



ANÁLISE DE UM MODELO DE RECUPERAÇÃO DE CALOR COM TROCADOR
DE CALOR DE PLACAS FIXAS

Vinicius de Lima Gomez

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Nísio de Carvalho Lobo Brum

Rio de Janeiro
Fevereiro de 2019

ANÁLISE DE UM MODELO DE RECUPERAÇÃO DE CALOR COM TROCADOR
DE CALOR DE PLACAS FIXAS

Vinicius de Lima Gomez

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO
LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA
(COPPE) DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE
DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE
EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA MECÂNICA

Examinada por:

Prof. Nísio de Carvalho Lobo Brum, D.Sc.

Prof. Manuel Ernani de Carvalho Cruz, Ph.D.

Prof. Carlos Eduardo Leme Nóbrega, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

FEVEREIRO DE 2019

Gomez, Vinicius de Lima

Análise de um Modelo de Recuperação de Calor com Trocador de Calor de Placas Fixas/ Vinicius de Lima Gomez. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2019.

XXX, 156 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Nísio de Carvalho Lobo Brum

Dissertação (mestrado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de Engenharia Mecânica, 2019.

Referências Bibliográficas: p. 117-124.

1. Ventilação e Ar Condicionado. 2. Psicrometria. 3. Exergia. 4. Recuperação de Calor I. Brum, Nísio de Carvalho Lobo. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Mecânica. III. Título.

Ao Senhor Deus.

À minha esposa Maria Eliane.

Ao meu filho João Camilo

Aos meus pais, Helio e Sandra.

Ao meu irmão, Vitor.

AGRADECIMENTOS

A Deus, meu Senhor e Salvador, na pessoa de Jesus Cristo.

À minha esposa Maria Eliane e meu filho João Camilo, pelo amor, cuidado e compreensão que vocês demonstram continuamente.

Aos meus pais, Helio e Sandra, pela educação e valores que me transmitiram, fundamentais nesta e nas demais etapas da minha vida.

Ao meu irmão, Vitor pela amizade e pelo apoio com as ilustrações.

À Marinha do Brasil, pela permissão dada para a realização do curso em regime de tempo integral, e especificamente à Diretoria de Obras Civis da Marinha (DOCM), onde pelos últimos dez anos tenho tido a honra e o privilégio de servir. Aos militares e civis do Departamento de Projetos e do Grupo de Gerenciamento dos Projetos e da Fiscalização das Obras Civis relativas ao Programa de Desenvolvimento de Submarino com Propulsão Nuclear (PROSUB), setores da DOCM onde estive lotado, onde conheci alguns dos meus maiores incentivadores em relação aos estudos: Capitão-de-Mar-e-Guerra (RM1-EN) João Paulo Dias Neves, Capitão-de-Fragata (RM1-EN) José Roberto Brito de Souza, Capitão-de-Fragata (EN) Maurício Passos Ribeiro, Capitão-de-Fragata (EN) Carla Feijó da Costa, Capitão-de-Corveta (EN) Marco Antonio Lacerda, Capitão-de-Corveta (EN) Daniel Gustavo Pontes Silva, Arquiteta Adriana Zamith Moreira e Engenheiro Rafael de Andrade Magalhães.

Ao Professor Nísio de Carvalho Lobo Brum, pela orientação neste trabalho, marcada pela cortesia e por estar sempre disposto a compartilhar seu extenso conhecimento.

Aos demais professores da COPPE-PEM e aos colegas de mestrado, especialmente a Emilson Luiz, pelo incentivo e orientações fundamentais no início do curso.

Aos professores Antonio dos Santos (IME) e Leopoldo Bastos (ProArq-UFRJ) pelas cartas de referência.

À Igreja Batista Memorial em Cachambi, especialmente ao Pastor Edson Ferreira Luz, pelas orações e apoio.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.).

ANÁLISE DE UM MODELO DE RECUPERAÇÃO DE CALOR COM TROCADOR DE CALOR DE PLACAS FIXAS

Vinicius de Lima Gomez

Fevereiro/2019

Orientador: Nísio de Carvalho Lobo Brum

Programa: Engenharia Mecânica

Este trabalho tem como objetivo analisar a aplicação de um sistema de recuperação de calor sensível no contexto de ventilação e ar condicionado, atendendo como demandas prioritárias o conforto térmico, a eficiência energética e a qualidade do ar interno de um recinto ocupado. Dentre as diversas técnicas possíveis, optou-se por um dispositivo de recuperação formado por um trocador de calor de placas fixas com minicanais de circulação dos fluxos de ar. Seus dados geométricos e parâmetros operacionais foram compilados em um programa computacional desenvolvido em MATLAB para simulação do sistema considerando tanto condições de projeto como efeitos de variações climáticas relacionadas ao Rio de Janeiro. Outros tipos de sistema de ar condicionado também foram simulados no programa e comparados ao sistema de recuperação através da análise exérgica do ar úmido, utilizando tanto a abordagem psicrométrica usual de gás ideal, como um modelo que aplica a equação virial de estado. Os resultados demonstraram que o sistema de recuperação sensível obteve níveis de eficiência superiores aos demais sistemas nas aplicações com fator de calor sensível da zona térmica acima de 0,7.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.).

ANALYSIS OF A HEAT RECOVERY MODEL WITH PLATE HEAT EXCHANGER

Vinicius de Lima Gomez

February/2019

Advisor: Nísio de Carvalho Lobo Brum

Department: Mechanical Engineering

The objective of this work is to analyse the application of a sensible heat recovery system in the context of ventilation and air conditioning, meeting as priority demands the thermal comfort, energy efficiency, and indoor air quality of an occupied space. Among the several possible techniques, it was chosen a recovery device formed by a plate heat exchanger with circulating minichannels of the air flows. Its geometric data and operational parameters were compiled in a computer program developed in the MATLAB platform for simulation of the system considering both design conditions and effects of climatic variations related to Rio de Janeiro. Other types of the air conditioning systems were also simulated in the computer code and compared to the recovery system through the exergetic analysis of moist air using both the usual psychrometric approach of perfect gas and a model that applies the virial equation of state. The results showed that the sensible recovery system obtained higher level of efficiency than the other system in applications with room sensible heat factor above 0.7.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	X
LISTA DE TABELAS.....	XV
SIMBOLOGIA E NOMENCLATURA.....	XVIII
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. PROPOSTA E OBJETIVO.....	5
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	10
3.1. Processos psicrométricos.....	10
3.2. Modelo de gás real.....	18
3.3. Análise exergética de processos psicrométricos.....	25
3.4. Convecção interna em regime laminar.....	35
3.5. Aplicações de recuperadores de calor “ar-ar” de placas fixas.....	40
3.6. Referências climatológicas brasileiras.....	44
4. VALIDAÇÃO DO MODELO DE CÁLCULO PSICROMÉTRICO.....	51
5. DESCRIÇÃO E BALANÇOS DOS SISTEMAS DE HVAC.....	52
5.1. Sistema com unidade de tratamento de ar convencional.....	52
5.2. Sistema com unidade de tratamento de ar com registro (<i>damper</i>) de desvio.....	58
5.3. Sistema com unidade dedicada ao tratamento do ar exterior.....	61
5.4. Sistema com recuperação de calor sensível.....	65
6. ANÁLISES E RESULTADOS.....	71
6.1. Caracterização do estudo de caso.....	71

6.2. Análise hidrodinâmica e térmica do modelo de HRV adotado.....	75
6.3. Análise exergética em condições de projeto.....	88
6.4. Análise exergética com efeitos da variação climática.....	103
7. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	113
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	117
ANEXO A - DESENVOLVIMENTO E APLICAÇÃO DA EQUAÇÃO DA EXERGIA DO AR ÚMIDO NA ABORDAGEM DE GÁS REAL.....	125
ANEXO B – RESULTADOS DA VALIDAÇÃO DO PROGRAMA DE CÁLCULO PSICROMÉTRICO COM ABORDAGEM DE GÁS REAL.....	134
ANEXO C - DIAGRAMAS PSICROMÉTRICOS DAS SIMULAÇÕES REALIZADAS EM CONDIÇÕES DE PROJETO DE RESFRIAMENTO.....	138
ANEXO D - DADOS DE ENTRADA DO AR EXTERIOR NAS SIMULAÇÕES CONSIDERANDO A VARIAÇÃO CLIMÁTICA.....	145

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 Esquema de operação de HRV “ar-ar” de fluxo cruzado, adaptado de McQUISTON <i>et al.</i> (2005).....	5
Figura 2.2 Modelo experimental de trocador de calor de fluxo cruzado utilizado em OGULATA e DOBA (1997).....	8
Figura 2.3 Fluxograma de etapas da pesquisa.....	9
Figura 3.1 Esquema dos fluxos de ar aplicados em um sistema de HVAC e na zona térmica por ele atendida, adaptado de ANSI ASHRAE 62.1 (2010).....	16
Figura 3.2 Diagrama T-s de um gás demonstrando a relação entre os estados de gás real (1) e gás ideal (1'), e um determinado estado de referência (0) válido para ambas as abordagens, adaptado de BRUM (2017).....	23
Figura 3.3 Volume de controle com fluxo de massa, realização de trabalho e rejeição de calor, adaptado de OLIVEIRA Jr. (2003).....	26
Figura 3.4 Volume de controle com fluxo de massa e realização do trabalho máximo possível, através da aplicação de uma máquina reversível (MR) que rejeita calor na quantidade \dot{q}_0	26
Figura 3.5 Volume de controle formado pela associação do volume de controle da figura 3.3 com uma máquina reversível (MR) que admite calor na quantidade \dot{q} , e rejeita na quantidade \dot{q}'_0 , realizando o trabalho \dot{w}_{MR}	27
Figura 3.6 Variação do número de Nusselt em função do comprimento adimensional x^* de um escoamento em regime laminar de um gás ($Pr = 0,7$) em tubo de seção circular, adaptada de INCROPERA <i>et al.</i> (2014).....	38
Figura 3.7 Aplicações de trocadores de calor e massa “ar-ar” em HVAC, extraídas de ZENG <i>et al.</i> (2016).....	41

Figura 3.8 Zonas térmicas em função da aplicação do HRV: zona 1 – HRV aplicado para redução da carga de resfriamento; zona 2 – HRV não recomendado; zona 3 – HRV aplicado para redução parcial da carga de aquecimento; zona 4 – HRV aplicado para redução plena da carga de aquecimento; zona 5 – HRV aplicado para redução plena da carga de aquecimento, com necessidade de sistema de prevenção ao congelamento, adaptado de ASHRAE (2017f).....	43
Figura 3.9 Variações das temperaturas médias para o Rio de Janeiro sob três diferentes fontes de dados climáticos, adaptado de LAMBERTS <i>et tal.</i> (2015).....	47
Figura 3.10 Médias horárias das temperaturas de bulbo seco de fevereiro medidas no Aeroporto do Galeão – Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptado de ICEA (2018)..	48
Figura 3.11 Médias horárias das umidades relativas de fevereiro medidas no Aeroporto do Galeão – Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptado de ICEA (2018).....	49
Figura 3.12 Zoneamento bioclimático brasileiro, adaptado de ABNT (2005). O detalhe indica a classificação do Rio de Janeiro na zona bioclimática 8 (Z8).....	50
Figura 5.1 Volume de controle do sistema com UTA convencional.....	52
Figura 5.2 Esquema de operação do sistema de água gelada de vazão variável.....	56
Figura 5.3 Volume de controle do sistema UTA com <i>dampers</i> de desvio.....	58
Figura 5.4 Volume de controle do sistema DOAS+UTA.....	62
Figura 5.5 Volume de controle do sistema HRV+UTA.....	66
Figura 6.1 Planta baixa do recinto.....	72
Figura 6.2 Esquema simplificado da vista lateral do HRV (a), e detalhes da seção transversal dos canais de escoamento (b), adaptado de OGULATA e DOBA (1997)...	76
Figura 6.3 Variação de $f_{app} \cdot Re$ pelo comprimento adimensional x^+ para o escoamento nos canais do HRV.....	79
Figura 6.4 Variação de Nu_x pelo comprimento adimensional x^* para o escoamento nos canais do HRV.....	80

Figura 6.5 Variação do coeficiente de convecção h_c em função do comprimento dos canais de escoamento do HRV.....	82
Figura 6.6 Variação do coeficiente global de transferência de calor U em função do comprimento dos canais de escoamento do HRV.....	85
Figura 6.7 Perfis de temperatura das correntes de ar na entrada e na saída dos canais de escoamento do HRV, extraído de OGULATA e DOBA (1997)	87
Figura 6.8 Diagramas de Grassmann representando os fluxos de exergia do sistema HRV+UTA em condições de projeto de resfriamento, calculadas na abordagem de gases reais, para RSHF = 0,9 (a); 0,8 (b), 0,7 (c) e 0,6 (d).....	92 e 93
Figura 6.9 Proporção da destruição de exergia por módulo do sistema HRV+UTA em condições de projeto de resfriamento, calculadas na abordagem de gases reais, para RSHF = 0,9 (a); 0,8 (b), 0,7 (c) e 0,6 (d).....	94
Figura 6.10 Diagramas de Grassmann dos fluxos de exergia nos sistemas UTA convencional (a), UTA com <i>dampers</i> (b) e DOAS+UTA (c) obtidos para condições de projeto de resfriamento para RSHF = 0,8, calculados na abordagem de gases reais.....	95 e 96
Figura 6.11 Proporção da destruição de exergia por módulo dos sistemas UTA convencional (a) e DOAS+UTA (b) obtidos para condições de projeto de resfriamento para RSHF = 0,8, calculada na abordagem de gases reais.....	96
Figura 6.12 Diagramas de Grassmann dos fluxos de exergia dos sistemas UTA convencional (a), UTA com <i>dampers</i> (b) e DOAS+UTA (c) obtidos para condições de projeto de resfriamento para RSHF = 0,6, calculados na abordagem de gases reais.....	97 e 98
Figura 6.13 Proporção da destruição de exergia por módulo dos sistemas UTA convencional (a), UTA com <i>dampers</i> (b) e DOAS+UTA (c) obtidos para condições de projeto de resfriamento para RSHF = 0,6, calculada na abordagem de gases reais.....	99

Figura 6.14 Composição do ar insuflado no recinto para os sistemas HRV+UTA (a), UTA convencional (b), UTA com <i>damp</i> er (c) e DOAS+UTA (d) obtidos para condições de projeto de resfriamento para $RSHF = 0,6$, calculada na abordagem de gases reais.....	100
Figura 6.15 Capacidades de resfriamento requeridas, calculadas nas abordagens de gases reais (a) e gases ideais (b) para cada sistema em condições de projeto, com diferentes valores de $RSHF$	101
Figura 6.16 Taxas de destruição de exergia, calculadas nas abordagens de gases reais (a) e gases ideais (b) para cada sistema em condições de projeto, com diferentes valores de $RSHF$	101
Figura 6.17 Eficiências exergéticas, calculadas nas abordagens de gases reais (a) e gases ideais (b) para cada sistema em condições de projeto, com diferentes valores de $RSHF$	102
Figura 6.18 Perfis mensais de variação da taxa de transferência de calor do HRV aplicado à operação do sistema HRV+UTA, com $RSHF=0,8$, sendo (a) os meses mais quentes e (b) os meses mais frios.....	105
Figura 6.19 Perfis mensais de variação da taxa de destruição de exergia do sistema HRV+UTA com $RSHF=0,8$, sendo (a) os meses mais quentes e (b) os meses mais frios.....	106
Figura 6.20 Perfis mensais de variação da eficiência exergética do sistema HRV+UTA, com $RSHF=0,8$, sendo (a) os meses mais quentes e (b) os meses mais frios.....	107
Figura 6.21 Perfis de variação da taxa de destruição de exergia (a) e da eficiência exergética (b) aplicada à operação do sistema HRV+UTA no mês de fevereiro com diferentes valores de $RSHF$	108
Figura 6.22 Perfil de variação da eficiência exergética do sistema HRV+UTA no mês de fevereiro considerando uma variação de cargas internas que implique em $RSHF = 0,7$ das 8 às 10h e de 15 às 17h, e $RSHF = 0,9$ de 11 às 14h.....	109

Figura 6.23 Perfis de variação da eficiência exergética do sistema HRV+UTA às 15h ao longo do ano, considerando diferentes valores de RSHF.....	110
Figura 6.24 Perfis da variação da eficiência exergética aplicada à operação dos sistemas HRV+UTA, DOAS+UTA e UTA convencional para os meses de fevereiro (a) e julho (b), considerando RSHF = 0,8.....	111
Figura 6.25 Perfis da variação da eficiência exergética aplicada à operação dos sistemas HRV+UTA, DOAS+UTA, UTA convencional e UTA com <i>dampers</i> de desvio para os meses de fevereiro (a) e julho (b), considerando RSHF = 0,6.....	112
Figura A.1 Variação da exergia molar do ar úmido nas abordagens de gás real e ideal para diferentes valores de t^* com $t = 25^\circ\text{C}$	133
Figura C.1 Diagramas psicrométricos dos processos realizados nos sistemas UTA convencional (a), UTA+DOAS (b) e UTA+HRV (c), obtidos para condições de projeto de resfriamento, com RSHF = 0,9.....	138 e 139
Figura C.2 Diagramas psicrométricos dos processos realizados nos sistemas UTA convencional (a), UTA+DOAS (b) e UTA+HRV (c), obtidos para condições de projeto de resfriamento, com RSHF = 0,8.....	139 e 140
Figura C.3 Diagramas psicrométricos dos processos realizados nos sistemas UTA convencional (a), UTA+DOAS (b) e UTA+HRV (c), obtidos para condições de projeto de resfriamento, com RSHF = 0,7.....	141 e 142
Figura C.4 Diagramas psicrométricos dos processos realizados nos sistemas UTA convencional (a), UTA com <i>dampers</i> (b), UTA+DOAS (c) e UTA+HRV (d), obtidos para condições de projeto de resfriamento, com RSHF = 0,6.....	142 a 144

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 Classificação de canais de escoamento de trocadores de calor, adaptada de KANDLIKAR (2007).....	36
Tabela 3.2 Propriedades do ar exterior utilizadas como dados de entrada de projetos para o Aeroporto do Galeão – Rio de Janeiro, extraídas de ASHRAE (2017c).....	45
Tabela 6.1 Dados gerais do recinto.....	72
Tabela 6.2 Taxas de renovação do ar (padrão laboratórios educacionais), extraídas de ANSI ASHRAE 62.1 (2010).....	72
Tabela 6.3 Dados geométricos do HRV, extraídos de OGULATA e DOBA (1997).....	76
Tabela 6.4 Grupos adimensionais calculados na análise do HRV.....	81
Tabela 6.5 Grandezas relacionadas à transferência de calor no HRV.....	86
Tabela 6.6 Resultados da aplicação do HRV nas condições de projeto de resfriamento.....	87
Tabela 6.7 Propriedades das condições do ar na aplicação do sistema HRV+UTA para projeto de resfriamento com RSHF = 0,8, calculadas pela abordagem de gases reais...	90
Tabela 6.8 Resultados da análise exergética da aplicação do sistema HRV+UTA para projeto de resfriamento com RSHF = 0,8, em ambas as abordagens de cálculo.....	91
Tabela 6.9 Resultados da análise exergética comparativa entre os sistemas nas condições de projeto calculadas por ambas as abordagens psicrométricas.....	103
Tabela A.1 Comparação de resultados das exergias molar e específica do ar úmido obtidas pelas abordagens de gás real e ideal.....	133
Tabela B.1 Resultados de w na validação do programa desenvolvido para cálculo psicrométrico na abordagem de gases reais, aplicando t e t^* como dados de entrada.	134
Tabela B.2 Resultados de h na validação do programa desenvolvido para cálculo psicrométrico na abordagem de gases reais, aplicando t e t^* como dados de entrada.	135

Tabela B.3 Resultados de s na validação do programa desenvolvido para cálculo psicrométrico na abordagem de gases reais, aplicando t e t^* como dados de entrada.	135
Tabela B.4 Resultados de v na validação do programa desenvolvido para cálculo psicrométrico na abordagem de gases reais, aplicando t e t^* como dados de entrada.....	136
Tabela B.5 Resultados de h na validação do programa desenvolvido para cálculo psicrométrico na abordagem de gases reais, aplicando t e w como dados de entrada.	136
Tabela B.6 Resultados de s na validação do programa desenvolvido para cálculo psicrométrico na abordagem de gases reais, aplicando t e w como dados de entrada.	137
Tabela B.7 Resultados de v na validação do programa desenvolvido para cálculo psicrométrico na abordagem de gases reais, aplicando t e w como dados de entrada.	137
Tabela D.1 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de janeiro, medidas no Aeroporto do Galeão - Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018).....	145
Tabela D.2 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de fevereiro, medidas no Aeroporto do Galeão - Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018).....	146
Tabela D.3 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de março, medidas no Aeroporto do Galeão - Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018).....	147
Tabela D.4 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de abril, medidas no Aeroporto do Galeão - Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018).	148
Tabela D.5 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de maio, medidas no Aeroporto do Galeão - Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018).	149
Tabela D.6 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de junho, medidas no Aeroporto do Galeão - Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018).	150

