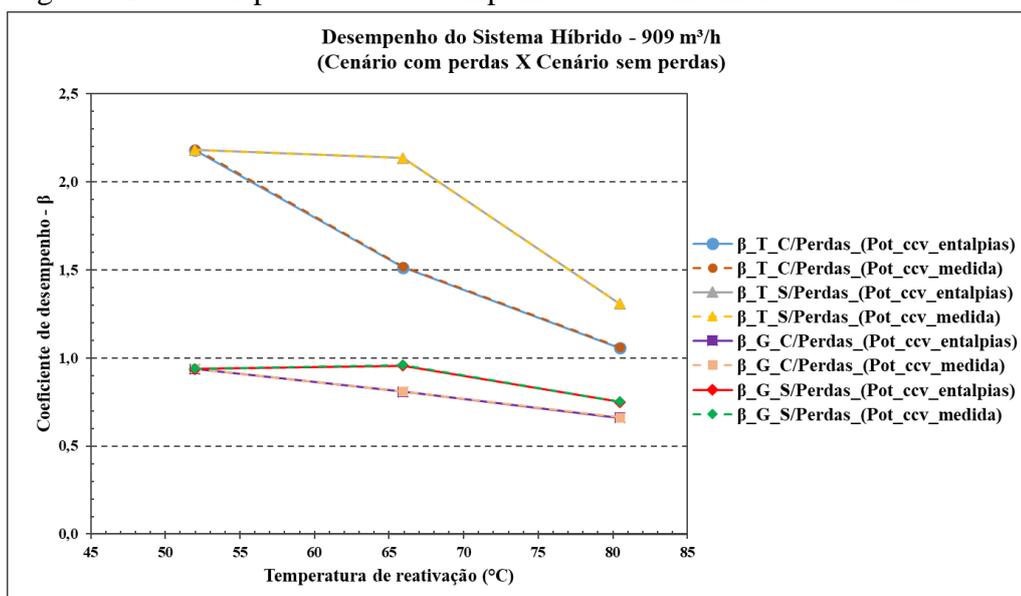
O comportamento do sistema CCV visto na Figura 5.25, mostra que, tanto na “W_ccv_medida” quanto na “W_ccv_entalpias” do ar, o sistema apresentou comportamento semelhante ao da vazão de 909 m³/h, também com perfil acentuadamente crescente.

5.3.3 Comparativo entre os resultados do sistema híbrido nas vazões de 909 e 1204 m³/h considerando a não-existência de perdas na reativação

Com o intuito de verificar a possibilidade de aumentar o desempenho térmico (β_T) e o desempenho geral (β_G) do sistema de climatização híbrido, os resultados mensurados com a existência de perdas de energia (Calor) na linha de reativação, foram comparados com resultados mensurados considerando a não-existência de perdas na reativação. Nessa análise, o desempenho elétrico (β_E) do sistema híbrido não foi verificado, visto que, a energia usada na reativação, com ou sem perdas, não interfere em seu cálculo.

Inicialmente, na Figura 5.26, está ilustrado o comparativo entre o desempenho do sistema híbrido usando a vazão de 909 m³/h. Os resultados foram mensurados tanto com a “W_ccv_entalpias”, quanto com a “W_ccv_medida”.

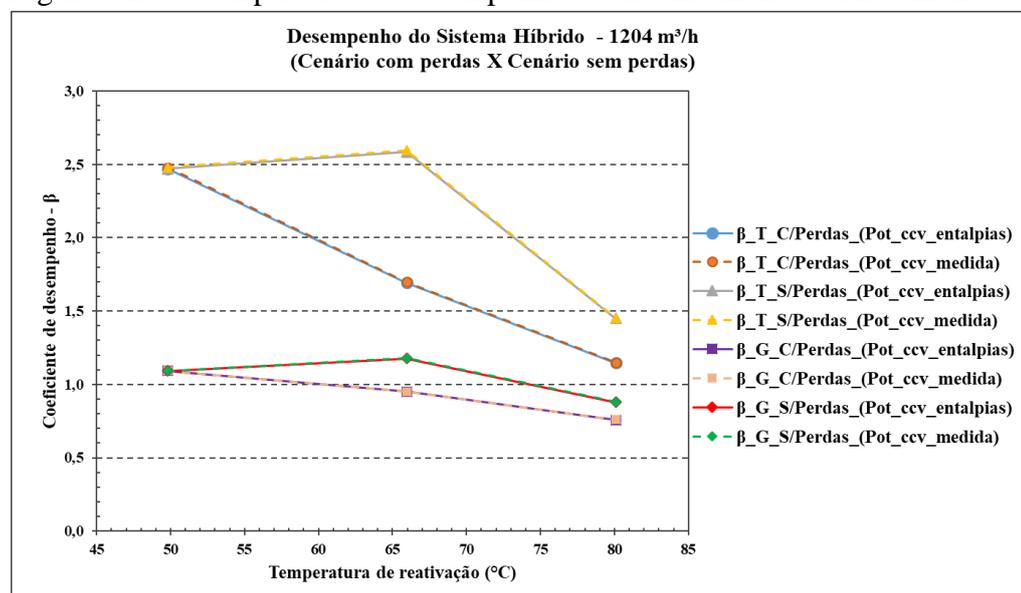
Figura 5.26 – Comparativo de desempenho do sistema híbrido - 909 m³/h.