Tabela D.7 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de julho, medidas no Aeroporto do Galeão - Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018).	151
Tabela D.8 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de agosto, medidas no Aeroporto do Galeão - Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018).....	152
Tabela D.9 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de setembro, medidas no Aeroporto do Galeão - Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018).....	153
Tabela D.10 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de outubro, medidas no Aeroporto do Galeão - Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018).....	154
Tabela D.11 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de novembro, medidas no Aeroporto do Galeão - Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018).....	155
Tabela D.12 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de dezembro, medidas no Aeroporto do Galeão - Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018).....	156

SIMBOLOGIA E NOMENCLATURA

Caracteres Latinos

a	Dimensão característica da seção transversal do canal de escoamento, $[m]$;
A	Área total da superfície de transferência de calor de um trocador de calor, $[m^2]$;
A_{aleta}	Área da superfície de contato das aletas de um trocador de calor, $[m^2]$;
A_{canal}	Área da seção transversal de um canal de escoamento, $[m^2]$;
A_p	Área da superfície primária de transferência de calor de um trocador de calor, $[m^2]$;
\bar{B}	Coefficiente virial molar do ar seco, $[cm^3/mol]$, definido na equação 3.27;
B'	Série de pressão do coeficiente virial de vapor d'água, $[1/Pa]$, definido na equação 3.22;
B_{aa}	Coefficiente virial do ar seco, $[cm^3/mol]$, definido na equação 3.18;
B_{av}	Coefficiente virial de segunda ordem para interação ar-vapor d'água na mistura, $[cm^3/mol]$, definido na equação 3.24;
B_{vv}	Coefficientes viriais do vapor d'água, $[cm^3/mol]$, definido na equação 3.20;
c	Velocidade do som para um gás ideal, $c = \sqrt{(Cp/Cv)RT}$ $[m/s]$;
C	Taxa de capacidade calorífica de uma corrente de ar, $C = \dot{m}Cp_a$, $[W/K]$;
\bar{C}	Coefficiente virial molar do vapor d'água, $[cm^6/mol^2]$, definido na equação 3.28;

C'	Série de pressão do coeficiente virial de vapor d'água, $[1/Pa^2]$, definido na equação 3.23;
C_1 à C_{13}	Coefficientes das equações 3.6 e 3.7 extraídos de HYLAND e WEXLER (1983a), adimensionais;
C_{aaa}	Coefficiente virial do ar seco, $[cm^6/mol^2]$, definido na equação 3.19;
C_{aav} e C_{avv}	Coefficientes viriais de terceira ordem para interação ar-vapor d'água na mistura, $[cm^6/mol^2]$, definido nas equações 3.25 e 3.26;
C_{vvv}	Coefficiente virial do vapor d'água, $[cm^6/mol^2]$, definido na equação 3.21;
C_p	Calor específico à pressão constante, $[kJ/kgK]$;
C_{p_a}	Calor específico à pressão constante do ar seco, considerado como gás ideal, $[1,006 kJ/kgK]$;
\overline{C}_{p_a}	Calor específico à pressão constante do ar seco, em base molar $[kJ/kmolK]$;
C_{p_v}	Valor médio do calor específico à pressão constante do vapor d'água para temperaturas entre $-10^\circ C$ e $50^\circ C$, $[1,805 kJ/kgK]$;
\overline{C}_{p_v}	Calor específico à pressão constante do vapor d'água, em base molar $[kJ/kmolK]$;
C_r	Razão das taxas de capacidade calorífica entre correntes de ar de um trocador de calor, adimensional;
C_v	Calor específico a volume constante, $[kJ/kgK]$;
D_h	Diâmetro hidráulico da seção transversal de um canal ou duto, $[m]$;
$ERSH$	Calor sensível efetivo do recinto (“ <i>Effective Room Sensible Heat</i> ”), $[kW]$;

ex	Exergia específica, por massa de ar seco [kJ/kg_a];
\bar{ex}	Exergia em base molar [$kJ/kmol$];
ex^{ch}	Componente química da exergia específica [kJ/kg];
\bar{ex}^{ch}	Componente química da exergia em base molar [$kJ/kmol$];
ex^{kin}	Componente cinética da exergia específica [kJ/kg];
ex^{ph}	Componente física da exergia específica [kJ/kg];
\bar{ex}^{ph}	Componente física da exergia em base molar [$kJ/kmol$];
ex^{pot}	Componente potencial da exergia específica [kJ/kg];
\dot{Ex}	Taxa de transferência de exergia [kW];
\dot{Ex}_{dest}	Taxa de destruição de exergia [kW];
f	Fator de fricção de Fanning, adimensional;
f_{app}	Fator de fricção de Fanning corrigido pelos efeitos da região de entrada, adimensional;
f_{RA}	Fator de desvio de ar de recirculação, adimensional;
FBP	Fator de <i>by-pass</i> da serpentina de resfriamento da UTA, adimensional;
g	Aceleração da gravidade [m/s^2];
G_i e H_i	Coeficientes da equação 3.31;
GTH	Potência frigorígena ou capacidade total de resfriamento requerida pelo sistema (“ <i>Grand Total Heat</i> ”), [kW];
Gz	Número de Graetz, $Gz = Re \cdot Pr(D_h/x) = 1/x^*$, adimensional;
h	Entalpia específica do ar úmido, por massa de ar seco [kJ/kg_a];

\bar{h}	Entalpia do ar úmido na base molar, $[kJ/kmol]$;
H	Altura útil do trocador de calor, $[m]$;
h_a	Entalpia específica do ar seco, $[kJ/kg]$;
\bar{h}_a	Entalpia de do ar seco na base molar, $[kJ/kmol]$;
$\bar{h}_{a,0}$	Entalpia de referência do ar seco na base molar, $[-7,9141982 kJ/mol]$, conforme OLIVIERI <i>et al.</i> (1996);
h_c	Coefficiente de transferência de calor por convecção, $[W/m^2K]$;
h_{lv}^0	Entalpia específica de saturação do vapor d'água a 0°C , $[2501 kJ/kg]$;
h_s^*	Entalpia específica de saturação do ar úmido para uma determinada temperatura termodinâmica de bulbo úmido, $[kJ/kg]$;
h_v	Entalpia específica do vapor d'água, $[kJ/kg]$;
\bar{h}_v	Entalpia de do vapor d'água na base molar, $[kJ/kmol]$;
$\bar{h}_{v,0}$	Entalpia de referência do vapor d'água na base molar, $[35,99417 kJ/mol]$, conforme OLIVIERI <i>et al.</i> (1996);
h_w^*	Entalpia da água líquida absorvida pelo ar úmido em processo de saturação adiabática, $[kJ/kg]$;
J_i e K_i	Coefficientes da equação 3.33;
k	Coefficiente de transferência de calor por condução, $[W/mK]$;
L_{canal}	Comprimento total de um canal de escoamento, $[m]$;
L^+	Comprimento adimensional da região de entrada hidrodinâmica de um escoamento;

L^*	Comprimento adimensional da região de entrada térmica de um escoamento;
m	Parâmetro de eficiência térmica de uma aleta [$1/m$];
\dot{m}	Fluxo de massa, [kg/s];
m_a	Massa de ar seco na mistura, [kg];
M_a	Massa molar do ar seco, [$28,9645 kg/kmol$], conforme OLIVIERI <i>et al.</i> (1996);
m_v	Massa de vapor d'água na mistura, [kg];
M_v	Massa molar do vapor d'água, [$18,01528 kg/kmol$], conforme OLIVIERI <i>et al.</i> (1996);
Ma	Número de Mach, $Ma = u_m/c$, adimensional;
n_{canal}	Quantidade de canais de escoamento por fluido de um trocador de calor, adimensional;
$n_{canal,filas}$	Quantidade de canais de escoamento por fila de um trocador de calor, adimensional
n_{fila}	Quantidade de filas de canais de escoamento por fluido de um trocador de calor, adimensional;
NTU	Número de unidades de transferência de trocador de calor (“ <i>Number of transfer units</i> ”), adimensional;
Nu	Número de Nusselt, $Nu = h_c D_h/k$, adimensional;
$OASH$	Ganho de calor sensível do ar exterior (“ <i>Outdoor Air Sensible Heat</i> ”), [kW];
p	Pressão total do ar úmido, [Pa];
p_a	Pressão parcial do ar seco na mistura ar, [Pa];

p_{atm}	Pressão atmosférica, $[Pa]$;
p_v	Pressão parcial do vapor d'água na mistura, $[Pa]$;
p_{vs}	Pressão de saturação da água para uma dada temperatura, $[Pa]$;
Pr	Número de Prandtl, $Pr = \nu/\alpha = \mu C_p/k$, adimensional;
q	Quantidade de calor por unidade de massa, $[kJ/kg]$;
q_0, q'_0	Quantidade de calor rejeitado por máquina reversível, por unidade de massa, $[kJ/kg]$, nas figuras 3.4 e 3.5;
q''	Fluxo de calor por unidade de área, $[W/m^2]$;
\dot{Q}	Taxa ou capacidade de remoção de calor, $[kW]$;
\dot{Q}_{reaq}	Taxa ou capacidade de reaquecimento de um módulo, $[kW]$;
\dot{Q}_{rec}	Taxa ou capacidade de recuperação de calor, $[kW]$;
R	Constante particular para determinada condição do ar úmido, $[J/(kg \cdot K)]$;
\bar{R}	Constante universal dos gases em base molar, $[8,31441 \text{ kJ}/(kmol \cdot K)]$, conforme OLIVIERI <i>et al.</i> (1996);
R_a	Constante dos gases para o ar seco, $[0,287055 \text{ kJ}/(kg \cdot K)]$, conforme OLIVIERI <i>et al.</i> (1996);
R_A	Taxa de renovação de ar exterior por unidade de área de um recinto $[l/s/m^2]$;
R_c	Resistência térmica à transferência de calor por convecção, $[m^2K/W]$;
Re	Número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico, adimensional;
R_{EX}	Taxa de exaustão de ar por unidade de área de um recinto $[l/s/m^2]$;

r_h	Raio hidráulico da seção transversal de um canal ou duto, [m];
R_k	Resistência térmica à transferência de calor por condução, [m ² K/W];
R_p	Taxa de renovação de ar exterior pela ocupação do recinto [l/s/pessoas];
R_v	Constante dos gases para o vapor d'água, [0,461520 kJ/(kg · K)], conforme OLIVIERI <i>et al.</i> (1996);
RLH	Ganho de calor latente do recinto (“Room Latent Heat”), [kW];
RSH	Ganho de calor sensível do recinto (“Room Sensible Heat”), [kW];
$RSHF$	Razão de calor sensível do recinto (“Room Sensible Heat Factor”), adimensional;
s	Entropia específica do ar úmido, por massa de ar seco [kJ/kg _a K];
\bar{s}	Entropia do ar úmido na base molar, [kJ/mol K];
s_a	Entropia específica do ar seco, [kJ/kg K];
\bar{s}_a	Entropia do ar seco na base molar, [kJ/mol K];
$\bar{s}_{a,0}$	Entropia de referência do ar seco na base molar, [−0,196125465 kJ/mol K], conforme OLIVIERI <i>et al.</i> (1996);
s_{ger}	Quantidade de geração de entropia por unidade de massa, [kJ/kgK];
s_v	Entropia específica do vapor d'água, [kJ/kg K];
\bar{s}_v	Entropia do vapor d'água na base molar, [kJ/mol K];
$\bar{s}_{v,0}$	Entropia de referência do vapor d'água na base molar, [−0,06331449 kJ/mol K], conforme OLIVIERI <i>et al.</i> (1996);
\dot{S}_{ger}	Taxa de geração de entropia [kW/K];

t	Temperatura de bulbo seco do ar úmido, [°C];
t^*	Temperatura termodinâmica de bulbo úmido do ar úmido, [°C];
t_{adp}	Temperatura do ponto de orvalho de uma serpentina de resfriamento [°C];
t_{dp}	Temperatura do ponto de orvalho do ar úmido [°C];
T	Temperatura termodinâmica, [K];
u	Velocidade, [m/s];
u_m	Velocidade média de um escoamento, [m/s];
U	Coefficiente global de transferência de calor, [W/m ² K];
\bar{U}	Coefficiente global de transferência de calor médio, corrigido pelos efeitos do comprimento, [W/m ² K];
v	Volume específico do ar úmido, por massa de ar seco [m ³ /kg _a];
\bar{v}	Volume do ar úmido em base molar, [m ³ /kmol];
\dot{V}	Vazão volumétrica de um escoamento de ar, [m ³ /h];
w	Razão de umidade do ar úmido, massa de vapor d'água por massa de ar seco, [kg _v /kg _a];
w	Trabalho por unidade de massa, [kJ/kg];
\dot{W}	Potência, [kW];
\tilde{w}	Razão entre as frações molares, de água pela de ar seco, [kg _v /kg _a];
w_s	Razão de umidade de saturação do ar úmido para uma dada temperatura de bulbo seco, [kg _v /kg _a];

w_s^*	Razão de umidade de saturação do ar úmido para uma determinada temperatura termodinâmica de bulbo úmido, $[kg_v/kg_a]$;
x	Coordenada axial ou distância, $[m]$;
x^+	Coordenada adimensional aplicada na avaliação da região de entrada hidrodinâmica de um escoamento, $x^+ = x/(Re \cdot D_h)$;
x^*	Coordenada adimensional aplicada na avaliação da região de entrada térmica de um escoamento, $x^* = x/(Re \cdot Pe) = x/(Re \cdot Pr \cdot D_h)$;
z	Coordenada transversal ou altura, $[m]$; e
Z	Fator de compressibilidade de um gás real, adimensional.

Caracteres Gregos

α	Difusividade térmica, $\alpha = k/\rho C_p$, $[m^2/s]$;
α^*	Razão de aspecto de uma seção transversal, adimensional
δ	Espessura da superfície primária de transferência de calor de trocador de calor, $[m]$;
δ_{aleta}	Espessura das aletas do trocador de calor, $[m]$;
ε	Efetividade de um trocador de calor, adimensional
η	Eficiência;
η_0	Eficiência global de um trocador de calor, adimensional;
η_{aleta}	Eficiência de aleta um trocador de calor, adimensional;
η_{ex}	Eficiência exérgica ou eficiência de segunda lei, adimensional;
η_{MR}	Eficiência térmica de uma máquina reversível, adimensional;

κ	Fator de correção da entrada térmica para um coeficiente global de transferência de calor não-uniforme, adimensional;
μ	Viscosidade dinâmica, $[Pa \cdot s]$;
ψ	Fração molar de um elemento ou substância; adimensional;
ν	Viscosidade cinemática, $\nu = \mu/\rho$, $[m^2/s]$;
ρ	Massa específica ou densidade, $[kg/m^3]$; e
ϕ	Umidade relativa do ar, adimensional.

Subscritos gerais

a	ar seco;
adp	ponto de orvalho da serpentina (“ <i>apparatus dew point</i> ”);
AG	água gelada;
Al	alumínio (material);
Ar	argônio (gás);
CO_2	dióxido de carbono (gás);
EAG	entrada de água gelada;
ent	estado de entrada em um escoamento;
f	fluido “frio” em trocador de calor;
GI	gás ideal;
GR	gás real;
h	hidráulico;

H	condição de contorno de fluxo de calor constante; e
H_2	hidrogênio (gás);
H_2O	água;
i	contador de termos de uma série ou somatório;
m	médio;
max	máximo;
mis	módulo de mistura;
MR	máquina de Carnot, ou máquina reversível;
N_2	nitrogênio (gás);
O_2	oxigênio (gás);
q	fluido “quente” em trocador de calor;
$reaq$	módulo de aquecimento;
$resf$	módulo de resfriamento;
s	saturação;
sai	estado de saída em um escoamento;
SAG	saída de água gelada;
T	condição de contorno de temperatura constante;
v	vapor d’água;
w	condensado ou água líquida;
x	local, em uma determinada distância ou coordenada axial; e
0	estado de referência.

Subscritos de condições psicrométricas de fluxos de ar

CA	ar exterior pré-resfriado por DOAS (“ <i>conditioned air</i> ”);
EX	exaustão (“ <i>exhaust</i> ”);
LA	ar na saída da serpentina de resfriamento (“ <i>leaving air</i> ”);
OA	ar exterior (“ <i>outdoor air</i> ”);
OA*	ar exterior pré-resfriado no HRV;
RA	ar de recirculação (“ <i>recirculated air</i> ”);
RtA	ar de retorno (“ <i>return air</i> ”);
SA	ar de insuflação (“ <i>supply air</i> ”); e
VA	ar renovado (“ <i>ventilating air</i> ”).

Siglas

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas;
ANTAC	Associação Nacional de Tecnologia do Ambiente Construído;
ANSI	<i>American National Standards Institute</i> ;
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i> ;
BAGP	Bomba de água gelada de circuito primário;
BAGS	Bomba de água gelada de circuito secundário;
COP	Coeficiente de performance;
DOAS	Sistema Dedicado de Tratamento do Ar Exterior (“ <i>Dedicated Outdoor Air Systems</i> ”);

DOE	<i>United States Department of Energy;</i>
ERV	Recuperador Entálpico (“ <i>Energy Recovery Ventilator</i> ”);
ETD-H	Escoamento totalmente desenvolvido hidrodinamicamente;
ETD-T	Escoamento totalmente desenvolvido termicamente;
HRV	Recuperador de Calor Sensível (“ <i>Heat Recovery Ventilator</i> ”);
HVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado (“ <i>Heating, Ventilation and Air Conditioning</i> ”);
ICEA	Instituto de Controle do Espaço Aéreo;
INMET	Instituto Nacional de Meteorologia;
LABEEE	Laboratório de Eficiência Energética em Edificações da Universidade Federal de Santa Catarina;
MATLAB	<i>Matrix Laboratory (software);</i>
PNUMA	Programa das Nações Unidas para o Meio Ambiente;
QAI	Qualidade do ar interno;
RE-H	Região de entrada hidrodinâmica;
RE-T	Região de entrada térmica;
SISCEAB	Sistema de Controle do Espaço Aéreo Brasileiro;
SWERA	“ <i>Solar and Wind Energy Resource Assessment</i> ”;
TRY	Ano Climático de Referência, (“ <i>Test Reference Year</i> ”);
URL	Unidade Resfriadora de Líquido (“ <i>Chiller</i> ”); e
UTA	Unidade de Tratamento do Ar (AHU, “ <i>Air Handling Unit</i> ”).

1. INTRODUÇÃO

Uma edificação ocupada envolve automaticamente a necessidade da solução de um problema de conforto ambiental, definido como “um conjunto de condições ambientais que permitem ao ser humano sentir bem estar térmico, visual, acústico e antropométrico, além de garantir qualidade do ar e conforto olfativo” (LAMBERTS *et al.*, 2013). ASHRAE (2017a) cita que o principal propósito dos sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado (HVAC - “*heating, ventilation and air conditioning*”) é prover condições para o conforto térmico humano. A definição de conforto térmico pode ser apresentada de modo conceitual conforme a afirmação de que o conforto térmico “é um estado de espírito que reflete a satisfação com o ambiente térmico que envolve a pessoa” (ASHRAE, 2017a).

A própria ocupação humana é por si só, uma fonte de desconforto ambiental, e mais precisamente térmico, pois o corpo humano encontra-se em constante transferência de calor com o recinto, atuando como uma máquina térmica que processa o alimento com o oxigênio, transformando a caloria do alimento em energia disponível para as atividades humanas, no processo conhecido como metabolismo. Parte desta energia disponível é empregada para manter o equilíbrio térmico em relação à citada transferência de calor, que pode ocorrer sob as formas de radiação e convecção, e também através de processos, como a respiração, e de ações termorreguladoras do organismo, como a transpiração.

O calor gerado pela ocupação humana é somado às outras fontes de calor do recinto, presentes para satisfazer outras áreas do conforto ambiental ou para auxiliar a execução de atividades que sejam inerentes à natureza do recinto, como as cargas de iluminação e de equipamentos elétricos. Estas por sua vez, somam-se também ao efeito da variação climática do ambiente externo que transmite calor por condução através da envoltória da edificação e por radiação através de seus elementos translúcidos, como janelas e claraboias. Este somatório de cargas origina o desconforto térmico quando causam, ou incrementam, um desequilíbrio no balanço de todas as trocas de calor a qual o corpo está submetido (LAMBERTS *et al.*, 2013). Estabelecer, ou restabelecer, uma condição de equilíbrio no corpo humano normalmente implica na atuação sobre as variáveis ambientais que são influenciadas pelas fontes citadas anteriormente, como a temperatura, a umidade e a velocidade do ar no interior do recinto.