Fonte: Autor, 2019.

De forma análoga, na Figura 5.27, está ilustrado o comparativo de desempenho do sistema, com e sem perdas, na vazão de 1204 m³/h.

Figura 5.27 – Comparativo de desempenho do sistema híbrido - 1204 m³/h.



Fonte: Autor, 2019.

Nas Figuras 5.26 e 5.27, está explícito que, se as perdas na reativação forem eliminadas ao máximo, os desempenhos Térmico e Geral podem alcançar valores ainda melhores.

CAPÍTULO VI

CONCLUSÃO

6.1 Sobres os rotores

O sistema proposto foi configurado com três rotores dentre os quais, dois eram trocadores de calor e massa e um apenas trocador de calor. Os trocadores de calor e massa usados foram, um de princípio ativo denominado rotor dessecante e um de princípio passivo denominado rotor entálpico.

Juntos, os rotores trocadores de calor e massa também conhecido por rotores adsorptivos formaram um estágio para redução das cargas latentes do ar de climatização ou ar de processo. Nesse estágio o rotor entálpico teve grande importância, pois, permitiu promover maiores reduções das cargas latentes do ar. Da sua inserção no sistema, além do aumento dos níveis de desumidificação, o dispositivo contribuiu de forma significativa para reduzir o consumo da fonte de calor usada para aquecer o ar de reativação e reduzir também, mesmo que de forma sutil, a carga sensível do ar de processo na saída do rotor dessecante. Esse feito, contribuiu para melhorar a atuação do estágio para a redução de cargas sensíveis do ar de processo.

Com relação ao rotor dessecante, este teve a proporção das áreas “dessorção/adsorção” adaptada. No projeto isso foi pensado para contribuir com a redução do consumo da fonte de calor de reativação ao permitir que a reativação fosse feita com temperaturas abaixo de 120°C. De acordo com o manual do fabricante, seriam necessárias temperaturas aproximadas a 120°C para que o rotor em sua configuração original provesse os níveis de desumidificação alcançados após a adaptação.

De todos os rotores, aquele que mais ofereceu dificuldades foi o rotor trocador de calor regenerativo (rotor sensível), que fez parte do estágio para a redução de cargas sensíveis do ar de processo. Para o bom funcionamento desse dispositivo, houve a necessidade de combater as infiltrações que poderiam prejudicar seu funcionamento, e conseqüentemente os resultados apresentados pelo sistema de climatização. Dessa forma, foram realizadas vedações internas nas fronteiras de separação dos fluxos de ar, nas fronteiras externas de toda circunferência do rotor com cuidado para não interromper o seu acionamento feito por meio de correia, e desenvolvido um novo sistema de acionamento. Todos esses procedimentos foram fundamentais para extrair a máxima efetividade possível desse trocador de calor.

Em resumo, todos os rotores empregados no sistema após os devidos ajustes, funcionaram perfeitamente bem e nas condições de trabalho em que foram usados, atribuíram ao sistema de climatização um grande potencial para tratar as cargas sensíveis e latentes do ar de processo.

6.2 Sobre o sistema CCV

O sistema de climatização por compressão foi essencial para o bom desempenho do sistema híbrido. Foram separados de um sistema convencional de climatização por compressão de vapor de janela, instalando de forma estratégica seu evaporador para auxiliar na redução das cargas sensíveis do ar de processo, e o seu condensador para contribuir por meio da dissipação de calor para o pré-aquecimento do ar de reativação do adsorvente do rotor dessecante.

Observando os resultados obtidos usando para cada corrente de ar a vazão de 909 m³/h, a contribuição efetiva do sistema CCV para a carga de climatização variou entre 38.5% e 40.8%. Com relação ao pré-aquecimento do ar de reativação sua contribuição efetiva variou entre 51.1% (pior situação) e 100% (melhor situação).

Usando 1204 m³/h para cada corrente de ar, a contribuição do sistema CCV para a carga de climatização variou entre 32.0% e 39.8%. No pré-aquecimento do ar de reativação sua contribuição variou entre 52.5% (pior situação) e 100% (melhor situação).

Apesar de ter sido adaptado ao projeto um modelo antigo e usado por vários anos, as contribuições evidenciaram o quão importante foi a participação do sistema CCV para o sistema híbrido. Mas, a utilização de um sistema CCV novo mais eficiente possa atribuir ao sistema híbrido desempenhos Térmico, Elétrico e Geral ainda melhores.

6.3 Sobre o sistema híbrido

A proposta da presente pesquisa foi desenvolver um sistema de climatização híbrido que envolvesse a climatização dessecante e a climatização por compressão de vapor. Esse sistema foi desenvolvido e testado usando as vazões de 909 m³/h e 1204 m³/h para cada corrente de ar envolvida em cada um dos testes. Nos testes usando as vazões de 909 m³/h o ar de reativação foi aquecido de forma crescente até as temperaturas de 52.0°C, 65.9°C e 80.5°C. Nos testes usando as vazões de 1204 m³/h o ar de reativação foi aquecido até as temperaturas de 49.8°C, 66.0°C e 80.1°C. A menor temperatura de reativação foi alcançada a partir da dissipação de

calor no condensador do sistema CCV, as demais temperaturas foram alcançadas a partir da dissipação de calor no condensador do sistema CCV e do aquecimento por combustão de gás natural.

O sistema foi avaliado quanto aos seus desempenhos Térmico, Elétrico e Geral, e para todos apresentou valores expressivos quando comparados aos existentes em trabalhos pré-existentes na literatura. Em sua atuação autônoma (sem combustão de gás), nas vazões de 909 m³/h e 1204 m³/h o sistema produziu cargas de climatização máximas de 14.0 kW e 16.7 kW, respectivamente. Em sua atuação com maior entrada de energia (maior temperatura de reativação), usando as vazões de 909 m³/h o sistema produziu carga de climatização máxima de 15.0 kW, usando as vazões de 1204 m³/h produziu carga máxima de 19.1 kW.

O sistema híbrido estudado no presente trabalho apresentou-se eficiente quanto ao consumo de energia da fonte de calor usada para aquecer o ar de reativação, e também quanto a capacidade para alcançar e manter as condições de conforto térmico. Em cartas psicrométricas, foi observado que o ar na entrada do ambiente climatizado apresentou condições com boa vantagem relativamente àquelas estipuladas pela zona de conforto térmico observada na NBR 6401. Esses resultados mostraram-se em conformidade com resultados de sistemas semelhantes encontrados na literatura, mas algumas ressalvas devem ser feitas no sentido de melhorá-los.

Observando o comportamento do sistema híbrido em função do aumento da temperatura de reativação foi notado que os decréscimos provocados em seus desempenhos Térmico e Geral foram ocasionados por conta de que, nas temperaturas de reativação ao redor de 65°C e 80°C a entrada de energia no sistema foi superior ao aumento esperado da carga de climatização $Q_{C,1-6}$ somado a redução do consumo de energia pelo compressor do sistema CCV.

O problema da alta entrada de energia pode ser sanado ou muito amenizado se na fase de projeto duas modificações forem realizadas no sistema. A primeira diz respeito ao encurtamento da tubulação de reativação que liga a saída do condensador a entrada do rotor dessecante. A partir das análises de perdas, o encurtamento além de melhorar o desempenho, pode permitir que o sistema seja autônomo em temperaturas aproximadas ou iguais a 65°C. Nessa ocasião, não haveria entrada de energia por combustão de gás e a temperatura de reativação de 80°C seria alcançada usando menos energia da fonte de calor, isso seria possível por conta de que, o ar já estaria com sua temperatura aproximada ou igual a 65°C.