A alteração de valores das variáveis temperatura e razão de umidade do ar remonta aos processos psicrométricos. Em tais processos, sempre que estas variáveis têm seus valores alterados, ocorre também a variação entálpica. Logo, não é possível variar temperatura e a razão de umidade sem envolver um balanço de energia. Os sistemas de HVAC atuam com a remoção da energia do recinto para rejeição no ambiente externo, ou vice-versa, empregando os processos necessários para proporcionar o equilíbrio térmico dos ocupantes do recinto (resfriamento, aquecimento, desumidificação e umidificação).

É neste ponto que o problema do desconforto térmico começa a se associar com um problema da eficiência energética, pois tais processos são impelidos por um escoamento de massa, geralmente em regime permanente, e tal escoamento por sua vez envolve uma entrada de trabalho no sistema. A avaliação do coeficiente de performance (COP) de um equipamento ou sistema é a comparação básica entre o efeito desejado, a transferência de calor positiva ou negativa em relação ao fornecimento ou extração de calor do recinto, aplicada de acordo com os processos psicrométricos necessários ao conforto térmico; e o trabalho de entrada que proporciona o escoamento da massa do fluido de trabalho.

Diversas técnicas de redução do trabalho de entrada necessário para o alcance da condição de conforto, ou seja, de aumento do COP, podem ser aplicadas em sistemas e equipamentos de HVAC, como a recuperação de calor sensível, que será abordada a seguir. Destaca-se que o emprego de técnicas e ferramentas que melhoram o desempenho de sistemas de HVAC deve ser avaliado em relação à situação aplicada e ao custo envolvido (MITCHELL e BRAUN, 2018). Melhorias no desempenho de sistemas de HVAC constituem uma necessidade econômica dos dias atuais, pois segundo ZENG *et al.* (2016), tais sistemas são responsáveis por 40 à 60% do consumo de energia nos edifícios.

Completando a trindade dos problemas que serão abordados simultaneamente a seguir, encontra-se a preservação da condição saudável do organismo humano, aqui associada à qualidade do ar. ASHRAE (2017b) destaca que diversas doenças são causadas por contaminantes presentes no ar, seja em ambientes industriais ou não, gerados em ambientes internos ou externos. MACINTYRE (1990) acrescenta que a ocupação humana produz contaminantes no ambiente interno como odores e dióxido de

carbono. Com objetivo de minimizar estes efeitos adversos à saúde, diversas taxas e medidas mínimas de renovação de ar são recomendadas, como descreve a norma ANSI ASHRAE 62.1 (2010). Segundo MITCHELL e BRAUN (2018) “a frase “a solução para poluição é a diluição” resume a abordagem atual para eliminar os contaminantes no ar interno”, destacando o impacto do gasto de energia quando o ar externo é introduzido no sistema de HVAC para promover tal diluição.

ANSI ASHRAE 62.1 (2010) também indica que “requisitos para ventilação de exaustão (...) devem ser atendidos independentemente do método usado para determinar taxas de fluxo de ar”. A necessidade de exaustão é diretamente ligada à geração de contaminantes por atividades profissionais realizadas no interior de recintos como laboratórios e oficinas, indicando casos em que apenas a diluição não é suficiente para prover uma condição saudável aos ocupantes.

Encontra-se nesta necessidade um dilema entre os problemas de conforto térmico, de eficiência energética e de qualidade do ar: uma massa de ar em condições térmicas adequadas será descartada, pois ultrapassou a concentração máxima de contaminantes recomendada para a saúde humana, e será substituída por uma massa de ar com mínima concentração de contaminantes, porém termicamente inadequada, gerando um incremento energético no sistema de HVAC em comparação ao necessário para reagir às cargas internas, de modo a alcançar os padrões de conforto necessários para manter o equilíbrio térmico dos ocupantes.

É dentro desta visão que será apresentada a aplicação de um recuperador de calor sensível entre os escoamentos do ar de renovação e do ar de exaustão, obrigatoriamente sem mistura entre esses fluidos, promovendo um aproveitamento da energia que, caso contrário, seria desperdiçada na exaustão. Esta aplicação não se trata de um conceito inédito, pois diversos equipamentos e sistemas são empregados nos mais diversos ramos de tecnologia para o aproveitamento / recuperação do calor descartado em algum processo.

O trocador de calor, definido em SHAH e SEKULIC (2003) como “um dispositivo usado para transferir energia térmica (entalpia) entre dois ou mais fluidos, entre uma superfície sólida e um fluido, ou entre partículas sólidas e um fluido, a diferentes temperaturas e em contato térmico”, pode ser visualizado como o elemento

básico do conceito de recuperação. Em HVAC, a aplicação mais popular dos trocadores de calor consiste nas serpentinas empregadas para aquecer o resfriar o ar através do fluxo interno de água ou de algum outro fluido refrigerante. Entretanto, as aplicações específicas de recuperação de calor em HVAC aplicam trocadores de calor com ambos os fluxos de ar em diferentes condições psicrométricas, como já foi citado sobre os fluxos de renovação e exaustão.

Neste contexto, esta dissertação apresenta a proposta e os objetivos do estudo da aplicação citada, e sua respectiva revisão bibliográfica contendo os tópicos de conhecimento teórico obtidos nas referências indicadas. Tal embasamento teórico foi empregado no desenvolvimento de uma ferramenta de simulação numérica computacional que explorou dois modelos diferentes de cálculo psicrométrico: o usual, que considera o ar úmido como uma mistura de gases ideais; e o modelo proposto por OLIVIERI *et al.* (1996), onde as propriedades psicrométricas são obtidas através da aplicação das equações viriais de estado para o ar seco e para vapor d'água, caracterizando um modelo de gás real para a mistura destas duas componentes. Na sequência, é apresentada uma demonstração de dados que comprovam a validação da ferramenta de simulação desenvolvida. A simulação do sistema de recuperação consiste na aplicação das condições de projeto e operação de um recinto educacional típico, utilizando dados climáticos do Rio de Janeiro, indicados em ASHRAE (2017c) e ABNT (2008). Outros sistemas típicos de HVAC também foram simulados sobre as mesmas condições, permitindo uma comparação entre eles através dos conceitos da segunda lei da termodinâmica, avaliando os sistemas de acordo com o trabalho desperdiçado nos processos psicrométricos envolvidos, ou seja, avaliando a destruição de exergia em cada sistema. Por fim, são apresentados os comentários sobre os resultados obtidos e a confirmação de conceitos verificados nas referências.

2. PROPOSTA E OBJETIVO

A proposta da análise da aplicação de sistema de recuperação de calor sensível usualmente denominado com a sigla HRV (“*heat recovery ventilator*”), integrado em um sistema de HVAC consistirá no emprego de um trocador de calor de placas fixas, compacto, com arranjo de fluxo cruzado de minicanais, promovendo a transferência de calor entre as massas de ar dos escoamentos de insuflação de ar exterior e de exaustão do ar interior, com taxas de vazão de acordo com as necessidades impostas pela atividade do ambiente, conforme indica ANSI ASHRAE 62.1 (2010). A figura 2.1 representa o modelo de HRV descrito.

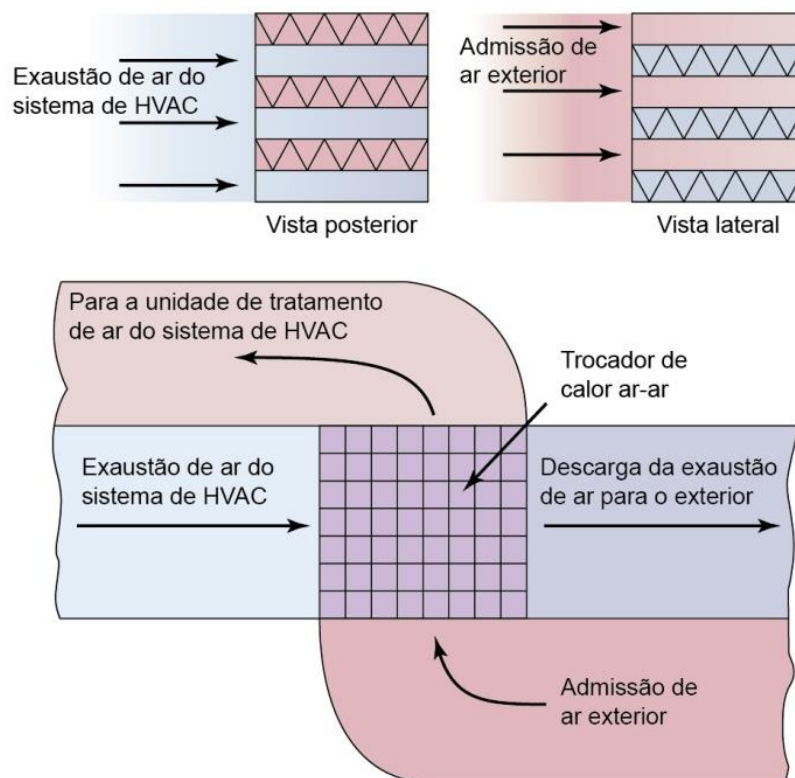


Figura 2.1 Esquema de operação de HRV “ar-ar” de fluxo cruzado, adaptado de McQUISTON et al. (2005)

Destaca-se que diversos outros tipos construtivos e arranjos de transferência de calor podem e já são aplicados atualmente na área de HVAC, porém o trocador de placas compacto possui uma característica fundamental dentro da situação proposta neste modelo: a ausência de contaminação entre os fluxos associada a um alto

coeficiente de transferência de calor (MARDIANA-IDAYU e RIFFAT, 2011). Estas foram vantagens fundamentais para justificativa da aplicação, considerando também a possibilidade de alcance dos objetivos propostos nos problemas de conforto térmico, qualidade do ar e eficiência energética com um dispositivo de dimensões reduzidas e causando o mínimo prejuízo a outras áreas do conforto ambiental.

Destaca-se também que uma importante classe de dispositivos de recuperação de energia, conhecidos como recuperadores entálpicos ou ERV (“*energy recovery ventilator*”) apresentam consideráveis vantagens sobre os HRV tanto para análises de cargas de verão como de inverno (MITCHELL e BRAUN, 2018), porém, além de serem mais caros e exigirem maior manutenção (ZENG *et al.*, 2016), estes apresentam passividade em relação à mistura de fluidos, o que os classifica como impróprios para a situação aqui estudada.

Neste propósito, foi desenvolvido em MATLAB um programa para cálculo e simulação numérica das variáveis envolvidas no sistema de HVAC, e particularmente no HRV, empregado. Foram inseridas neste programa as condições específicas de um recinto com requisitos de qualidade do ar impostas pela norma ANSI ASHRAE 62.1 (2010), bem como os ganhos de calor internos quantificados, a condição de conforto desejada para o ar interno, e as condições do ar exterior para projeto, conforme definições e parâmetros indicados em ASHRAE (2017c) e ABNT (2008), e para simulação conforme a variação climática, utilizando temperaturas e umidades relativas médias horárias, obtidas das medições realizadas entre 2008 e 2017 no Aeroporto Internacional do Galeão, no Rio de Janeiro, indicadas por ICEA (2018).

Processando estes dados, pretende-se obter resultados numéricos e gráficos que representem os processos psicrométricos verificados no sistema e no recinto, e os comportamentos hidrodinâmico e térmico dos escoamentos de ar no HRV, possibilitando uma avaliação qualitativa do sistema de HVAC com recuperação de calor sensível, cujo detalhamento é apresentado na seção 5.4 desta dissertação. Esta avaliação qualitativa consiste na aplicação da análise exérgica, onde um parâmetro de eficiência é quantificado no intuito de demonstrar a vantagem do emprego da recuperação de calor sensível tanto nas condições de projeto como na simulação de suas condições operacionais. Para simulação destas condições operacionais, aplica-se um caso específico de um recinto sujeito às cargas térmicas típicas que definam um determinado

valor da razão de calor sensível do recinto (RSHF), considerado fixa ou variável conforme as simulações realizadas.

Com a opção pela localidade citada, espera-se comprovar a aplicabilidade do modelo de HRV em sistemas que atuam em regiões tropicais, que segundo YAU e AHMADZADEHTALATAPEH (2010) necessitam de maiores pesquisas sobre a aplicação da recuperação de calor. Para enfatizar a comprovação desejada, os resultados do sistema com recuperação de calor foram comparados com outros três tipos de sistemas tradicionalmente aplicados nestas regiões, simulados sobre as mesmas condições de projeto e operacionais, destacando as diferenças obtidas em relação à capacidade de resfriamento requerida, à taxa de destruição de exergia e à eficiência exergética.

Paralelamente, esta análise também se propõe a comparar, dentro da situação idealizada, duas diferentes modalidades do cálculo psicrométrico: a mais comum, que considera o ar úmido como um gás ideal; e a aplicação de modelos de gases reais que identificam as propriedades termodinâmicas das quantidades de ar seco e vapor d'água que compõem o ar úmido. A comparação entre estas metodologias pode confirmar se há alguma influência da escolha entre elas nos resultados da análise exergética.

Para elaboração do programa de cálculo, foi de fundamental importância a aplicação de equações e conceitos de diversas referências, destacando aqui SHAH e SEKULIC (2003), em relação às fórmulas e correlação aplicadas na análise dos escoamentos no HRV, OGULATA e DOBA (1997), cujo modelo experimental de trocador de calor de placas, representado pela figura 2.2, foi utilizado como fonte para o dimensionamento geométrico do HRV no programa, e OLIVIERI *et al.* (1996), de onde foi extraído o modelo de cálculo psicrométrico com abordagem de gases reais.

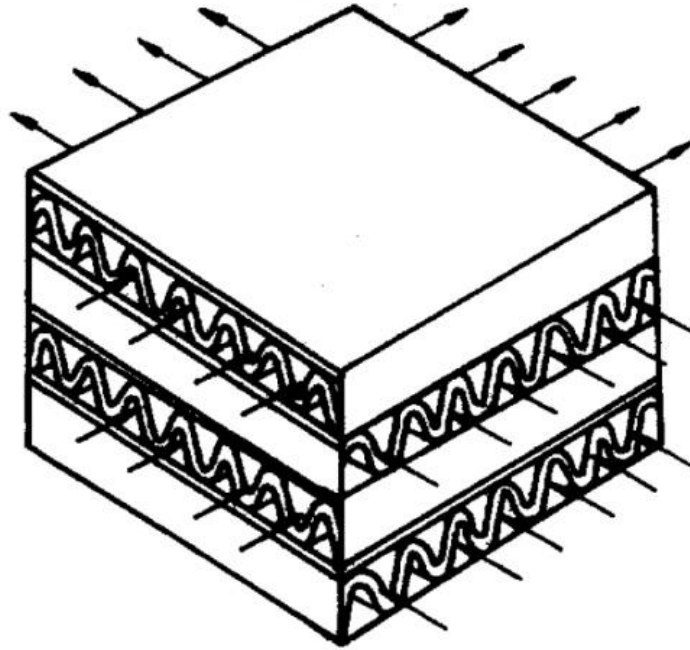


Figura 2.2 Modelo experimental de trocador de calor de fluxo cruzado utilizado em OGULATA e DOBA (1997)

Assim sendo, a figura 2.3 apresenta o fluxograma das etapas da pesquisa, associando os temas básicos da revisão bibliográfica, as etapas de análise e os resultados previstos, representando o alcance dos objetivos propostos.

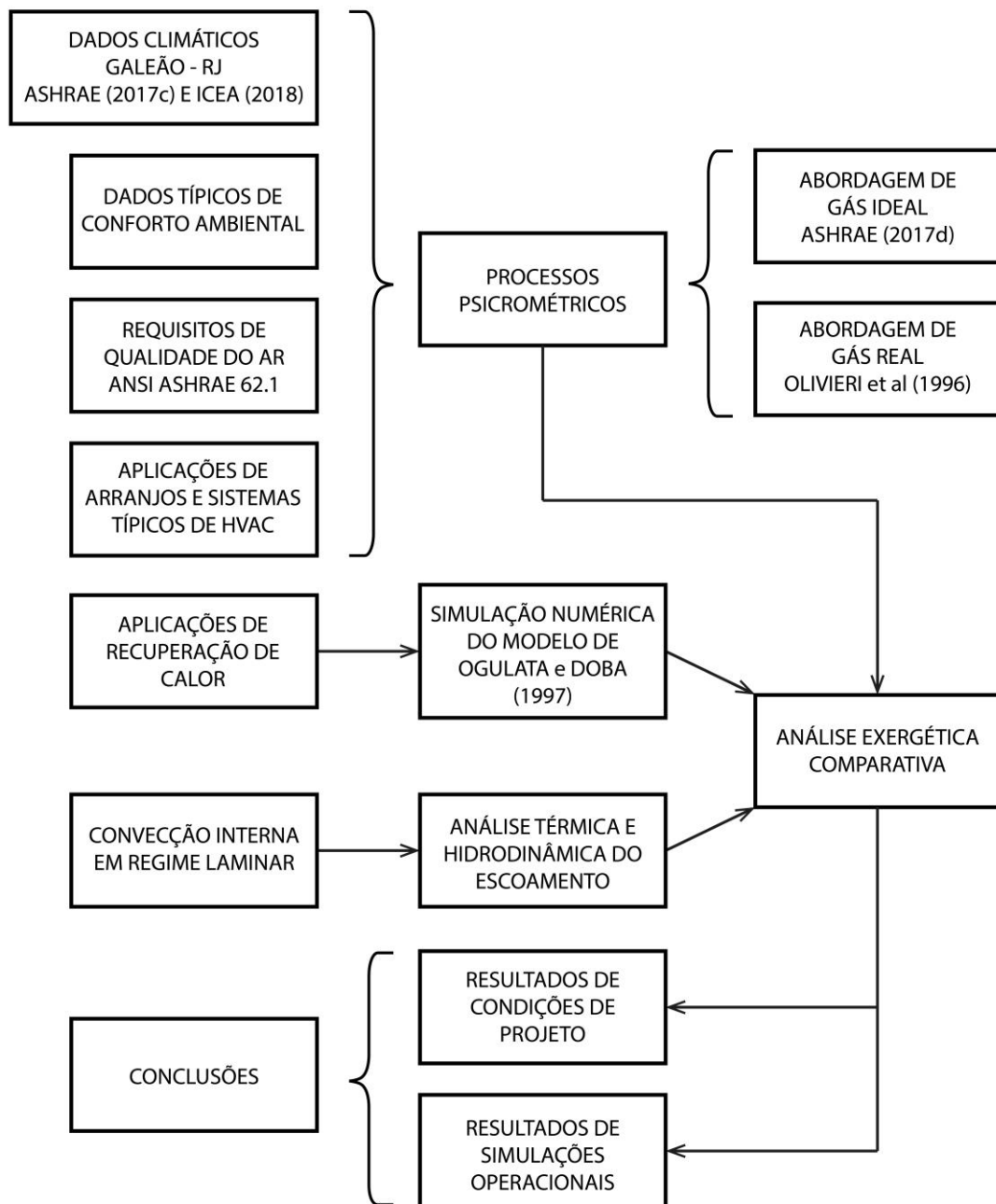


Figura 2.3 Fluxograma de etapas da pesquisa

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica desta dissertação apresenta a descrição dos seguintes tópicos:

- Processos psicrométricos;
- Modelo de gás real;
- Análise exergética de processos psicrométricos;
- Convecção interna em regime laminar;
- Aplicações de recuperadores de calor “ar-ar” de placas fixas; e
- Referências climatológicas.

3.1. Processos psicrométricos

Segundo CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY (2000), psicrometria é a “ciência que envolve as propriedades termodinâmicas do ar úmido e os efeitos da umidade atmosférica nos materiais e no conforto humano”. Ar úmido é o nome dado à substância de trabalho dos problemas de HVAC, definida como a mistura binária de ar seco e vapor d’água.

Considerando os principais componentes do ar seco como oxigênio (O_2), nitrogênio (N_2), argônio (Ar) e dióxido de carbono (CO_2), sua massa molar é indicada em OLIVIERI (1996) como $M_a = 28,9645 \text{ kg/kmol}$. Considerado como gás ideal, o ar seco apresenta uma constante de gás $R_a = 287,055 \text{ J/kgK}$, obtida através da razão da constante universal dos gases ($\bar{R} = 8,31441 \text{ kJ/kmolK}$) pela massa molar M_a . O vapor d’água, cuja massa molar é $M_v = 18,01528 \text{ kg/kmol}$, também apresenta um comportamento aproximado de gás ideal a pressões abaixo de $6,9 \text{ kPa}$, com uma constante de gás $R_v = 461,520 \text{ J/kgK}$. Na atmosfera, a pressão parcial de vapor d’água é normalmente inferior à faixa citada. Isto permite a aplicação da lei de Dalton, pois sendo considerado como uma mistura de dois gases ideais, o ar úmido também se comporta como um gás ideal, ou seja, atende a relação $Pv = RT$.