Por um outro ponto de vista, o desempenho do sistema híbrido poderia também ser melhorado a partir do desempenho do sistema CCV usando temperaturas superiores a 80°C.

Respeitando as limitações do sólido adsorvente, temperaturas de 90°C ou 100°C promoveriam maiores níveis de desumidificação, isso melhoraria o desempenho do sistema CCV. Nestas ocasiões, o sistema poderia ser colocado em funcionamento com a vazão do ar de resfriamento do trocador de calor regenerativo (rotor sensível) captada do ambiente climatizado, como forma de reduzir com mais eficiência a carga sensível do ar de processo antes do evaporador no ponto 4, neste caso, a soma da vazão de resfriamento com a vazão do ar de retorno para o rotor entálpico deve ser igual a vazão do ar de processo.

Captar o ar de resfriamento para o trocador de calor regenerativo direto do ambiente climatizado pode deixar o ar de processo após o rotor regenerativo com menor carga sensível. A princípio esse procedimento foi realizado no presente trabalho, mas por dificuldades de controlar a pressão entre as vazões do ar de processo e de resfriamento, optou-se por captar o ar de resfriamento do ambiente externo. Neste caso o ar de resfriamento ficou sob a responsabilidade das mudanças climáticas externas.

A segunda modificação diz respeito ao encurtamento e redimensionamento da tubulação que liga a saída do evaporador a entrada do ambiente climatizado. Nessa tubulação observou-se a existência de perdas consideráveis da carga de climatização $Q_{C,1-6} = \dot{m}_{ar,pr} \cdot (h_1 - h_6)$ produzida pelo sistema híbrido. Essa modificação poderia aproximar a carga de climatização $Q_{C,1-6}$ da carga de climatização $Q_{C,1-5} = \dot{m}_{ar,pr} \cdot (h_1 - h_5)$.

Em observações aos resultados, as perdas da carga de climatização entre a saída do evaporador (ponto 5) e a entrada do ambiente climatizado (ponto 6) usando as vazões de 909 m³/h com as temperaturas de reativação de 52.0°C, 65.9°C e 80.5°C, foram 2.7 kW, 3.1 kW e 2.8 kW, respectivamente. Da carga $Q_{C,1-5}$ produzida esses valores corresponderam a 16.3%, 17.1% e 15.2%, respectivamente.

De forma análoga, usando as vazões de 1204 m³/h, com as temperaturas de reativação 49.8°C, 66.0°C e 80.1°C, as perdas foram de 2.3 kW, 2.3 kW e 3.1 kW, respectivamente. Da carga $Q_{C,1-5}$ produzida, esses valores corresponderam a 11.9%, 10.9% e 14.0%, respectivamente.

Contudo, o sistema de climatização híbrido proposto no presente trabalho apresentou resultados significativos que o colocaram como alternativa viável de climatização artificial. É importante ressaltar que, por mais que tenham havido decréscimos nos coeficientes Térmico e Geral, ficou evidente que o sistema foi bem-sucedido e tem potencial para mais.

TRABALHOS FUTUROS

Como o protótipo foi desenvolvido em caráter experimental, o seu aprimoramento poderá ser facilmente alcançado mediante os seguintes procedimentos:

- Remontar o sistema em um espaço adequado e sem limitações à sua manutenção.
- Remontar o sistema considerando ao máximo a eliminação de curvas nas tubulações de ar.
- Reconfigurar o sistema levando em consideração o encurtamento da tubulação de ar que liga a saída do evaporador (ponto 5) a entrada do ambiente climatizado (ponto 6);
- Reconfigurar o sistema levando em consideração o encurtamento da tubulação de reativação que liga a saída do condensador (ponto 11) a entrada do rotor dessecante (ponto 13). Recomenda-se que nesse trecho, a distância entre o condensador e o aquecedor seja de 0,5 m. A distância de no máximo 1,0 m, deve ser respeitada entre o aquecedor e o rotor dessecante.
- Substituir o sistema de climatização por compressão de vapor (CCV), completo, ou substituir o evaporador e o condensador por novos dispositivos. Na instalação do evaporador deve ser respeitada a distância de 1,5m entre o evaporador e o compressor. Essa distância não deve ser desconsiderada, caso o sistema de compressão seja um sistema convencional de janela.
- Eliminar ao máximo as infiltrações e refazer o isolamento térmico em todos os dutos de ar.
- Investir, em um futuro próximo, na energia solar como fonte de reativação. O sistema abriu essa possibilidade quando fez a reutilização do calor dissipado no condensador. Essa reutilização, foi responsável pela maior parcela da energia no aquecimento do ar de reativação deixando o restante por conta da queima de gás. Este, pode ser substituído pela energia solar, isso tornaria o sistema totalmente autônomo, pois, além da energia para a reativação poderia também acionar o sistema CCV.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AL-ALILI, A.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R. A hybrid solar air conditioner: Experimental investigation. **International Journal of Refrigeration**, v.39, p.117-124, 2014.