No ar úmido, a quantidade de vapor d'água varia de zero, onde se encontra o estado de ar seco, até um estado de saturação, onde é verificado um equilíbrio neutro entre o ar úmido e a fase de água condensada, conforme a definição dada por GOFF e GRATCH (1945). Esta variação é descrita através de um parâmetro básico que consiste na razão entre as massas de vapor d'água (m_v) e de ar seco (m_a), denominada razão de umidade (w). Relacionando esta definição com o comportamento de gás ideal do ar úmido, é possível obter a seguinte relação:

$$w = \frac{m_v}{m_a} = \frac{R_a p_v}{R_v p_a} = \frac{M_v p_v}{M_a p_a} \cong \frac{0,622 \cdot p_v}{p_{atm} - p_v} \quad (3.1)$$

onde p_v e p_a são respectivamente as pressões parciais de vapor d'água e de ar seco. A soma de ambas resulta na pressão total da mistura, identificada com a pressão atmosférica p_{atm} , avaliada no nível do mar como $101,325 \text{ kPa}$. Consequentemente, a razão de umidade no estado de saturação w_s também é pode ser escrita em função da pressão de saturação do vapor d'água (p_{vs});

$$w_s = \frac{0,622 \cdot p_{vs}}{p_{atm} - p_{vs}} \quad (3.2)$$

que por sua vez é associada à temperatura termodinâmica em escala Kelvin (T) através de relações obtidas experimentalmente por HYLAND e WEXLER (1983a), que quantificaram os coeficientes C_i das seguintes expressões, para $-173,15 < T \leq 273,15K$,

$$\ln(p_{vs}) = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3 T + C_4 T^2 + C_5 T^3 + C_6 T^4 + C_7 \ln(T)$$

e para $273,15 < T \leq 473,15K$:

$$\ln(p_{vs}) = \frac{C_8}{T} + C_9 + C_{10} T + C_{11} T^2 + C_{12} T^3 + C_{13} \ln(T) \quad (3.3a, b)$$

Em tais expressões aplica-se a temperatura do ar úmido em repouso, ou seja, antes ou depois dos efeitos de um determinado processo, denominada temperatura de bulbo seco. Uma formulação similar pode ser aplicada para definir a temperatura de saturação do vapor d'água para uma dada pressão parcial, denominada temperatura de ponto de orvalho (t_{dp}), obtida através da substituição de p_{vs} por p_v nas equações 3.3a ou 3.3b.

No contexto das aplicações de HVAC, onde processos de umidificação e desumidificação são aplicados aos fluxos de ar úmido conforme os requisitos de cada sistema, é conveniente que outras propriedades do ar úmido sejam quantificadas em função da massa de ar seco, a exemplo da própria razão de umidade, aplicando a abordagem de gás ideal. SIMÕES MOREIRA (1999) indica que esta abordagem apresenta desvios relativos em torno de 1% para uma ampla faixa de trabalho (-40°C a 80°C), comparando seus resultados com medições precisas de razão de umidade, volume específico (v) e entalpia específica (h).

Assim sendo, as equações 3.4 e 3.5 são escritas em função da temperatura de bulbo seco (t) na escala Celsius, onde $T = t + 273,15$.

$$v = \frac{R_a T}{p_a} = \frac{R_a (t + 273,15)}{p_{atm} - p_v} \quad (3.4)$$

$$h = h_a + wh_v = Cp_a \cdot t + w(h_{lv}^0 + Cp_v \cdot t) \quad (3.5)$$

onde $h_{lv}^0 = 2501 \text{ kJ/kg}$, corresponde à entalpia de saturação do vapor d'água a 0°C , e $Cp_a = 1,006 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C}$ e $Cp_v = 1,86 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C}$, representam o calor específico do ar seco e do vapor d'água, respectivamente.

Outra propriedade importante no estudo da psicrometria é a temperatura termodinâmica de bulbo úmido (t^*), correspondente à temperatura na qual uma quantidade de água que, evaporando no ar úmido, pode levá-lo à saturação adiabática nesta mesma temperatura, sem variação da pressão total. Esta temperatura deve satisfazer o balanço de energia do processo de saturação adiabática, expresso como:

$$(w_s^* - w)h_w^* = h_s^* - h \quad (3.6)$$

onde h_s^* é obtido pela substituição de t por t^* na equação 3.5, e w_s^* é obtido através da aplicação de $T = t^* + 273,15$ nas equações 3.3a ou 3.3b, seguida da aplicação da pressão parcial obtida na equação 3.2. Os termos $(h_s^* - h)$ e $(w_s^* - w)$ representam respectivamente as variações de entalpia e umidade no processo de saturação adiabática. Sendo a entalpia específica da água líquida na temperatura t^* dada por $h_w^* \approx 4,186t^*$, foi obtida uma expressão que calcula a razão de umidade em função das temperaturas de bulbo seco e úmido, indicada em ASHRAE (2017d):

$$w = \frac{w_s^*(h_{lv}^0 - 2,326 \cdot t^*) - Cp_a(t - t^*)}{h_{lv}^0 + Cp_v \cdot t - 4,186 \cdot t^*} \quad (3.7)$$

Desta forma, com o prévio conhecimento das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido, e da pressão atmosférica, é possível determinar as demais propriedades psicrométricas do ar úmido, como razão de umidade e entalpia específica.

Outra apresentação comum de dados de entrada em HVAC é o conhecimento prévio da umidade relativa (ϕ), definida como a relação entre as frações molares do vapor d'água no estado atual da mistura (ψ_v) e no seu estado de saturação com as mesmas temperatura e pressão (ψ_{vs}). Devido à abordagem de gases ideais, esta relação também pode ser expressa como a razão entre as pressões parciais de vapor d'água dos estados citados. As demais propriedades psicrométricas também podem ser obtidas em função da umidade relativa, da temperatura de bulbo seco e da pressão atmosférica:

$$\phi = \frac{\psi_v}{\psi_{vs}} = \frac{p_v/p}{p_{vs}/p} = \frac{p_v}{p_{vs}} \quad (3.8)$$

$$w = \frac{\phi(0,622 \cdot p_{vs})}{p_{atm} - (p_{vs}\phi)} \quad (3.9)$$

$$h = Cp_a \cdot t + (h_{lv}^0 \cdot t) \frac{\phi(0,622 \cdot p_{vs})}{p_{atm} - (p_{vs}\phi)}$$

(3.10)

$$v = \frac{R_a(T)}{p_{atm} - (p_{vs}\phi)} = \frac{R_a(t + 273,15)}{p_{atm} - (p_{vs}\phi)}$$

(3.11)

OLIVIERI *et al.* (1996) indicam estas e outras formulações para obtenção de propriedades psicrométricas, sempre em função de um conjunto de três propriedades conhecidas, consolidadas em trinta e cinco diferentes procedimentos de cálculo. Graficamente, as relações entre as propriedades são representadas no diagrama conhecido como carta psicrométrica, que corresponde ao diagrama de Mollier para o ar úmido, publicado originalmente por Willis Carrier em 1911.

Assim, é possível acompanhar as variações das grandezas decorrentes dos processos aplicados à massa de ar, sendo os mais usuais em HVAC descritos da seguinte forma por MITCHELL e BRAUN (2018), em função dos dispositivos em que são empregados:

- Mistura de correntes de ar, que é um processo comum na distribuição e renovação do ar de um sistema, ocorrendo em câmaras de mistura dimensionadas para tal quando assim é previsto no projeto;
- Aquecimento sensível em serpentina de aquecimento ou resistência elétrica;
- Resfriamento sensível e latente em serpentina de resfriamento;
- Resfriamento e umidificação por resfriador evaporativo;
- Aquecimento e umidificação do ar em torre de resfriamento, onde o objetivo normalmente é o resfriamento da água que é empregada na rejeição de calor de condensadores;
- Desumidificação química, onde a corrente de ar é desumidificada pela adsorção da água pelo elemento dessecante do dispositivo; e

- Umidificação através de vapor ou água borrifada na corrente de ar.

ASHRAE (2017d) ainda acrescenta que os ganhos de calor e umidade incrementados ao ar úmido do recinto constituem também um processo psicrométrico.

Tendo como objetivo uma ação mais completa possível do alcance do conforto térmico e da qualidade do ar, é comum que os sistemas de ar condicionado incorporem mais de um dos processos citados no seu conjunto de operações. Neste sentido, é viável a aplicação das unidades de tratamento do ar (UTA ou AHU, “*Air Handling Units*”), descritas por MITCHELL e BRAUN (2018) como “um conjunto de equipamentos compreendendo uma câmara de mixagem para misturas dos fluxos de ventilação e recirculação; serpentinas para aquecer, resfriar ou desumidificar a corrente de ar, filtros que retiram partículas e poeira; e controladores de fluxo (“*dampers*”)”. Já a norma brasileira 16401 (ABNT, 2008) define que a UTA é uma “unidade montada em fábrica, em gabinete ou composta no local em arcabouço de alvenaria comportando todos ou parte dos elementos necessários à realização do processo de condicionamento do ar, ou seja, ventiladores, filtros de ar, serpentinas de resfriamento e desumidificação de expansão direta ou água gelada, e dispositivos de aquecimento e umidificação que podem ser supridos por fonte de calor proveniente de uma central calorífica ou gerada localmente”.

A associação das propriedades psicrométricas com o cálculo de carga térmica do recinto ou de um conjunto de recintos sob mesmo regime de utilização e mesmo perfil de carga térmica, que se define por zona térmica (ABNT, 2008), permite a obtenção de parâmetros básicos de dimensionamento da UTA. Da carga térmica são obtidas cargas de resfriamento e de aquecimento, que são calculadas por diferentes métodos que diferenciam os ganhos de calor instantâneos daqueles que sofrem efeitos de armazenamento térmico (ASHRAE, 2017e).

Neste contexto, também é muito importante a classificação das cargas térmicas como sensíveis e latentes. A definição da razão de calor sensível do recinto (RSHF), que é a razão entre a carga sensível e a total, permite a parametrização do sistema, de modo que cada tipo de carga seja equilibrado pelo ar insuflado no recinto pela UTA, com proporções corretas das variáveis temperatura e umidade, através do emprego de processos adequados ou a aplicação de outros dispositivos para atuarem em cargas

específicas. O objetivo da associação entre os cálculos psicrométricos e de carga térmica é a obtenção de uma potência frigorígena, ou capacidade do sistema (*GTH*, *Grand Total Heat*) que relacione diferença entre as entalpias dos estados de entrada e saída da UTA ($h_{VA} - h_{SA}$), formulada matematicamente na seguinte expressão:

$$GTH = \dot{m}_{SA}(h_{VA} - h_{SA}) \quad (3.12)$$

Nota-se que a determinação da capacidade de resfriamento está relacionada com a corrente de ar condicionado fornecida para o recinto (*SA*, “*supply air*”), representada pela vazão de insuflação \dot{m}_{SA} . Este termo é quantificado na solução do balanço de massa dos demais fluxos de ar verificados em um volume de controle formado pelo sistema de HVAC e suas respectivas zonas térmicas, como o representado na figura 3.1:

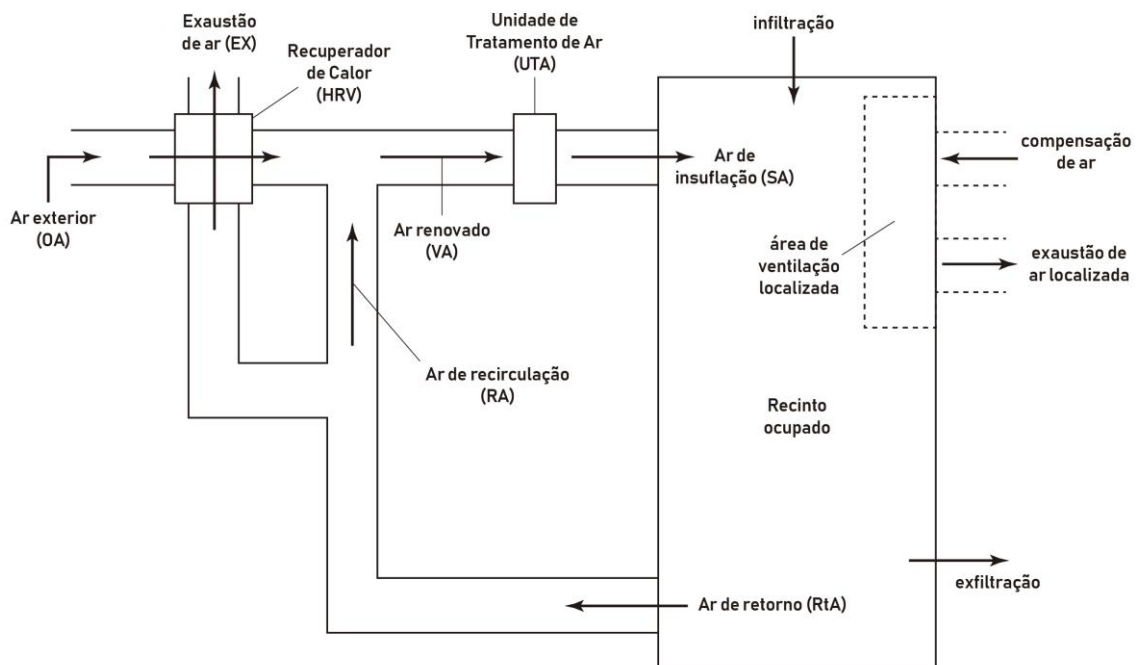


Figura 3.1 Esquema dos fluxos de ar aplicados em um sistema de HVAC e na zona térmica por ele atendida, adaptado de ANSI ASHRAE 62.1 (2010)

Na abrangência da ANSI ASHRAE 62.1 (2010), e de legislações brasileiras e internacionais, pelo menos a necessidade de insuflação de ar exterior é ponto comum em quaisquer tipos de recintos. A insuflação do ar exterior (OA, “*outdoor air*”) resulta

no fato de que um sistema de HVAC não se resumirá a “inverter” o processo psicrométrico ocorrido no interior do recinto, mas a realizar processos que atuem no ar exterior de modo a que este, misturado ou não com o ar de recirculação (RA, “*recirculated air*”), chegue ao recinto termicamente tratado.

Assim, excluindo os fluxos relacionados à infiltração, exfiltração, exaustão localizada e sua correspondente compensação, indicados na figura 3.1, a vazão de insuflação é evidenciada na equação 3.13, sendo seus termos identificados nas equações 3.14 e 3.15. Destaca-se que a equação 3.15 representa o balanço de massa do volume de controle formado pelo conjunto sistema e recinto.

$$\dot{m}_{SA} = \dot{m}_{RA} + \dot{m}_{OA} \quad (3.13)$$

Sendo:

$$\dot{m}_{RA} = \dot{m}_{RtA} - \dot{m}_{EX} \quad (3.14)$$

$$\dot{m}_{OA} = \dot{m}_{EX} \quad (3.15)$$

Onde os subscritos EX e RtA indicam respectivamente a exaustão (“*exhaust*”) e o retorno de ar (“*return air*”), representados na figura 3.1.

Logo, é impossível desconsiderar o efeito das propriedades psicrométricas do ar exterior na determinação da capacidade do sistema, pois \dot{m}_{SA} é uma variável dependente de \dot{m}_{OA} . Outrossim, a mistura do ar exterior com o ar de recirculação, formando um ar renovado (VA, “*ventilating air*”), já é por si só um processo psicrométrico, como demonstra o balanço de energia representado pela equação 3.16, considerando a conservação de massa entre a entrada e a saída da UTA, representada pela equação 3.17.

$$h_{VA} = \frac{\dot{m}_{OA}}{\dot{m}_{VA}} h_{OA} + \frac{\dot{m}_{RA}}{\dot{m}_{VA}} h_{RA} \quad (3.16)$$

Sendo:

$$\dot{m}_{VA} = \dot{m}_{SA} \quad (3.17)$$

No âmbito desta pesquisa, serão analisados processos psicrométricos inerentes à recuperação de calor sensível, associados a outros processos típicos de HVAC com renovação parcial do ar interno. Destaca-se que em uma comparação experimental entre as operações de uma UTA, atuando como bomba de calor, e de um HRV isoladamente, e de ambos combinados realizada em NGUYEN *et al.*, (2005) em uma aplicação de aquecimento do ambiente interno, “verificou-se que um sistema de bomba de calor integrado à recuperação mecânica é mais eficiente para economizar energia (...)” em uma comparação com a aplicação unitária da bomba de calor (MARDIANA-IDAYU e RIFFAT, 2011).

3.2. Modelo de gás real

Vários trabalhos experimentais foram realizados com o objetivo de verificar a exatidão do modelo de Dalton, que considerou o ar úmido como um gás ideal constituído de dois outros gases ideais, o ar seco e o vapor d’água. GATLEY (2013) afirma que “a maioria dos textos e programas de *software* gráficos de propriedades psicrométricas modelam ar seco, vapor d’água e ar úmido como gases ideais”, cujas equações, citadas na seção anterior, “(...) podem produzir valores de propriedades que são extremamente próximos dos modelos reais de gás”, baseando sua informação no fato de que o desvio padrão máximo verificado em 144 valores de propriedades psicrométricas foi inferior a 1,12%, sendo que apenas nove valores tiveram desvio acima de 0,3%.

Outrossim, os trabalhos numéricos desenvolvidos sobre a abordagem de gases reais, como HYLAND e WEXLER (1983a) e HYLAND e WEXLER (1983b), que atualizaram as equações de estado de virial aplicadas ao modelo de gás real formuladas inicialmente por John A. Goff e Serge Gratch em publicações de 1943, 1945 e 1949, foram aplicados no desenvolvimento de novas tabelas para a ASHRAE. Estas equações se caracterizam como séries polinomiais cujos coeficientes são dependentes apenas da temperatura termodinâmica, chamados coeficientes viriais, e permitem a determinação

das propriedades psicrométricas conforme a sequência indicada em OLIVIERI *et al.* (1996), resumida a seguir.

Coefficientes viriais do ar seco:

$$B_{aa} = 0,349568 \times 10^2 - \frac{0,668772 \times 10^4}{T} - \frac{0,210141 \times 10^7}{T^2} + \frac{0,924746 \times 10^8}{T^3} \quad (3.18)$$

$$C_{aaa} = 0,125975 \times 10^4 - \frac{0,190905 \times 10^6}{T} + \frac{0,632467 \times 10^8}{T^2} \quad (3.19)$$

Coefficientes viriais do vapor d'água:

$$B_{vv} = \bar{R} \cdot T \cdot B' \quad (3.20)$$

$$C_{vvv} = (\bar{R} \cdot T)^2 \cdot [C' + (B')] \quad (3.21)$$

sendo

$$B' = 0,7 \times 10^{-8} - \left\{ (0,147184 \times 10^{-8}) \left[\exp\left(\frac{1734,29}{T}\right) \right] \right\} \quad (3.22)$$

e

$$C' = 0,104 \times 10^{-14} - \left\{ (0,335297 \times 10^{-17}) \left[\exp\left(\frac{3645,09}{T}\right) \right] \right\} \quad (3.23)$$

Coefficiente virial de segunda ordem para interação ar-vapor d'água na mistura:

$$B_{av} = 0,32366097 \times 10^2 - \frac{0,141138 \times 10^5}{T} - \frac{0,124435 \times 10^7}{T^2} - \frac{0,2348789 \times 10^{10}}{T^4} \quad (3.24)$$

Coeficientes viriais de terceira ordem para interação ar-vapor d'água na mistura:

$$C_{aav} = 0,482737 \times 10^3 + \frac{0,105678 \times 10^2}{T} - \frac{0,656394 \times 10^8}{T^2} + \frac{0,294442 \times 10^{11}}{T^3} - \frac{0,319317 \times 10^{13}}{T^4} \quad (3.25)$$

$$C_{avv} = (-1 \times 10^6) \exp \left[(-0,10728876 \times 10^2) + \left(\frac{0,347802 \times 10^4}{T} \right) - \left(\frac{0,383383 \times 10^6}{T^2} \right) + \left(\frac{0,33406 \times 10^8}{T^3} \right) \right] \quad (3.26)$$

Coeficientes viriais molares:

$$\bar{B} = \psi_a^2 B_{aa} + 2\psi_a \psi_v B_{av} + \psi_v^2 B_{vv} \quad (3.27)$$

$$\bar{C} = \psi_a^3 C_{aaa} + 3\psi_a^2 \psi_v C_{aav} + 3\psi_a \psi_v^2 C_{avv} + \psi_v^3 C_{vvv} \quad (3.28)$$

onde ψ_a e ψ_v são respectivamente as frações molares de ar seco e vapor d'água na mistura, T é a temperatura termodinâmica, e \bar{R} é a constante universal dos gases em base molar. OLIVIERI *et al.* (1996) destacam que estas equações são válidas na faixa de temperatura -100°C a 200°C e para pressões abaixo de 5MPa .

Aplicando a definição do fator de compressibilidade (Z) através dos coeficientes viriais molares \bar{B} e \bar{C} , identificada como a equação virial de estado para o ar úmido, determinam-se o volume molar (\bar{v}),

$$\bar{v} = \frac{\bar{R}T}{p} \left[1 + \frac{\bar{B}}{\bar{v}} + \frac{\bar{C}}{\bar{v}^2} \right] = \frac{\bar{R}T}{p} [Z] \quad (3.29)$$

e o volume específico da mistura (v), por unidade de massa de ar seco:

$$v = \frac{\bar{v} \times 10^{-3}}{M_a \psi_a} \quad (3.30)$$

Na sequência, a entalpia molar (\bar{h}) também pode ser obtida através da equação virial:

$$\begin{aligned} \bar{h} &= \psi_a \left(\sum_{i=0}^5 G_i T^i + \bar{h}_{a,0} \right) + \psi_v \left(\sum_{i=0}^5 H_i T^i + \bar{h}_{v,0} \right) + \\ &+ \bar{R}T \left[\left(\bar{B} - T \frac{d\bar{B}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}} + \left(\bar{C} - \frac{T}{2} \cdot \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}^2} \right] = \\ &= \psi_a \bar{h}_a + \psi_v \bar{h}_v + \bar{R}T \left[\left(\bar{B} - T \frac{d\bar{B}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}} + \left(\bar{C} - \frac{T}{2} \cdot \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}^2} \right] \end{aligned} \quad (3.31)$$

sendo os coeficientes G_i e H_i , e as entalpias molares de referência do ar seco e do vapor d'água, $\bar{h}_{a,0}$ e $\bar{h}_{v,0}$, indicados em OLIVIERI *et al.* (1996). A entalpia específica (h), por unidade de massa de ar seco, é descrita como:

$$h = \frac{\bar{h}}{M_a \psi_a} \quad (3.32)$$

Concluindo, também é possível calcular as entropias na base molar (\bar{s}) e por unidade de massa de ar seco (s):

$$\begin{aligned}
\bar{s} &= \psi_a \left(\sum_{i=0}^4 J_i T^i + J_5 \cdot \ln(T) + \bar{s}_{a,0} \right) + \psi_v \left(\sum_{i=0}^5 K_i T^i + K_6 \cdot \ln(T) + \bar{s}_{v,0} \right) + \\
&+ \bar{R} \cdot \ln \left(\frac{p}{101325} \right) + \psi_a \bar{R} \cdot \ln \left(\frac{p\bar{v}}{\psi_a \bar{R} T} \right) + \psi_v \bar{R} \cdot \ln \left(\frac{p\bar{v}}{\psi_v \bar{R} T} \right) - \\
&- \bar{R} \left[\left(\bar{B} + T \frac{d\bar{B}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}} + \frac{1}{2} \left(\bar{C} + T \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}^2} \right] = \\
&= \psi_a \bar{s}_a + \psi_v \bar{s}_v - \\
&- \bar{R} \left[\psi_a \ln(\psi_a) + \psi_v \ln(\psi_v) - \ln(Z) + \left(\bar{B} + T \frac{d\bar{B}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}} + \left(\bar{C} + T \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \frac{1}{2\bar{v}^2} \right]
\end{aligned} \tag{3.33}$$

$$s = \frac{\bar{s}}{M_a \psi_a} \tag{3.34}$$

Sendo os coeficientes J_i e K_i , e as entropias molares de referência do ar seco e do vapor d'água, $\bar{s}_{a,0}$ e $\bar{s}_{v,0}$, indicados em OLIVIERI *et al.* (1996).

Verificando as equações 3.31 e 3.33, nota-se que os cálculos da entalpia e entropia molares consistem na soma de parcelas referentes ao ar seco e vapor d'água, considerados como gases ideais, acrescidas de um fator de correção para gás real, como observou GATLEY (2013). Ainda nesta referência, foi aplicada a revisão da metodologia de cálculo realizada por HERRMANN *et al.* (2009), que adotou cálculos dos valores de referência e dos coeficientes das parcelas ideais de ar seco e vapor d'água conforme os trabalhos de LEMMON *et al.* (2001) e IAPWS (2007), apresentando uma incerteza para a entalpia específica de 2 à 3 kJ/kg_a.

A aplicação da abordagem de gás real na quantificação da entropia específica é uma ferramenta útil, pois evita erros no cálculo desta propriedade pela ausência do

fator de correção citado na abordagem tradicional do ar úmido como gás ideal. Isto se justifica através do exemplo apresentado a seguir.

Considerando inicialmente a figura 3.2, que consiste no diagrama temperatura-entropia (T-s) de um determinado gás nos estados 1, 1' e 0, respectivamente correspondentes às suas propriedades de gás real, de gás ideal, e de referência, equalizada no mesmo ponto para ambas às abordagens;

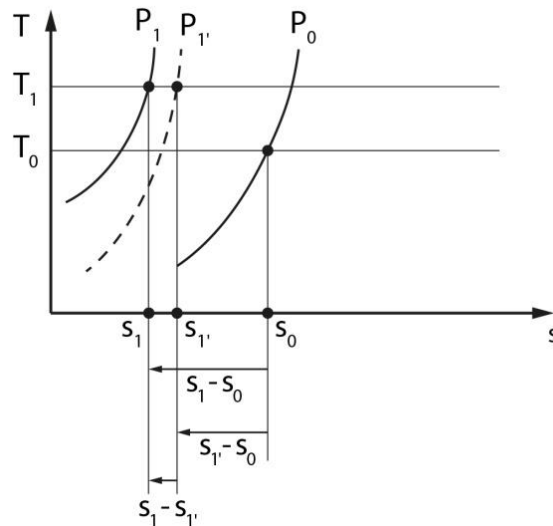


Figura 3.2 Diagrama T-s de um gás demonstrando a relação entre os estados de gás real (1) e gás ideal (1'), e um determinado estado de referência (0) válido para ambas as abordagens. Adaptado de BRUM (2017)

obtem-se a seguinte formulação da entropia específica conforme a expressão a seguir:

$$s_1 = s_0 + (s_{1'} - s_0) + (s_1 - s_{1'}) = s_0 + \left[C_{p0} \cdot \ln \left(\frac{T_1}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{p_{1'}}{p_0} \right) \right] + (s_1 - s_{1'}) \quad (3.35)$$

que, reescrita em base molar, torna-se:

$$\bar{s}_1 = \bar{s}_0 + \left[\bar{C}_{p0} \cdot \ln \left(\frac{T_1}{T_0} \right) - \bar{R} \cdot \ln \left(\frac{p_{1'}}{p_0} \right) \right] + (\bar{s}_1 - \bar{s}_{1'}) \quad (3.36)$$

Tal formulação também é aplicável a uma mistura de gases reais, designados pelos subscritos “A” e “B” na equação 3.37, onde os subscritos “1” e “1’” foram respectivamente substituídos por “mistura” e “mistura’”, mantendo o mesmo sentido dado na equação 3.36;

$$\begin{aligned} \bar{s}_{mistura} &= \bar{s}_{mistura,0} + \left[\bar{C} p_{0,mistura} \cdot \ln \left(\frac{T_{mistura}}{T_0} \right) - \bar{R} \cdot \ln \left(\frac{p_{mistura'}}{p_0} \right) \right] + \\ (\bar{s}_{mistura} - \bar{s}_{mistura}') &= \psi_A \bar{s}_{A,0} + \psi_B \bar{s}_{B,0} - \bar{R} [\psi_A \cdot \ln(\psi_A) + \psi_B \cdot \ln(\psi_B)] + \\ &\left[\bar{C} p_{0,mistura} \cdot \ln \left(\frac{T_{mistura}}{T_0} \right) - \bar{R} \cdot \ln \left(\frac{p_{mistura'}}{p_0} \right) \right] + (\bar{s}_{mistura} - \bar{s}_{mistura}') \end{aligned} \quad (3.37)$$

sendo possível demonstrar que a entropia de referência $\bar{s}_{mistura,0}$ é independente da variação entre as abordagens, através da expressão para mistura de gases ideais, $\bar{s}_{mistura}'$, em função dos seus componentes na equação 3.38, considerados a uma mesma temperatura e submetidos cada fração (ψ_i) à pressão parcial.

$$\begin{aligned} \bar{s}_{mistura}' &= \sum_i \psi_i \cdot \bar{s}_i = \sum_i \left\{ \psi_i \left[\bar{s}_{i,0} + \bar{C} p_i \cdot \ln \left(\frac{T_{mistura}}{T_0} \right) - \bar{R} \cdot \ln(\psi_i) - \bar{R} \cdot \right. \right. \\ &\left. \left. \ln \left(\frac{p_{mistura'}}{p_0} \right) \right] \right\} = \sum_i [\psi_i \cdot \bar{s}_{i,0} - \psi_i \cdot \bar{R} \cdot \ln(\psi_i)] + \sum_i \left[\psi_i \cdot \bar{C} p_i \cdot \ln \left(\frac{T_{mistura}}{T_0} \right) \right] - \sum_i \left[\psi_i \cdot \right. \\ &\left. \bar{R} \cdot \ln \left(\frac{p_{mistura'}}{p_0} \right) \right] = \psi_A \bar{s}_{A,0} + \psi_B \bar{s}_{B,0} - \bar{R} [\psi_A \cdot \ln(\psi_A) + \psi_B \cdot \ln(\psi_B)] + \\ &\left[\bar{C} p_{0,mistura} \cdot \ln \left(\frac{T_{mistura}}{T_0} \right) \right] - \left[\bar{R} \cdot \ln \left(\frac{p_{mistura'}}{p_0} \right) \right] \\ \bar{s}_{mistura}' &= \bar{s}_{mistura,0} + \bar{C} p_{0,mistura} \cdot \ln \left(\frac{T_{mistura}}{T_0} \right) - \bar{R} \cdot \ln \left(\frac{p_{mistura'}}{p_0} \right) \end{aligned} \quad (3.38a, b)$$

Comparando as duas equações, verifica-se que o último termo da equação 3.37 ($\bar{s}_{mistura} - \bar{s}_{mistura}'$) não é definido na equação 3.38b. Assim, a expressão da entropia usual do ar úmido como mistura de gases ideais, indicada na equação 3.39, apresenta erros próximos a 25%, conforme THRELKELD *et al.* (1998).

$$s = (C p_a + C p_w) \ln \frac{T}{T_0} - R_a \ln \left(\frac{p_a}{p_0} \right) + w \left[s_{v,0} - R_v \ln \left(\frac{p_v}{p_0} \right) \right] \quad (3.39)$$

Tais erros podem gerar discrepâncias na análise de segunda lei em processos psicrométricos, como a visualização de resultados negativos de exergia destruída em simulações numéricas. Neste sentido, é reforçada a proposta de aplicação do modelo gás real indicado em OLIVIERI *et al.* (1996), obtendo as entropias molar e específica do ar úmido através das equações 3.33 e 3.34.

3.3. Análise exergética de processos psicrométricos

Os processos psicrométricos, bem como os dispositivos e sistemas que os impõem, podem ser avaliados energeticamente tanto nos aspectos quantitativos como qualitativos. Essa diferença de critérios de avaliação se resume na abordagem termodinâmica adotada, ou seja, se a avaliação é desenvolvida com base na primeira ou na segunda lei da termodinâmica. A diferença entre estes critérios consiste em que a primeira lei da termodinâmica trata da quantidade de energia, e a segunda lei, da qualidade da energia, no que diz respeito à degradação da energia como forma útil na conversão em trabalho durante um determinado processo.

Definindo a exergia como o potencial de trabalho útil de determinada quantidade de energia em um estado especificado, e destacando que tal potencial é reduzido sempre que submetido a um processo irreversível, como expansão não resistida, perda de carga, mistura, transferência de calor e reação química, entendem-se como métodos de análise exergética as técnicas em que as perdas termodinâmicas nos processos citados são avaliadas conforme segunda lei, e não apenas pela primeira lei.

Seguindo a proposta de OLIVEIRA Jr. (2003), o conceito de exergia pode ser compreendido através da introdução do conceito de trabalho reversível. Supondo o volume de controle representado na figura 3.3 com fluxo de massa em regime permanente, com uma entrada e uma saída, sendo os estados termodinâmicos do fluido distintos nestes dois pontos; e que não ocorrem reações químicas e efeitos cinéticos, potenciais, elétricos ou magnéticos no volume de controle. Seus respectivos balanços de energia e de entropia divididos pelo fluxo de massa \dot{m} são apresentados nas equações 3.40a e b, de modo que os seguintes termos são apresentados por unidade de massa: w , representando o trabalho realizado; q , a quantidade de calor rejeitado para um ambiente definido por propriedades estáveis ($T_0, p_0, \mu_{i,0}$); e s_{ger} , a geração de entropia causada pelas irreversibilidades do processo que ocorre no volume de controle.

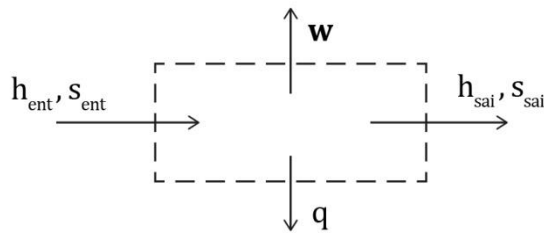


Figura 3.3 Volume de controle com fluxo de massa, realização de trabalho e rejeição de calor, adaptado de OLIVEIRA Jr. (2003)

$$q = h_{sai} - h_{ent} + w$$

$$s_{sai} - s_{ent} = \frac{q}{T_0} + s_{ger}$$

(3.40a, b)

Uma análise razoável consiste na questão de qual seria o trabalho máximo que poderia ser realizado pelo sistema para os estados de entrada e saída estabelecidos. Uma solução seria considerar que o processo que ocorre no volume de controle como reversível através da inclusão de uma máquina de Carnot ou reversível (*MR*) que opera entre as temperaturas de entrada e saída do fluxo de massa (T_{ent} , T_{sai}). Representando esta solução, a figura 3.4 apresenta um novo volume de controle, mantendo o mesmo fluxo de massa e seus respectivos estados de entrada e saída, indicando a quantidade de calor rejeitada pela máquina reversível como q_0 . As equações 3.41a e b indicam os balanços de energia e entropia deste novo volume de controle.

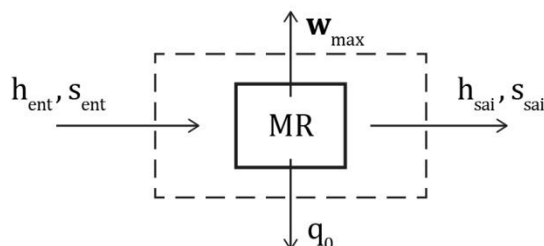


Figura 3.4 Volume de controle com fluxo de massa e realização do trabalho máximo possível, através da aplicação de uma máquina reversível (*MR*) que rejeita calor na quantidade q_0

$$q_0 = h_{sai} - h_{ent} + \mathbf{w}_{max}$$

$$s_{sai} - s_{ent} = \frac{q_0}{T_0}$$

(3.41a, b)

Combinado estas equações, a expressão do trabalho máximo é escrita como:

$$\mathbf{w}_{max} = (h_{ent} - h_{sai}) - T_0(s_{ent} - s_{sai})$$

(3.42)

Voltando as condições originais, onde ocorrem processos irreversíveis dentro do volume de controle da figura 3.3, o trabalho máximo reversível também pode ser obtido através da associação entre tal volume e uma máquina reversível (MR), que opera entre as temperaturas de entrada e saída do fluxo de massa (T_{ent} , T_{sai}), com as quantidades de calor q , na admissão, q'_0 , na rejeição, realizando o trabalho \mathbf{w}_{MR} . Este arranjo é representado pela figura a seguir:

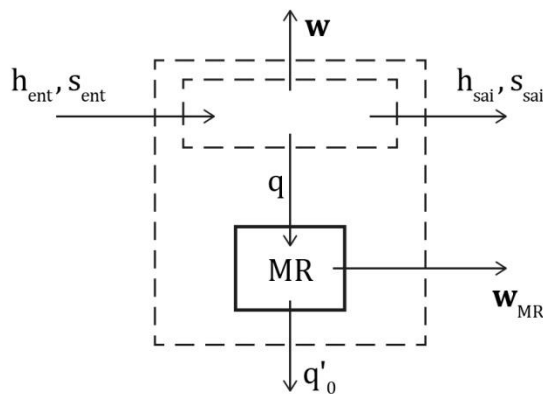


Figura 3.5 Volume de controle formado pela associação do volume de controle da figura 3.3 com uma máquina reversível (MR) que admite calor na quantidade q , e rejeita na quantidade q'_0 , realizando o trabalho \mathbf{w}_{MR}

Assim, é possível escrever os seguintes balanços de energia e entropia da máquina reversível:

$$\mathbf{w}_{MR} = \left(\int_{T_{ent}}^{T_{sai}} \delta q \right) - q'_0 = q - q'_0$$

$$\int_{T_{ent}}^{T_{sai}} \frac{\delta q}{T} - \int \frac{\delta q'_0}{T_0} = \int_{T_{ent}}^{T_{sai}} \frac{\delta q}{T} - \frac{q'_0}{T_0}$$

onde $q \triangleq \int \delta q$

(3.43a, b)

e definir os seguintes termos:

$$\frac{q'_0}{T_0} = \int_{T_{ent}}^{T_{sai}} \frac{\delta q}{T}$$

$$q'_0 = T_0 \int_{T_{ent}}^{T_{sai}} \frac{\delta q}{T}$$

(3.44 a, b)

Incluindo o termo \mathbf{w}_{MR} na equação 3.40a, e substituindo o termo q/T_0 por q'_0/T_0 na equação 3.40b, formam-se as seguintes expressões do volume de controle da figura 3.5,

$$q'_0 = h_{sai} - h_{ent} + \mathbf{w} + \mathbf{w}_{MR}$$

$$s_{sai} - s_{ent} = \frac{q'_0}{T_0} + s_{ger}$$

(3.45a, b)

que combinadas resultam em:

$$(h_{ent} - h_{sai}) - T_0(s_{ent} - s_{sai}) = \mathbf{w} + (q \cdot \eta_{MR}) + (T_0 \cdot s_{ger})$$

(3.46)

onde, por aplicação das equações 3.43 e 3.44:

$$\eta_{MR} = \frac{\mathbf{w}_{MR}}{q} = 1 - \frac{q_0'}{q} = 1 - \frac{T_0}{q} \int_{T_{ent}}^{T_{sai}} \frac{\delta q}{T}$$

(3.47)

sendo η_{MR} a eficiência térmica da máquina reversível. Por fim, combinado as equações 3.46 e 3.47, obtém-se:

$$(h_{ent} - h_{sai}) - T_0(s_{ent} - s_{sai}) = \mathbf{w} + q \left[1 - \frac{T_0}{q} \int_{T_{ent}}^{T_{sai}} \frac{\delta q}{T} \right] + (T_0 \cdot s_{ger})$$

(3.48)

Comparando as equações 3.42 e 3.48 é possível compreender que o termo $(h_{ent} - h_{sai}) - T_0(s_{ent} - s_{sai})$ representa potencial máximo de trabalho útil, ou seja, a variação da exergia entre os estados de entrada e saída do volume de controle, visualizado no processo reversível descrito pela equação 3.42; e que tal potencial é reduzido pela presença do termo $(T_0 \cdot s_{ger})$ que representa as irreversibilidades do processo representado na equação 3.48. Esta redução de potencial de trabalho é denominada como a destruição de exergia e está associada diretamente à geração de entropia, como demonstra a equação 3.49. Como conceito, a destruição de exergia indica que um volume de controle ou sistema está tendo sua capacidade de realização de trabalho reduzida sempre que ocorrer algum processo irreversível.

$$Ex_{dest} = T_0 \cdot s_{ger}$$

(3.49)