ALMEIDA, A.F.; POOTS, V.J.P.; McKAY, G. Adsorption kinetics and diffusional mass transfer processes during color removal from effluent using silica. **Industrial and Engineering Chemistry. Process Design and Development**, v. 17, n. 4, p. 406-410, 1987.

AMORIM, J.A. **Caracterização de uma coluna de sílica gel para desumidificação de ar**. 2007. 86 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2007.

ANTONELLIS, S. De.; INTINI, M.; JOPPOLO, C.M.; PEDRANZINI, F. Experimental analysis and practical effectiveness correlations of enthalpy wheels. **Energy and Buildings**, v. 84, p. 316-323, 2014.

BANIYOUNES, A.M.; RASUL, M.G.; KHAN, M.M.K. Experimental assessment of a solar desiccant cooling system for an institutional building in subtropical Queensland, Australia. **Energy and Buildings**, v.62, p.78-86, 2013.

BOURDOUKAN, P.; WURTZ, E.; JOUBERT, P. Experimental investigation of a solar desiccant cooling installation. **Solar Energy**, v.83, p.2059-2073, 2009.

BRANDÃO, P.C. **Avaliação do uso do bagaço de cana como adsorvente para a remoção de contaminantes, derivados do Petróleo, de efluentes**. 2006. 147 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2006.

CAMARGO, J.R. Resfriamento evaporativo: poupando a energia e o meio ambiente. **Revista ciências exatas**, v.9/10, n.1-2, p.69-75, 2003.

CARDOSO, S.; CAMARGO, J. R.; TRAVELHO, J. S. Introdução à utilização do resfriamento evaporativo para condicionamento de ar automotivo. In: XV CONGRESSO BRASILEIRO DE

ENGENHARIA MECÂNICA, 1999, Águas de Lindóia, SP. **Anais...** Águas de Lindóia, SP, 1999.

CHAROENSUPAYA, D. and WOREK, W.M. Parametric study of an open-cycle adiabatic, solid, desiccant cooling system. **Energy**, v.13, n.9, p.739-747, 1988.

DAI, Y.J.; WANG, R.Z.; ZHANG, H.F. and YU, J.D. Use of liquid desiccant cooling to improve the performance of vapour compression air conditioning. **Applied Thermal Engineering**, v. 21, p.185–205, 2001.

DHAR, P.L. and SINGH, S.K. Studies on solid desiccant based hybrid air-conditioning systems. **Applied Thermal Engineering**, v.21, p.119-134, 2001.

DOĞAN, M.; ALKAN, M.; DEMIRBAŞ, Ö.; ÖZDEMİR, Y.; ÖZMETİN, C. Adsorption kinetics of maxilon blue GRL onto sepiolite from aqueous solutions. **Chemical Engineering Journal**, v.12, p. 89–101, 2006.

DOMINGUES, V.M. F. **Utilização de um produto natural (cortiça) como adsorvente de pesticidas piretróides em águas**. 2005. 224 f. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto. 2005.

DUNKLE, R.V. **A method of solar air conditioning**. Mechanical and chemical engineering transactions of the institute of engineers. v. 73, p.73–8, 1965.

EL-MAGHLANY, W.M. ELHEFNI, A.A. ELHELW, M. ATTIA, A. Novel air conditioning system configuration combining sensible and desiccant enthalpy wheels. **Applied Thermal Engineering**, vol.127, p. 1–15, 2017.

FERRARI, F. **Otimização termodinâmica de sistemas de refrigeração solar**. 2005. 57 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2005.

FOUST, S.A.; WENZEL, A.; CLUMP, W.C.; MAUS, L.; ANDERSEM, B.L. Princípios das operações unitárias. 2. Ed. Rio de Janeiro: **LTC – Livros Técnicos e Científicos**, 684 p., 1982.