Complementando o entendimento sobre a variação da exergia citada, é possível definir uma função das propriedades de dois estados termodinâmicos; o estado em que o fluxo de massa se encontra, e o de referência, onde esta taxa estaria em equilíbrio termodinâmico com o ambiente. Esta função é chamada de exergia específica do escoamento e quantifica o potencial máximo de trabalho do estado do fluxo de massa. Tomando como exemplo os volumes de controle das figuras 3.4, 3.5 e 3.6, as exergias específicas dos estados de entrada e saída são calculadas pelas seguintes expressões:

$$ex_{ent} = (h_{ent} - h_0) - T_0(s_{ent} - s_0)$$

$$ex_{sai} = (h_{sai} - h_0) - T_0(s_{sai} - s_0)$$

(3.50 a, b)

onde os termos com subscrito “0” estão associados ao estado de referência. Nota-se que a equação 3.50 considera apenas a componente física da exergia específica de escoamento. Componentes cinética, potencial e química também podem ocorrer, como indica a equação 3.51.

$$ex = ex^{kin} + ex^{pot} + ex^{ph} + ex^{ch} = \frac{u^2}{2} + gz + [(h - h_0) - T_0(s - s_0)] + ex^{ch}$$

(3.51)

KOTAS (1985) esclarece que as componentes cinética e potencial são importantes apenas em casos de interação direta do escoamento com o ambiente externo do sistema, e que a componente química está associada à ocorrência de reações ou processos difusivos que causem alterações na composição do fluido. Aplicando este conceito a uma mistura de gases ideais inicialmente separados em uma determinada atmosfera de referência, MORAN *et al.* (2014) apresentam a seguinte expressão da componente química em base molar, relacionando as frações molares de cada componente na mistura (ψ_i) com suas frações molares na atmosfera de referência ($\psi_{i,0}$).

$$\bar{e}x^{ch} = \bar{R}T_0 \sum_{i=1}^j \psi_i \ln \left(\frac{\psi_i}{\psi_{i,0}} \right)$$

(3.52)

A exergia específica é uma propriedade termodinâmica compatível ao contexto psicrométrico, de tal modo que DINÇER e ROSEN (2015) apresentam análises exergéticas de processos psicrométricos relacionados aos componentes básicos dos sistemas de HVAC, aplicando a abordagem do ar seco e do vapor d’água como mistura de gases ideais, onde a componente de exergia química é determinada com base na diferença de umidade do estado analisado em relação a um estado de referência

atmosférico. Comprovando esta aplicação, uma expressão empregada para a exergia do ar úmido em base molar pode ser escrita com base na equação 3.51, dispensando componentes cinética e potencial:

$$\bar{e}\bar{x} = \bar{e}\bar{x}^{ph} + \bar{e}\bar{x}^{ch} = (\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0(\bar{s} - \bar{s}_0) + \bar{R}T_0 \sum_{i=1}^j \psi_i \ln\left(\frac{\psi_i}{\psi_{i,0}}\right) \quad (3.53)$$

que aplicada às respectivas frações molares de ar seco e vapor, torna-se:

$$\begin{aligned} \bar{e}\bar{x} &= \psi_a \left\{ \bar{C}\bar{p}_a(T - T_0) - T_0 \left[\bar{C}\bar{p}_a \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) - \bar{R} \ln\left(\frac{p}{p_0}\right) \right] \right\} \\ &\quad + \psi_v \left\{ \bar{C}\bar{p}_v(T - T_0) - T_0 \left[\bar{C}\bar{p}_v \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) - \bar{R} \ln\left(\frac{p}{p_0}\right) \right] \right\} \\ &\quad + \bar{R}T_0 \left[\psi_a \ln\left(\frac{\psi_a}{\psi_{a,0}}\right) + \psi_v \ln\left(\frac{\psi_v}{\psi_{v,0}}\right) \right] = \\ &= T_0 \left\{ (\psi_a \bar{C}\bar{p}_a + \psi_v \bar{C}\bar{p}_v) \left[\frac{T}{T_0} - 1 - \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) \right] + \bar{R} \ln\left(\frac{p}{p_0}\right) \right\} \\ &\quad + \bar{R}T_0 \left[\psi_a \ln\left(\frac{\psi_a}{\psi_{a,0}}\right) + \psi_v \ln\left(\frac{\psi_v}{\psi_{v,0}}\right) \right] \end{aligned} \quad (3.54).$$

Substituindo a base molar pela mássica do ar seco, tem-se:

$$\begin{aligned} ex &= \frac{\bar{e}\bar{x}}{M_a \psi_a} = T_0 \left\{ \left(\frac{\psi_a \bar{C}\bar{p}_a}{M_a \psi_a} + \frac{\psi_v \bar{C}\bar{p}_v}{M_a \psi_a} \right) \left[\frac{T}{T_0} - 1 - \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) \right] + \frac{\bar{R}}{M_a \psi_a} \ln\left(\frac{p}{p_0}\right) \right\} \\ &\quad + \frac{\bar{R}}{M_a \psi_a} T_0 \left[\psi_a \ln\left(\frac{\psi_a}{\psi_{a,0}}\right) + \psi_v \ln\left(\frac{\psi_v}{\psi_{v,0}}\right) \right] \\ &= T_0 \left\{ \left(\frac{\bar{C}\bar{p}_a}{M_a} + \frac{\tilde{w} M_v \bar{C}\bar{p}_v}{M_a} \right) \left[\frac{T}{T_0} - 1 - \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) \right] + \frac{(1 + \tilde{w})\bar{R}}{M_a} \ln\left(\frac{p}{p_0}\right) \right\} \\ &\quad + \frac{\bar{R}}{M_a} T_0 \left[\ln\left(\frac{1/(1 + \tilde{w})}{1/(1 + \tilde{w}_0)}\right) + \tilde{w} \ln\left(\frac{\tilde{w}/(1 + \tilde{w})}{\tilde{w}_0/(1 + \tilde{w}_0)}\right) \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= T_0(Cp_a + Cp_v w) \left[\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + (1 + \tilde{w}) R_a T_0 \ln \left(\frac{p}{p_0} \right) \\
&\quad + R_a T_0 \left[(1 + \tilde{w}) \ln \left(\frac{1 + \tilde{w}_0}{1 + \tilde{w}} \right) + \tilde{w} \ln \left(\frac{\tilde{w}}{\tilde{w}_0} \right) \right]
\end{aligned} \tag{3.55}$$

onde o termo \tilde{w} indica a razão entre as frações molares de vapor d'água e ar seco, e se relaciona com a razão de umidade conforme indicado:

$$\begin{aligned}
\tilde{w} &= \frac{\psi_v}{\psi_a} = \frac{1 - \psi_a}{\psi_a} \\
w &= \frac{M_v \psi_v}{M_a \psi_a} = \frac{M_v}{M_a} \tilde{w} \approx 0,622 \tilde{w}
\end{aligned} \tag{3.56a, b}$$

Concluindo, verifica-se que as componentes física e química são definidas conforme as equações 3.57a e b, sendo estado atmosférico de referência definido em função de (T_0, p_0, \tilde{w}_0) :

$$\begin{aligned}
ex^{ph} &= (Cp_a + Cp_v w) T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + (1 + \tilde{w}) R_a T_0 \ln \left(\frac{p}{p_0} \right) \\
ex^{ch} &= R_a T_0 \left[(1 + \tilde{w}) \ln \left(\frac{1 + \tilde{w}_0}{1 + \tilde{w}} \right) + \tilde{w} \ln \left(\frac{\tilde{w}}{\tilde{w}_0} \right) \right]
\end{aligned} \tag{3.57a, b}$$

Também é possível escrever uma expressão para exergia molar do ar úmido na abordagem psicrométrica de gases reais ($\bar{e}x_{GR}$) aplicando as expressões das suas propriedades indicadas por OLIVIERI *et al.* (1996) com base na equação virial de estado. Esta expressão é deduzida no anexo A, sendo sua forma final indicada transcrita na equação 3.58.

$$\begin{aligned}
\bar{e}x_{GR} = & [(\psi_a \bar{h}_a - \psi_{a,0} \bar{h}_{0,a}) - T_0(\psi_a \bar{s}_a - \psi_{a,0} \bar{s}_{0,a})] + [(\psi_v \bar{h}_v - \psi_{v,0} \bar{h}_{0,v}) - T_0(\psi_v \bar{s}_v - \\
& \psi_{v,0} \bar{s}_{0,v})] + \bar{R}T_0[\psi_a \ln(\psi_a) - \psi_{a,0} \ln(\psi_{a,0}) + \psi_v \ln(\psi_v) - \psi_{v,0} \ln(\psi_{v,0})] + \\
& \bar{R}T_0[-\ln(Z) + \ln(Z_0)] + \bar{R} \left[(T + T_0) \frac{\bar{B}}{\bar{v}} + \left(T + \frac{T_0}{2} \right) \frac{\bar{C}}{\bar{v}^2} + (TT_0 - T^2) \left(\frac{1}{\bar{v}} \frac{d\bar{B}}{dT} + \frac{1}{2\bar{v}^2} \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \right] - \\
& \bar{R}T_0 \left[\frac{2\bar{B}_0}{\bar{v}_0} + \frac{3\bar{C}_0}{2\bar{v}_0^2} \right]
\end{aligned} \tag{3.58}$$

Evidentemente, $\bar{e}x_{GR}$ é convertido para base mássica de ar seco da mesma forma que as aplicações para entalpia e entropia molares nas equações 3.32 e 3.34.

Ambas as abordagens de cálculo da exergia do ar úmido apresentadas são fortemente dependentes do estado de referência aplicado. Sobre o estado de referência, DINÇER e ROSEN (2013) destacam requisitos como equilíbrio estável, ausência de reações químicas e por experimentar apenas processos internamente reversíveis, ou seja, em que propriedades como temperatura, pressão e concentração de componentes permaneçam estáveis. Dentre os tipos de modelos de ambiente de referência indicados por DINÇER e ROSEN (2013), destacam-se os chamados modelos de subsistemas de ambiente natural, onde é dado o exemplo de um modelo atmosférico em termos de temperatura, pressão e frações molares dos componentes químicos do ar seco e do vapor d'água, aplicado anteriormente por PETIT e GAGGIOLLI (1980), descrito a seguir.

$$t_0 = 25^\circ C$$

$$p_0 = 1atm = 101,325 kPa$$

$$\begin{aligned}
\psi_{0,a} &= \psi_{0,N_2} + \psi_{0,O_2} + \psi_{0,Ar} + \psi_{0,CO_2} + \psi_{0,H_2} = \\
&= 0,7567 + 0,2035 + 0,0091 + 0,0003 + 0,0001 = 0,9697
\end{aligned}$$

$$\psi_{0,v} = \psi_{0,H_2O} = 0,0303$$

$$(3.59a, b, c, d)$$

Através da definição das exergias específicas nos estados de entrada e saída de um fluxo de massa, das demais interações de trabalho e calor possíveis, e de um estado de referência, completam-se todos os elementos necessários para a formulação de um

balanço de exergia de um volume de controle que represente um processo, dispositivo ou equipamento do sistema de HVAC.

Também é possível aplicar um conceito de eficiência que relacione a exergia total recebida pelo sistema, denominada como exergia fornecida, com a exergia destruída ou com seu oposto, denominado exergia recuperada. Estes termos podem ser identificados como parcelas da combinação das equações 3.48, 3.49 e 3.50, resultando na equação 3.60, onde \dot{m} representa o fluxo de massa. Sobre o conceito de eficiência, denominado eficiência exergética (η_{ex}) ou eficiência de segunda lei, TSATSARONIS (1993) apresentou uma série de argumentos enfatizando sua relevância aos pontos de vista termodinâmico e econômico. Uma formulação derivada deste conceito é indicada na equação 3.61.

$$\dot{E}x_{fornecida} = \dot{E}x_{recuperada} + \dot{E}x_{destruída}$$

$$\dot{m}(ex_{ent} - ex_{sai}) = \dot{W} + \dot{Q} \left[1 - \frac{T_0}{T_{ent}} \int_{T_{ent}}^{T_{sai}} \frac{\delta \dot{Q}}{T} \right] + (T_0 \cdot \dot{S}_{ger})$$

(3.60 a, b)

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_{recuperada}}{\dot{E}x_{fornecida}} = 1 - \frac{\dot{E}x_{destruída}}{\dot{E}x_{fornecida}} = 1 - \frac{T_0 \cdot \dot{S}_{ger}}{\dot{E}x_{ent}}$$

(3.61)

TSATSARONIS (1993) também apresentou interpretações da eficiência exergética para diversos dispositivos mecânicos, assim como outras referências bibliográficas posteriores. Destacam-se também as comparações realizadas por RATLAMWALA e DINÇER (2013) de diferentes formulações de eficiência para os processos psicrométricos. Estas comparações foram reproduzidas em DINÇER e ROSEN (2015), incluindo também uma aplicação de trocadores de calor ar-ar em sistemas de HVAC, como os HRV, assim como outros dispositivos auxiliares como bombas, compressores e ventiladores. Para outros tipos de trocadores de calor, com e sem mistura de fluidos, destaca-se o critério de aplicação da eficiência exergética indicado em SHAH e SEKULIC (2003), reproduzido a seguir, onde os subscritos “f” e “q” indicam os fluidos “frio” e “quente” do trocador de calor.

$$\eta_{ex} = \begin{cases} \frac{\dot{E}x_{f,sai} - \dot{E}x_{f,ent}}{\dot{E}x_{q,ent} - \dot{E}x_{q,sai}}; T_{f,ent} \geq T_0 \\ \frac{\dot{E}x_{q,sai} - \dot{E}x_{q,ent}}{\dot{E}x_{f,ent} - \dot{E}x_{f,sai}}; T_{f,ent} \leq T_0 \end{cases} \quad (3.62)$$

Como aplicação no contexto da psicrometria, comparações entre sistemas de HVAC foram realizadas com levantamento das quantidades de exergia destruída por processo e suas respectivas eficiências exergeticas em MARLETTA (2010) e DINÇER e ROSEN (2015) utilizando a abordagem de gases ideais. Esta proposta também é considerada na presente dissertação, visando uma comparação de resultados com a análise exergetica realizada com a abordagem de gases reais aplicada a um sistema com recuperação sensível e a outros tipos de sistemas de HVAC.

3.4. Convecção interna em regime laminar

Visto que os processos psicrométricos em HVAC são relacionados com a transferência de calor e da massa de água (umidade) presentes nas massas de ar transportadas por elementos do sistema, destaca-se que considerável parte destes processos ocorre em escoamentos internos. Observando um sistema típico de HVAC, verifica-se que os escoamentos internos de ar atravessam acessórios de considerável volume como os dutos, mas também pequenos canais de trocadores de calor quando tais são usados na recuperação de calor. MITCHELL e BRAUN (2018) descrevem que “em trocadores de transferência direta, os dois fluidos são separados por uma superfície e o trocador é constituído por uma série de passagens densamente compactadas (...)”, e que “essas múltiplas pequenas passagens produzem elevados coeficientes de transferência de calor (...)”.

Sobre a essas “pequenas passagens”, KANDLIKAR e GRANDE (2003) propõem uma classificação dimensional dos canais utilizados em transferência de calor baseada no diâmetro hidráulico da seção transversal do canal (D_h), indicada na tabela 3.1.

Tabela 3.1 Classificação de canais de escoamento de trocadores de calor, adaptada de KANDLIKAR (2007)

Canais convencionais	$D_h > 3mm$
Minicanais	$3mm \geq D_h > 200\mu m$
Microcanais	$200\mu m \geq D_h > 10\mu m$
Canais transientes	$10\mu m \geq D_h > 0,1\mu m$
Microcanais transientes	$10\mu m \geq D_h > 1\mu m$
Nanocanais transientes	$1\mu m \geq D_h > 0,1\mu m$
Nanocanais moleculares	$0,1\mu m > D_h$

Neste contexto, destaca-se que o dimensionamento dos canais de trocadores de calor deve priorizar a intensificação da transferência de calor, que pode ser obtida pelo aumento do coeficiente convectivo e/ou pelo aumento da área superficial pela qual ocorre a transferência de calor. A segunda opção, embora viável através de diversos modelos construtivos de trocadores de calor, normalmente é limitada pela disponibilidade dimensional dos ambientes que os abrigam, tanto em sistemas de HVAC, como em diversas outras áreas de aplicação. Assim, a majoração do coeficiente convectivo pode ser vista como objetivo de dimensionamento e aplicação.

A avaliação da transferência de calor nos canais deve começar pela identificação do regime de escoamento, através da determinação do número de Reynolds (Re). Com a proposta de aplicação de velocidades reduzidas nos canais de escoamento, evitando prejuízos que poderão ser causados na área da acústica, os trocadores de calor compactos empregados como recuperadores de calor sensível tendem a apresentar regimes de escoamento laminares nas correntes de ar.

Assim, quando os escoamentos em regime laminar apresentam perfis de velocidade e temperatura que não se alteram ao longo do comprimento do canal,

denominados respectivamente como totalmente desenvolvidos hidrodinamicamente (ETD-H) e termicamente (ETD-T), é possível aplicar a seguinte expressão do número de Nusselt (Nu):

$$Nu = \frac{h_c D_h}{k} \quad (3.63)$$

onde k é o coeficiente de transferência de calor por condução da superfície de transferência de calor e h_c é coeficiente convectivo. Entretanto, até que o perfil de temperatura atinja seu desenvolvimento pleno caracteriza-se a chamada região de entrada térmica (RE-T), onde são verificados maiores valores do número de Nusselt. Sua formulação passa a ser obtida através de correlações comprovadas experimentalmente, conforme a geometria da seção do canal e as condições de contorno admitidas. Genericamente, é possível descrever esta relação com outros parâmetros adimensionais, como o número de Graetz (Gz) ou seu inverso, o comprimento adimensional x^* , formulados a seguir:

$$Nu = f(Re, Pr, x/D_h)$$

$$Gz = Re \cdot Pr \cdot D_h/x$$

$$x^* = \frac{x}{Re \cdot Pr \cdot D_h}$$

(3.64 a, b, c)

onde x é a coordenada axial do canal de escoamento, e Pr é o número de Prandtl, praticamente constante em 0,7 para a maioria dos gases.

Exemplificando esta descrição, a figura 3.6 representa graficamente o comportamento do número de Nusselt em função do comprimento adimensional x^* para o escoamento laminar de um gás em um tubo circular, analisando condições de contorno de fluxo de calor e de temperatura constante na parede do tubo. Destaca-se também o efeito da entrada combinada, onde não só o perfil de temperatura, mais também o perfil de velocidade do escoamento não está desenvolvido, caracterizando a região de entrada hidrodinâmica (RE-H) do escoamento.

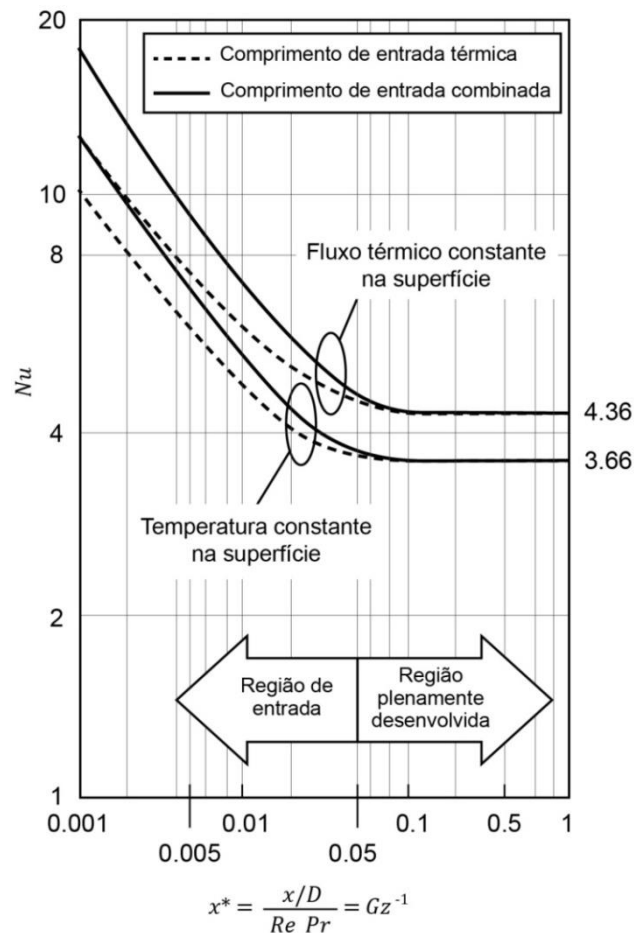


Figura 3.6 Variação do número de Nusselt em função do comprimento adimensional x^* de um escoamento em regime laminar de um gás ($Pr = 0,7$) em tubo de seção circular, adaptada de INCROPERA et al. (2014)

Assim, a relação entre Nu e h_c permite concluir que a avaliação deste grupo adimensional indica a ocorrência da majoração da convecção nas regiões de entrada de um escoamento interno. Assim, as diferenças entre os números de Nusselt avaliados localmente (Nu_x), ou seja, em diferentes pontos da na região de entrada, permitem a determinação de um valor médio (Nu_m) que simplifica a análise de transferência de calor do canal, atuando como um parâmetro da majoração citada. A variação entre os valores locais é hipoteticamente limitada entre $Nu_{x^*=0} \rightarrow +\infty$, no início do escoamento, e $Nu_{x^*=L^*} = Nu_{ETD} = h_{c,ETD} D_h / k$, onde L^* é o comprimento da RE-T. Como Nu_{ETD} é constante na região desenvolvida, o conceito de Nu_m pode ser expandido para análise do comprimento completo do canal. Outra relação plausível é que quanto maior L^* ,

maior será Nu_m , pois para todo $x^* < L^*$, $Nu_x > Nu_{ETD}$, ou seja, a transferência de calor é intensificada em escoamentos internos com maiores RE-T.