GE, T.S.; ZIEGLER, F.; WANG, R.Z.; WANG, H. Performance comparison between a solar driven rotary desiccant cooling system and conventional vapor compression system (performance study of desiccant cooling). **Applied Thermal Engineering**, v. 30, p. 724–731, 2010.

GHALI, K. Energy savings potential of a hybrid desiccant dehumidification air conditioning system in Beirut. **Energy Conversion and Management**, v.49, p.3387–3390, 2008.

GREGG, S.J. and SING, K.S.W. Adsorption, surface area and porosity. 2. ed. **London and New York, Academic Press**, 1982.

GUIA VIAGENS, 2019. Líbano clima: quando ir para o Líbano. Disponível em: <<https://www.guiaviagem.org/libano-clima/#>>. Acesso em: 28/01/2019.

GUILHEMINOT, J.J.; MEUNIER, F.; MESCHLER, B. Étude des cycles intermittents à adsorption solide pour la réfrigération solaire. **Revue Physique Appliquée**, v.15, p. 441, 1980.

GUO, G.Q.; CHEN, H.; LONG, Y.C. Separation of p-xylene from C8 aromatics on binder-free hydrophobic adsorbent of MFI zeolite. I. **Studies on Static Equilibrium Microporous and Mesoporous Materials**, v.39 (1-2), p.149 – 161, 2000.

HESSELGREAVES, J.E. Compact heat exchangers: selection, design and operation. 1. ed. 416 p. Oxford: Pergamon, 2001.

HEWITT, G.F.; SHIRES, G.L.; BOTT, T.R. **Process heat transfer**, CRC Press, Boca Raton, FL, 1994.

HO, Y.S. and McKAY, G. Kinetic models for the sorption of dye from aqueous solution by wood. **Trans IChemE**, v. 76, Part. B, 1998.

HONG, H.; GUOHUI, F.; HONGWEI, W. Performance research of solar hybrid desiccant cooling systems. **Procedia Environmental Sciences**, v.12, p.57 – 64, 2012.

INGLEZAKIS, V.J. and POULOPOULOS, S.G. Adsorption, ion exchange and catalysis: design of operations and environmental applications. **Elsevier**, p. 243-353, 2006.

JAIN, S. and DHAR, P.L. Evaluation of solid-desiccant-based evaporative cooling cycles for typical hot and humid climates. **International Journal of Refrigeration**, v.18, n. 5, p. 287 – 296, 1995.

JANI, D.B.; MISHRA, M.; SAHOO, P.K. Performance studies of hybrid solid desiccant–vapor compression air-conditioning system for hot and humid climates. **Energy and Buildings**, v.102, p.284 – 292, 2015.

JURINAK, J.J.; MITCHELL, J.W.; BECKMAN, W.A. Open-cycle desiccant air conditioning as an alternative to vapor compression cooling in residential applications. **Journal of Solar Energy Engineering**. v. 106, p. 252 – 260, 1984.

KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat exchangers – selection rating and thermal design**, Third Edition, CRC Press, 2012.

KANNAN, N. and SUNDARAM, M. M. Kinetics and mechanism of removal of methylene blue by adsorption on various carbons – a comparative study. **Dyes and Pigments**, v. 51, p. 25 – 40, 2001.

KLÜPPEL, R.P. and GURGEL, J.M. Solar adsorption cooling using silica-gel/water. **Proc.ISES Solar Energy Congress**, p. 2627 – 2631, Hamburgo – R.F.A., 1987.

LA, D.; DAI, Y.; LI, Y.; GE, T.; WANG, R. Study on a novel thermally driven air conditioning system with desiccant dehumidification and regenerative evaporative cooling. **Building and Environment**, v.45, p.2473 – 2484, 2010.

LA, D.; DAI, Y.; LI, Y.; GE, T.; WANG, R. Case study and theoretical analysis of a solar driven two-stage rotary desiccant cooling system assisted by vapor compression air-conditioning. **Solar Energy**, v.85, p.2997 – 3009, 2011.

LIMA, A.G.; JÚNIOR, J.E.; MARCONDES, F.; GURGEL, J.M. Ar condicionado dessecante para clima úmido. In: IX CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA E CIÊNCIAS TÉRMICAS, paper CIT02-0608, 2002, Caxambu - MG, Brasil. **Anais...** Caxambu - MG, Brasil 2002.

LUNA, F.J. Modificação de zeólitas para uso em catálise. **Quim. Nova**, v. 24, n. 6, p.885 –892, 2001.

LUZ, A.D. **Aplicação de coluna de adsorção em leito fixo para a remoção de compostos btx multicomponentes presentes em efluentes petroquí.** 2012. 193 f. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.

LUZ, A.B. Zeólitas: propriedades e usos industriais. Rio de Janeiro: CETEM/CNPq, 35 p. **Série: Tecnologia Mineral**, v. 68, 1995.

MACHADO, M.M. **Sistema de controle e instrumentação da simulação dinâmica dos processos de sorção e dessorção em ciclos de refrigeração por adsorção física.** 2008. 202 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2008.

MEDEIROS, J.M. **Modelagem e simulação de sistemas de condicionamento de ar com rotores dessecantes.** 2007.162 f. Tese (Doutorado em Engenharia) – Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2007.

MEDEIROS, J.M.; SILVA, M.G.; SANTOS, J.C.; GURGEL, J.M. **Experimental investigation and simulation study on a Desiccant air-conditioning system in Brazil.** In: 20th International Congress of Mechanical Engineering. Gramado, RS, Brazil, 2009.

MELO, F.J.A. **Caracterização de rotores adsorptivos para composição de sistemas de climatização por adsorção.** 2015. 96 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2015.

MÜLLER, C.C.; RAYA-RODRIGUEZ, M.T.; CYBIS, L.F. Adsorção em carvão ativado em pó para remoção de microcistina de água de abastecimento público. **Eng. Sanit. Ambient**, v.14, nº 1, p. 29 – 38, 2009.

MANDEGARI, M.A. and PAHLAVANZADEH, H. Performance assessment of hybrid desiccant cooling system at various climates. **Energy Efficiency**, vol. 3, p. 177-187, 2010.

NASCIMENTO, R.F.; LIMA, A.C.A.; VIDAL, C.B.; MELO, D.Q.; RAULINO, G.S.C. Adsorção: aspectos teóricos e aplicações ambientais. **Fortaleza: Imprensa Universitária**, 2014, 256 p., (Estudos da Pós - Graduação).

OZACAR, M. and SENGIL, I. A. Adsorption of reactive dyes on calcined alunite from aqueous solutions. **Journal of Hazardous Material B**, v. 98, p. 211 – 224, 2003.

PENNEY, T.R. and MCCLAIN-CROSS, I. Advances in open-cycle solid desiccant cooling-promising advances in desiccant cooling. **Solar Energy Research Institute**, Colorado, 1985.

PENNINGTON, N. A. Humidity Changer for Air Conditioning. U. S. Patent 2,700,537; 1955.

RANDY, M. A. Experimental and numerical investigations on the performance of dehumidifying desiccant beds composed of silica-gel and thermal energy storage particles. **Heat Mass Transfer**, v.45, p.545-561, 2009.

ROAF, Sue. Ecohouse - A Design Guide. 353 p. 2001.

ROBINSON, T.; CHANDRAN, B.; NIGAM, P. Effect of pretreatments of three waste residues, wheat straw, corncobs and barley husks on dye adsorption. **Bioresource Technology**, v. 85, p. 119 – 124, 2002.

RODRIGUES, V.M. **Simulação computacional de um sistema de refrigeração de adsorção acionado por gases quentes de exaustão**. 2013. 149 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2013.

RUIVO, C.R.; CARRILLO-ANDRÉS, A.; COSTA, J.J.; DOMÍNGUEZ-MUÑOZ, F. Interpolation procedures for the effectiveness method to account for the influence of the inlet

airflow states on the desiccant wheels performance. **Energy and Buildings**, v.55, p. 380 – 388, 2012.

RUTHVEN, D.M. Principles of adsorption & adsorption process. New York, **Jonh Wiley & Sons**, 1984.

SCHLEPP, D. and SCHULTZ, K. (1984). Analysis of advanced solar hybrid desiccant cooling system for buildings. **Solar Energy Research Institute**, Golden: Solar Energy Research Institute, 1984.

SCHWANKE, R. O. **Determinação da Difusividade de Hidrocarbonetos Aromáticos em Zeólitas Y por Métodos Cromatográficos**. 2003. 215 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003.