Neste contexto, SHAH e LONDON (1978) definiram correlações para os números de Nusselt local e médio em função do comprimento adimensional para as condições de temperatura constante (indicada pelo subscrito T) e de fluxo de calor constante (indicada pelo subscrito H) na parede do tubo para a região de entrada térmica, aplicáveis a diferentes geometrias de seções transversais, transcritas a seguir:

$$Nu_{x,T} = 0,427(f \cdot Re)^{1/3}(x^*)^{-1/3}$$

$$Nu_{m,T} = 0,641(f \cdot Re)^{1/3}(x^*)^{-1/3}$$

(3.65a, b)

$$Nu_{x,H} = 0,517(f \cdot Re)^{1/3}(x^*)^{-1/3}$$

$$Nu_{m,H} = 0,775(f \cdot Re)^{1/3}(x^*)^{-1/3}$$

(3.66a, b)

onde f é o fator de fricção de Fanning, que multiplicado ao número de Reynolds constitui-se como o parâmetro de análise da RE-H, tendo função similar ao número de Nusselt para a análise da RE-T. Correlações específicas para a determinação deste produto são obtidas em SHAH e SEKULIC (2003).

Sobre os efeitos da geometria, literaturas específicas do estudo da convecção, como KAYS e CRAWFORD (1980), e básicas de transferência de calor, como INCROPERA *et al.* (2014), transcrevem soluções analíticas para escoamentos laminares totalmente desenvolvidos para tubos lisos de seção transversal circular e tabelas com os valores do número de Nusselt para diferentes geometrias sob as condições de temperatura e de fluxo de calor constantes, originalmente resumidas em SHAH e LONDON (1978). SHAH e SEKULIC (2003) transcrevem uma expansão da análise de geometrias, com correlações apresentadas por SHAH e BHATTI (1987) para determinação de números de Nusselt e fatores de fricção.

Ainda no âmbito da comparação, MUZYCHKA (2005) indica que “Para as formas mais comuns e úteis examinadas, vemos que matrizes de canais quadrados e triângulos retos equiláteros ou isósceles parecem produzir transferência de calor máxima por unidade de volume.”. ZHANG (2007) destaca que “A convecção forçada em um duto triangular (...) depende de vários parâmetros, incluindo seu ângulo de ápice, diâmetro hidráulico, comprimento axial e a condição de fluxo” e acrescenta que “um trocador de calor com canais de seção transversal triangular é geralmente uma boa escolha devido à sua excelente compacidade e custo-efetividade quando comparado ao tradicional trocador de calor casco e tubo, ou o trocador de calor de placas”, e que “outro benefício com essa configuração é que é fácil para construir com materiais muito finos e a resistência mecânica é bastante alta mesmo com chapas muito finas”.

Tais estudos, empregados na análise dos recuperadores de calor são fundamentais para qualificar a eficiência destes dispositivos nas suas aplicações em sistemas de HVAC, e corroboram a aplicação do modelo de OGULATA e DOBA (1997) que possui minicanais lisos de seção transversal em forma de triângulos isósceles.

3.5. Aplicações de recuperadores de calor ar-ar de placas fixas

De modo geral, ao aplicar um sistema de recuperação em sistemas HVAC prediais, cerca de 66% do calor sensível e de 59% do calor latente podem ser recuperados, segundo ZENG *et al.* (2016). MARDIANNA-IDAYU e RIFFAT (2011), O’CONNOR *et al.* (2015) e ZENG *et al.* (2016) descrevem características de diferentes tipos de recuperados de calor ar-ar, tanto para recuperadores sensíveis (HRV) quanto para recuperadores entálpicos (ERV). Algumas aplicações típicas são reproduzidas na figura a seguir.

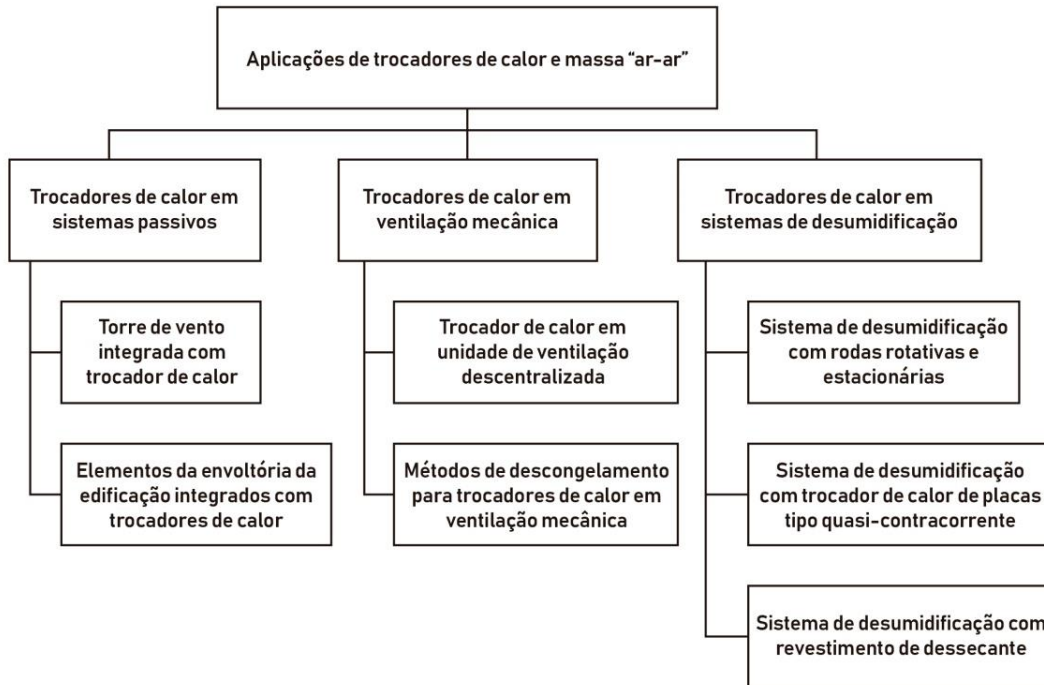


Figura 3.7: Aplicações de trocadores de calor e massa “ar-ar” em HVAC, extraídas de ZENG *et al.* (2016)

Especificamente sobre a aplicação dos trocadores de placas fixas, O’CONNOR *et al.* (2015) destacam que este é o modelo de recuperação mais utilizado, e enfatiza vantagens como a ausência de partes móveis, alto coeficiente de transferência de calor, ausência de contaminação cruzada, *design* compacto, possibilidade de controle de congelamento (para climas frios), e que pode ser aplicado tanto como HRV quanto como ERV. ZENG *et al.* (2016) destacam que “a efetividade típica da transferência de calor sensível varia de 50% a 80%”.

Avaliando o percentual de recuperação em função apenas da carga térmica do ar exterior em edifícios residenciais, TOMMERUP e SVENDSEN (2003) descrevem um alcance de 90% em um sistema de recuperação associado com um sistema descentralizado de ventilação mecânica. Destaca-se que esta última pesquisa foi avaliada em uma região de clima predominantemente frio. Por outro lado, COYDON *et al.* (2015) apresenta resultados de eficiência superiores a 50% na aplicação de HRV em climas mais variados, com um recuperador construído em arranjo de correntes opostas.

Sobre o arranjo da troca de calor, as possibilidades são múltiplas, porém destacam-se as dificuldades dimensionais para aplicação do arranjo em contracorrente citadas por LAMB (1982). NASIF *et al.* (2010) descrevem a aplicação de um ERV com configuração mista de contracorrente e concorrente, com redução da área de troca, mas permitindo ainda assim uma quantidade relevante de transferência de calor. Nesta aplicação foi alcançada uma redução de 8% no consumo anual de energia em um clima úmido (MARDIANA-IDAYU e RIFFAT, 2011).

ZHANG (2009) avaliou um ERV de fluxo cruzado com configuração senoidal das aletas, formando uma seção “quase” triangular dos canais, e obteve efetividades de 0,78 e 0,7 considerando apenas a transferência de calor sensível, para uma entrada de ar externo à 35°C e 0,021 kg_v/kg_a e uma entrada de ar de exaustão à 27°C e 0,012 kg_v/kg_a . LIU *et al.* (2017) apresentam uma avaliação semelhante para climas frios obtendo 75% de eficiência na aplicação de HRV para uma entrada de ar de exaustão à 20°C.

A questão sobre a aplicação dos sistemas de recuperação em relação às zonas climáticas também deve ser alvo de considerações. ASHRAE (2017f) apresenta uma divisão do diagrama psicrométrico em zonas climáticas baseadas na comparação das condições do ar exterior com uma referência típica para o ar de exaustão, baseado em uma condição de conforto típica ($t = 25^\circ\text{C}$, $\phi = 50\%$), indicando em que situações onde o sistema de recuperação sensível seria aplicável para funções de aquecimento e resfriamento, e onde nenhuma recuperação seria possível, reproduzida na figura 3.8. Entretanto, tal classificação é discutida por EL FOUIH *et al.* (2012); “No entanto, além da falta de informações sobre o método usado para alcançar esses resultados, não é claro se essas recomendações são baseadas em fatores econômicos ou de limitação energética. (...), até o momento, nenhum estudo relatou com precisão os limites do uso da HRV em sistemas com uma simples demanda de exaustão e umidade na ventilação controlada para edifícios de baixa demanda de energia. Além disso, é difícil comparar resultados de diferentes estudos pois, em cada um deles, as condições de contorno diferem, assim como os parâmetros do sistema e as características do edifício”.

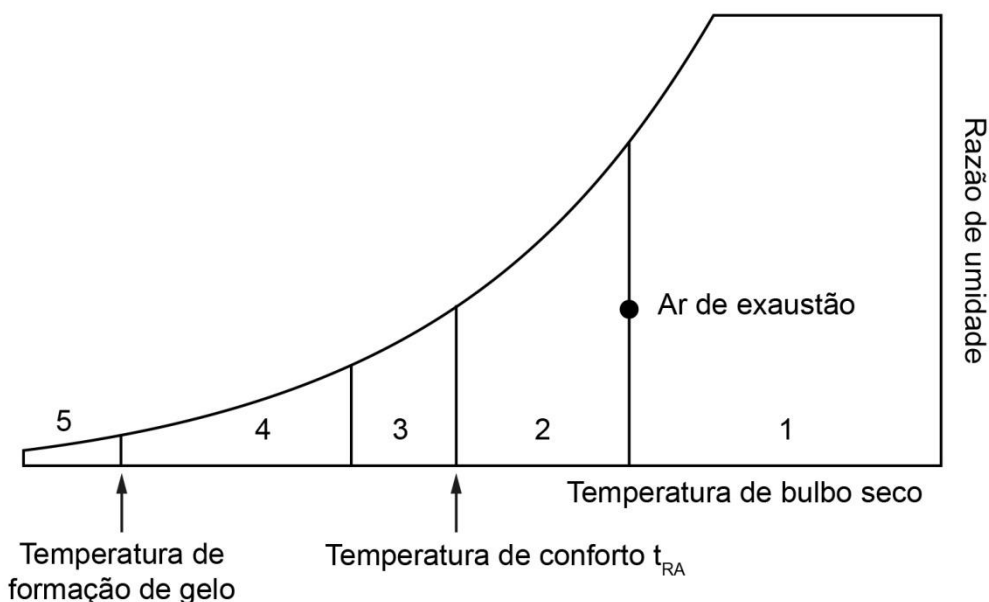


Figura 3.8: Zonas térmicas em função da aplicação do HRV: zona 1 – HRV aplicado para redução da carga de resfriamento; zona 2 – HRV não recomendado; zona 3 – HRV aplicado para redução parcial da carga de aquecimento; zona 4 – HRV aplicado para redução plena da carga de aquecimento; zona 5 – HRV aplicado para redução plena da carga de aquecimento, com necessidade de sistema de prevenção ao congelamento, adaptado de ASHRAE (2017f)

Sobre a aplicação em HVAC dos trocadores compactos com minicanais, a maior parte das pesquisas apresentam as aplicações em condensadores de condicionadores de ar residenciais, do tipo “de janela”, como as citadas por DIXIT e GHOSH (2015). Esta referência também destaca que “o custo de fabricação e a ausência de uma “previsão precisa de desempenho” dificultou seu uso comercial” e cita outras aplicações de trocadores de minicanais em refrigeração e ar condicionado como sistemas móveis de ar condicionado com gás R134a, condensadores de amônia refrigerados a ar, sistemas de refrigeração por compressão de vapor e sistemas de bombas de calor. Entretanto, verifica-se que alguns modelos comerciais e experimentais de trocadores de calor ar-ar de placas fixas se enquadram na classificação de minicanais proposta por KANDLIKAR e GRANDE (2003), como modelo de OGULATA e DOBA (1997) que foi empregado no presente trabalho, constatando a aplicabilidade dos trocadores de minicanais como HRV.

3.6. Referências climatológicas brasileiras

Como já foi descrito, as propriedades psicrométricas do ar exterior são fundamentais na área de HVAC. Estas propriedades são obtidas através da análise de dados climáticos da localidade da instalação. ASHRAE (2017c) apresenta informações climáticas “para projeto, dimensionamento, distribuição, instalação e comercialização de sistemas de aquecimento, ventilação, equipamento de ar condicionado e de desumidificação, bem como outros processos relacionados à energia em áreas residenciais, agrícolas, comerciais e aplicações industriais”, e apresenta parâmetros climáticos para projeto classificados como “condições de projeto de aquecimento e umidificação”; “condições de projeto de resfriamento, desumidificação e entalpia”; e “condições extremas”.

O conceito de aplicação destas condições se define em dados de temperatura e umidade de verão e inverno, definidas nos meses mais quentes e mais frios da localidade, onde são apresentadas frequências anuais de 0,4%, 1% e 2%, para a probabilidade de condições superiores para o verão; e 99,6% e 99% para probabilidade de condições superiores para o inverno, em relação aos dados informados. Para projetos de aquecimento e resfriamento, a temperatura de bulbo seco é dada como propriedade de referência. Já em projetos onde o objetivo é o controle da umidade, a referência empregada é a temperatura de bulbo úmido ou a de ponto de orvalho, sendo indicada a temperatura de bulbo seco coincidente. A tabela 3.2 transcreve estes dados de projeto referentes ao Aeroporto do Galeão no Rio de Janeiro (22,910S – 43,244W – 9m de altitude), reproduzidas do apêndice I de ASHRAE (2017c). Esta referência também apresenta dados compilados para mais de 8000 localidades do planeta, relacionados ao projeto de pesquisa RP-1699 da ASHRAE desenvolvido por ROTH (2017).

Tabela 3.2 Propriedades do ar exterior utilizadas como dados de entrada de projetos para o Aeroporto do Galeão – Rio de Janeiro, extraídas de ASHRAE (2017c)

Tipo de projeto	Frequência anual	Dados de entrada para o ar exterior
Aquecimento	99,6%	$t = 14,9^{\circ}\text{C}$
	99%	$t = 15,9^{\circ}\text{C}$
Resfriamento	0,4%	$t = 36,9^{\circ}\text{C}$ $t^* = 25,0^{\circ}\text{C}$
	1%	$t = 35,2^{\circ}\text{C}$ $t^* = 24,8^{\circ}\text{C}$
	2%	$t = 34,0^{\circ}\text{C}$ $t^* = 24,8^{\circ}\text{C}$
Alta umidade	0,4%	$t = 32,1^{\circ}\text{C}$ $t^* = 28,0^{\circ}\text{C}$
	1%	$t = 33,3^{\circ}\text{C}$ $t^* = 27,3^{\circ}\text{C}$
Baixa umidade	0,4%	$t_{dp} = 27,0^{\circ}\text{C}$ $t = 30,0^{\circ}\text{C}$ $w = 22,8 \text{ kg}_v/\text{kg}_a$
	1%	$t_{dp} = 26,2^{\circ}\text{C}$ $t = 29,2^{\circ}\text{C}$ $w = 21,6 \text{ kg}_v/\text{kg}_a$

ABNT (2008) também apresenta estes dados para projeto e cita que a frequência anual é definida pela escolha do projetista, de acordo com a aplicação do sistema e da edificação. Dentre as opções de projeto, é também do projetista a responsabilidade da associação entre as opções dadas e qual será o parâmetro efetivo aplicado ao dimensionamento do sistema. MORRIS (2003) indica, para o caso de sistemas com tratamento dedicado do ar exterior (DOAS), o emprego da condição de projeto de alta umidade, pois esta condição está relacionada ao pico de entalpia do ar exterior (ASHRAE, 2017c). Segundo ABNT (2008) esta condição também se aplica

para sistemas com altas taxas de ar exterior, sistemas de resfriamento evaporativo e ao dimensionamento de torres de resfriamento.

Outro tipo de avaliação que necessita essencialmente da condição do ar exterior é a simulação operacional dos sistemas de HVAC. Uma das ferramentas de simulação mais utilizadas nesta área é o software ENERGY PLUS, desenvolvido pelo Departamento de Energia dos Estados Unidos (DOE). Dentre as suas vinte fontes de dados climáticos indicados em DOE (2018), destacam-se algumas referentes ao Brasil, como os dados do INMET (Instituto Nacional de Meteorologia), e dos projetos SWERA (*Solar and Wind Energy Resource Assessment*) e TRY (*Test Reference Year*).

Os dados do INMET consistem em um conjunto de 411 arquivos climáticos de municípios brasileiros, elaborado pelo prof. Maurício Roriz, com base em estações meteorológicas do INMET entre os anos de 2000 e 2012, como parte das atividades do Grupo de Trabalho sobre Conforto e Eficiência Energética de Edificações, constituído no âmbito da ANTAC, Associação Nacional de Tecnologia do Ambiente Construído. Este grupo de trabalho se propõe a realizar a revisão do Zoneamento Bioclimático Brasileiro, incluído na norma brasileira 15220 (ABNT, 2005), utilizado como fonte para estratégias de condicionamento térmico (RORIZ, 2012). LAMBERTS *et tal.* (2015) destacam que muitas lacunas e interrupções foram encontradas nas medições destas estações.

O SWERA trata-se de um projeto financiado pelo Programa das Nações Unidas para o Meio Ambiente (PNUMA), que tem desenvolvido informações de alta qualidade sobre os recursos de energia solar e eólica em catorze países em desenvolvimento, apresentando dados típicos por hora do ano (DOE, 2018)

O TRY consiste em “um arquivo climático formado através de uma metodologia baseada na eliminação de anos cujos dados contém temperaturas médias mensais extremas, até que se obtenha apenas um ano de dados médios” (GOULART, 1993). O TRY aplicado para as dezessete maiores capitais do Brasil foi formatado pelo LABEEE, Laboratório de Eficiência Energética em Edificações da UFSC, Universidade Federal de Santa Catarina, através do relatório RT200504 (CARLO, 2005).

LAMBERTS *et tal.* (2015), apresentam graficamente as temperaturas médias anuais do Rio de Janeiro nos três formatos citados, reproduzidas na figura 3.9.