SEKAR, M.; SAKTHI, V.; RENGARAJ, S. Kinetics and equilibrium adsorption study of lead (II) onto activated carbon prepared from coconut shell. **Colloid and Interface Science**, v. 279, p. 307 – 313, 2004.

SHAH, R.K. **Classification of heat exchangers**. 2. ed. New York, 1983.

SHENG, Y.; ZHANG, Y.; ZHANG, G. Simulation and energy saving analysis of high temperature heat pump coupling to desiccant wheel air conditioning system. **Energy**, v. 83, p.583 – 596, 2015.

SHERIDAN, J.C. and MITCHELL, J.W. A hybrid solar desiccant cooling system. **Solar Energy**, v.34, p.187 – 193, 1985.

SILVA, H.R.G. DINIZ, J.F. SILVA, J.Y.R. SILVA, A.M. LIMA, V.E. Processos adsorptivos aplicados à descontaminação ambiental: Estudo da viabilidade do uso de biomassas adsorventes na remoção de metais pesados em efluentes líquidos. **Anais do Encontro Nacional de Educação, Ciência e Tecnologia UEPB – v.1, ISSN 2317-0050, 2012.**

SILVA, M.G. **Estudo experimental de um sistema de condicionamento de ar com rotores dessecantes**. 2010. 156 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal

da Paraíba, João Pessoa, 2010.

SILVEIRA, S.V. **Remoção de Poluentes Gasosos por Adsorção - Tratamento Numérico**. 2001. 128 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001.

SOUZA, M.R.A. **Análise Numérica dos Efeitos da Adsorção Durante os Ciclos de Carga e Descarga de Gás em um Reservatório não Convencional**. 2005. XXf. Dissertação (Mestrado em) – Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2005.

SOUZA, W.N.T. e MANZELA, A.A. Otimização de Desempenho de Trocadores de Calor Compactos. **Revista de Engenharia da Faculdade Salesiana**, n.1, p. 33 – 44, 2015.

SUKAMONGKOL, Y.; CHUNGPABULPATANA, S.; LIMMEECHOKCHAI, B.; SRIPADUNGTHAM, P. Condenser heat recovery with a PV/T air heating collector to regenerate desiccant for reducing energy use of an air conditioning room. **Energy and Buildings**, v.42, p.315 – 325, 2010.

SUMATHY K.; YONG L.; DAI Y.J.; WANG R.Z. Study on a novel hybrid desiccant dehumidification and air conditioning system. In: Howlett RJ, Jain LC, Lee SH (eds) *Sustainability in Energy and Buildings*. **Springer**, Berlin, Heidelberg, 2009.

SUZUKI, M. Adsorption engineering. **Chemical engineering monographs**, v. 25. Japan: Kodansha, 1990.

TCHERNEV, D.I. Integrated solar zeolite collector for heating and cooling. **Proceedings of the XIV th Intersociety Energy Conversion Engineering Conferences**, 1979.

THULUKKANAM, K. **Heat Exchanger Design Handbook**, Second Edition, CRR Press, Boca Raton, FL, 2013.

UÇKAN, I.; YILMAZ, T.; HÜRDOĞANA, E.; BÜYÜKALACA, O. Experimental investigation of a novel configuration of desiccant based evaporative air conditioning system. **Energy Conversion and Management**, v.65, p.606 – 615, 2013.

VARGAS, L.C.P. **Análise Teórica experimental do coeficiente de performance (COP) de um sistema de refrigeração por jato-compressor**. 2010. 73 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2010.

WALKER, G. Cryocoolers, Part 2: **Applications, Plenum Press**, New York, 1983.

WOREK, W.M. and MOON, C-J. Simulation of an integrated hybriddesiccant vapor-compression cooling system. **Energy**, 11(10), p. 1005 – 1021, 1986.

YADAV, Y.K. and KAUSHIK, S.C. Sychometric techno-economic assessment and parametric studies of vapor-compression and solid/liquid desiccant hybrid solar space conditioning systems. **Heat Recovery Systems & CHP**, v.11, p.563 – 572, 1991.

YONG, L.; SUMATHY, K.; DAI, Y.J.; ZHONG, J.H.; WANG, R. Z. Experimental study on a hybrid desiccant dehumidification and air conditioning system. **Journal of Solar Energy Engineering**, v.128, p.77 – 82, 2006.

ZOHURI, B. Compact heat exchangers design for the process industry. **Springer International Publishing**, p. 57 – 183, 2017.