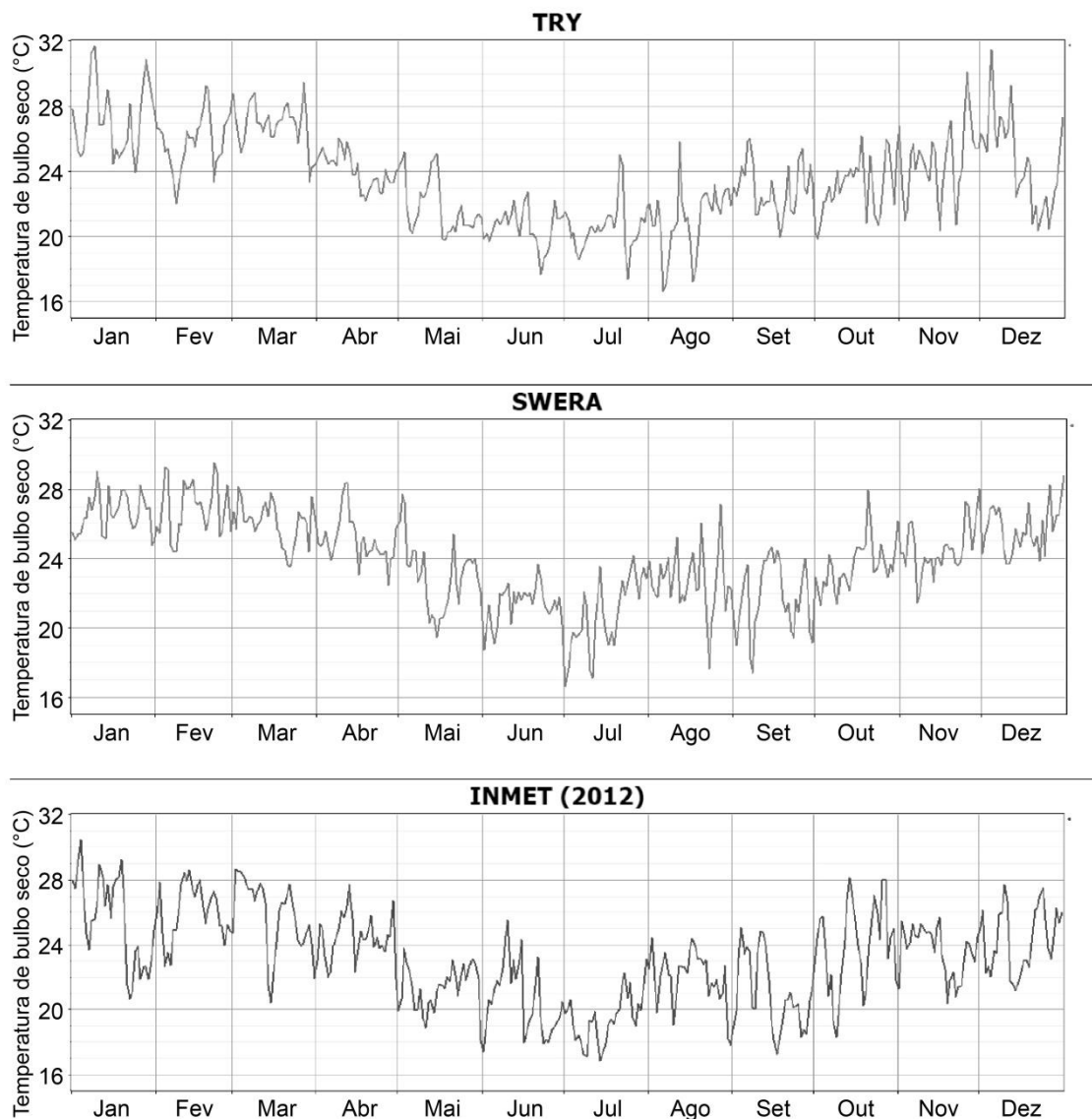


Figura 3.9 Variações das temperaturas médias para o Rio de Janeiro sob três diferentes fontes de dados climáticos, adaptado de LAMBERTS et tal. (2015)

Estas informações visualizadas nos gráficos podem ser obtidas para datas mais recentes para localidades brasileiras que possuem estações meteorológicas de superfície e altitude do âmbito do SISCEAB, Sistema de Controle do Espaço Aéreo Brasileiro. No sítio do ICEA, Instituto de Controle do Espaço Aéreo, é possível realizar consulta de informações no Sistema de Geração e Disponibilização de Informações Climatológicas, estabelecendo a modalidade desejada para pesquisa nos seguintes formatos:

- média em meses seguidos;

- média de um mesmo mês em anos seguidos;
- média de uma mesma hora em meses seguidos; e
- média de todas as horas de um mesmo mês em anos seguidos.

Estes formatos são aplicáveis para obtenção de médias de temperaturas de bulbo seco, temperaturas de ponto de orvalho, umidades relativas e pressões. Como exemplo, as figuras 3.10 e 3.11 reproduzem os resultados das médias de temperatura e umidade relativa de todas as horas do mês de fevereiro dos anos de 2008 a 2017, relativos às medições realizadas na Estação Meteorológica de Superfície do Aeroporto do Galeão.

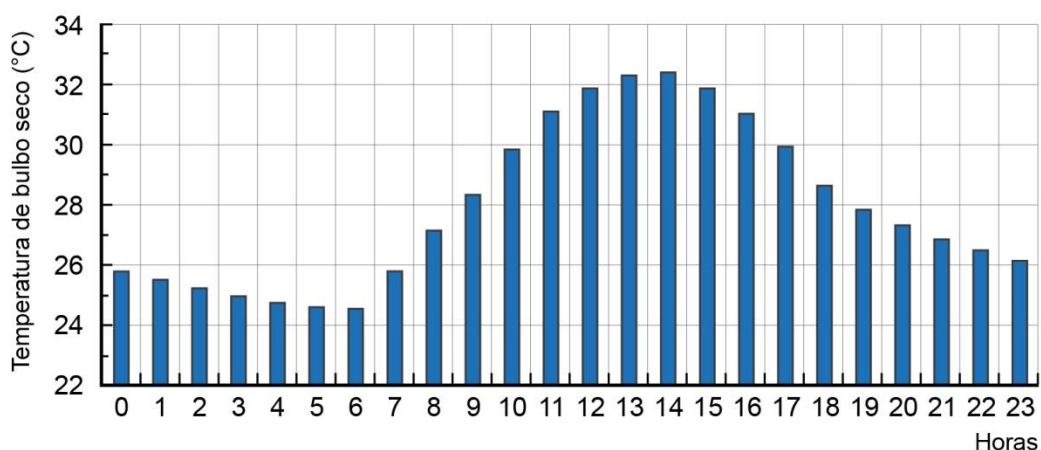


Figura 3.10 Médias horárias das temperaturas de bulbo seco de fevereiro medidas no Aeroporto do Galeão – Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptado de ICEA (2018)

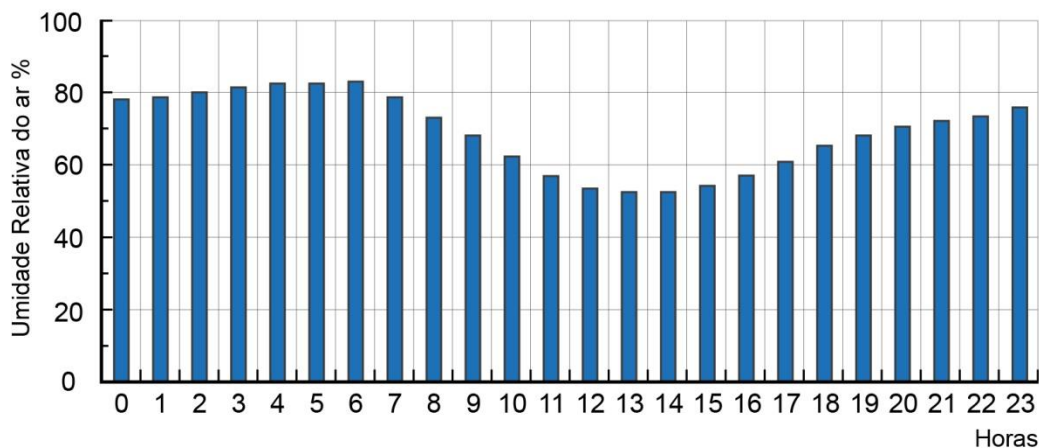


Figura 3.11 Médias horárias das umidades relativas de fevereiro medidas no Aeroporto do Galeão – Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptado de ICEA (2018)

Assim, entende-se como viável a avaliação de sistemas de HVAC nas condições de projeto utilizando os dados referenciados em ASHRAE (2017c); e nas condições operacionais sujeitas a variação climática utilizando as médias horárias de temperatura e umidade do ar exterior do banco de dados do ICEA, devido sua atualidade em relação à estação meteorológica do Aeroporto do Galeão, um dos dois locais comuns do Rio de Janeiro verificados nas referências ASHRAE (2017c) e ABNT (2008). A figura 3.12 indica que o Rio de Janeiro está situado na zona bioclimática 8, que representa 53,7% do território brasileiro (ABNT, 2005), demonstrando a relevância que a aplicação desta localidade representa no contexto nacional.

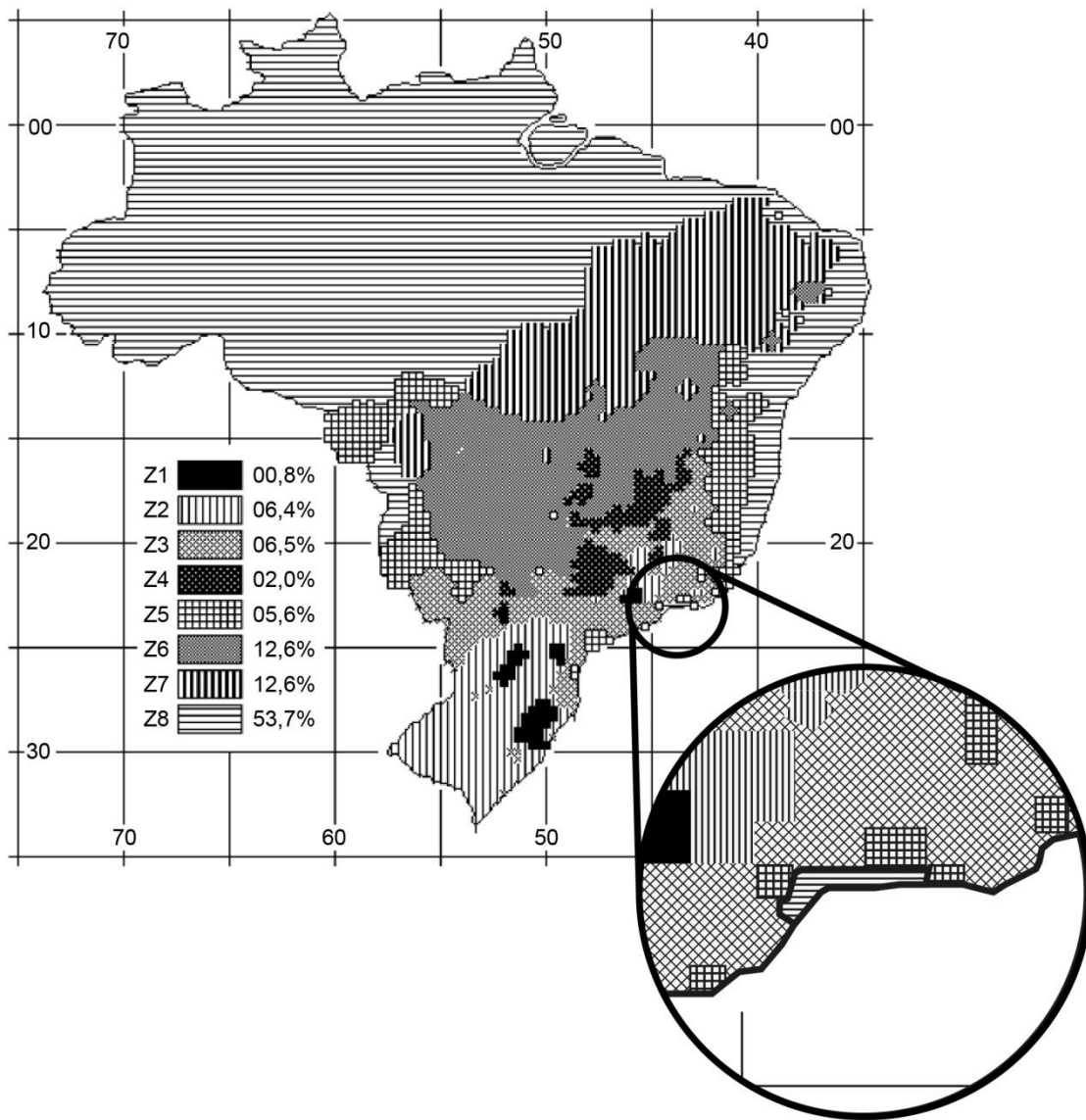


Figura 3.12 Zoneamento bioclimático brasileiro, adaptado de ABNT (2005). O detalhe indica a classificação do Rio de Janeiro na zona bioclimática 8 (Z8)

4. VALIDAÇÃO DO MODELO DE CÁLCULO PSICROMÉTRICO

Conforme citado na revisão bibliográfica, a abordagem de tratar o ar úmido como uma mistura de gases reais pode ser empregada como ferramenta para aplicação do método de análise exergética nos processos psicrométricos. Sendo assim, foi desenvolvido para a presente pesquisa um programa em MATLAB para realização dos cálculos das propriedades psicrométricas do ar úmido nos sistemas analisados e também para descrição gráfica dos processos em cada equipamento ou dispositivo empregado, aplicando a abordagem de gás real, conforme a sequência de cálculos indicada em OLIVIERI *et al.* (1996).

Para a validação das propriedades calculadas no programa desenvolvido foram utilizadas a razão de umidade (w), entalpia (h), entropia (s) e volume específico (v), sendo os resultados comparados com os valores indicados por GATLEY (2013) para comparação e testes de precisão de modelos e programas de cálculo psicrométrico. As tabelas com as comparações citadas e os desvios percentuais verificados são apresentadas no anexo B desta dissertação. Devido ao fato de que os objetivos específicos desta pesquisa são as condições da cidade do Rio de Janeiro, a validação se limitou aos resultados de propriedades ao nível do mar ($P_{atm} = 101,325 \text{ kPa}$), e aos dados de entrada compatíveis com o intervalo de temperatura termodinâmica $273,15 \leq T < 322,15$.

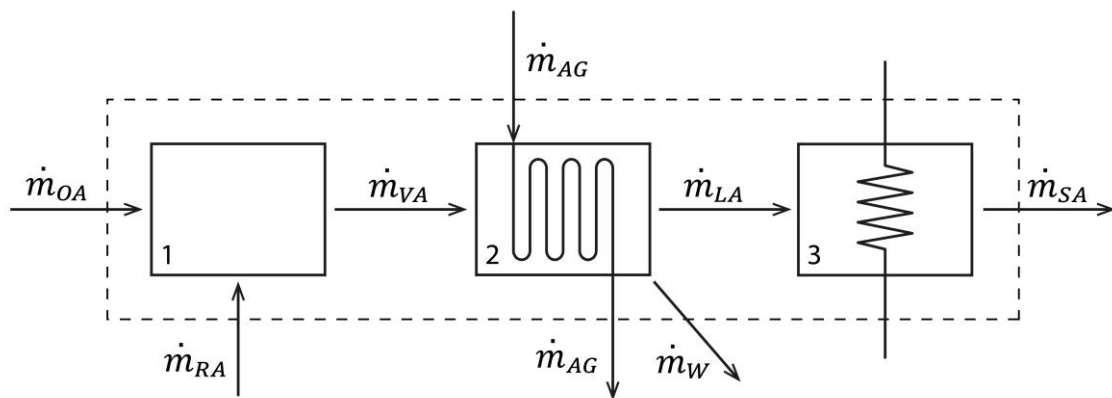
A comparação apresentou desvio percentual máximo na razão de umidade, indicado na tabela B.1 como $-1,29\%$ para o ar úmido na condição $t = 25^\circ\text{C}$; $t^* = 10^\circ\text{C}$. Nos cálculos de entalpia e entropia, os desvios máximos foram de $0,3\%$, conforme indicam as tabelas B.2 e B.3. Assim é possível afirmar que o cálculo de propriedades baseado nas equações de estado de gases reais segundo a metodologia descrita em OLIVIERI *et al.* (1996) apresenta resultados bastante precisos.

5. DESCRIÇÃO E BALANÇOS DOS SISTEMAS DE HVAC

Neste tópico são descritos os sistemas de HVAC analisados na pesquisa com intuito de compará-los com um sistema com recuperação de calor sensível através da análise exérgica. São apresentadas as formulações dos seus balanços de propriedades, parâmetros energéticos e eficiências exérgicas, finalizando com a descrição do próprio sistema com recuperação de calor sensível.

5.1. Sistema com unidade de tratamento de ar convencional

Uma unidade de tratamento de ar (UTA), definida na seção 3.1, será contextualizada nesta descrição para uma aplicação típica para as regiões tropicais, onde é predominante a necessidade de suprir a carga de resfriamento. Considerando a necessidade de atendimento de uma demanda de renovação do ar, a carga de resfriamento apresentará componentes interno e externo, sendo este último proveniente do fluxo de ar exterior admitido pelo sistema. A figura 5.1 representa um volume de controle deste sistema indicando seus fluxos de massa de ar.



1 Módulo de mistura 2 Módulo de resfriamento 3 Módulo de reaquecimento

Figura 5.1 Volume de controle do sistema com UTA convencional

Conforme a figura 5.1 indica, a UTA convencional adotada nesta pesquisa será analisada em três seções específicas de acordo com suas funções: o módulo de mistura, onde será processada a mistura adiabática entre os fluxos de ar exterior (OA) e de ar recirculado (RA); o módulo de resfriamento, composto por uma serpentina de água gelada (EAG – entrada de água gelada, SAG – saída de água gelada), onde o ar

renovado (VA) resultante da mistura realizada no módulo anterior é resfriado e desumidificado, gerando o fluxo de condensado \dot{m}_w ; e o módulo de aquecimento, composto por resistência elétrica, aplicada para evitar que o ar seja insuflado no recinto (SA) a uma temperatura muito reduzida, se assim for necessário, promovendo o aquecimento sensível do ar que sai do módulo de resfriamento (LA). Esta última necessidade é típica em aplicações de carga latentes mais relevantes.

Observa-se que o modelo omite ventiladores e filtros. O motivo desta omissão é que na comparação entre os sistemas no estudo de caso analisado nesta pesquisa, os efeitos destes dispositivos serão considerados como um ponto comum entre todos os sistemas. Isto se supõe, verificando que a aplicação dos filtros se dará sobre o mesmo contexto de condições de qualidade do ar interno, definidas conforme o projeto, bem como a aplicação dos ventiladores em relação a uma uniformização das condições de distribuição do ar, definida pela rede de dutos e seus acessórios.

Assim, a modelagem citada permite a definição dos balanços de massa, energia, entropia e exergia, aplicáveis a cada um dos módulos definidos para o sistema de modo similar à aplicação realizada por RATLAMWALA e DINÇER (2013) e DINÇER e ROSEN (2015), nos sistemas de equações 5.1, 5.2 e 5.3:

- Módulo de mistura:

$$\text{Balanço de massa de ar seco:} \quad \dot{m}_{RA} + \dot{m}_{OA} = \dot{m}_{VA}$$

$$\text{Balanço de umidade:} \quad \dot{m}_{RA}w_{RA} + \dot{m}_{OA}w_{OA} = \dot{m}_{VA}w_{VA}$$

$$\text{Balanço de energia:} \quad \dot{m}_{RA}h_{RA} + \dot{m}_{OA}h_{OA} = \dot{m}_{VA}h_{VA}$$

$$\text{Balanço de entropia:} \quad \dot{m}_{RA}s_{RA} + \dot{m}_{OA}s_{OA} + \dot{S}_{ger,mis} = \dot{m}_{VA}s_{VA}$$

$$\text{Balanço de exergia:} \quad \dot{m}_{RA}ex_{RA} + \dot{m}_{OA}ex_{OA} + \dot{E}x_{dest,mis} = \dot{m}_{VA}ex_{VA}$$

(5.1a, b, c, d, e)

-Módulo de resfriamento:

$$\text{Balanço de massa de ar seco:} \quad \dot{m}_{VA} = \dot{m}_{SA}$$

Balanço de umidade: $\dot{m}_{VA}w_{VA} = \dot{m}_{SA}w_{SA} + \dot{m}_w$

Balanço de energia: $\dot{m}_{VA}h_{VA} + \dot{m}_{AG}h_{EAG}$
 $= \dot{m}_{SA}h_{SA} + \dot{m}_{AG}h_{SAG} + \dot{m}_wh_w$

Balanço de entropia: $\dot{m}_{VA}s_{VA} + \dot{m}_{AG}s_{EAG} + \dot{S}_{ger,resf}$
 $= \dot{m}_{SA}s_{SA} + \dot{m}_{AG}s_{SAG} + \dot{m}_ws_w$

Balanço de exergia: $\dot{m}_{VA}e_{VA} + \dot{m}_{AG}ex_{EAG}$
 $= \dot{m}_{SA}ex_{SA} + \dot{m}_{AG}ex_{SAG}$
 $+ \dot{m}_wex_w + \dot{E}x_{dest,resf}$

(5.2a, b, c, d, e)

Nota: substitui-se o subscrito “SA” pelo “LA” para um sistema com o módulo de reaquecimento operando, identificando que o fluxo de saída do módulo de resfriamento será reaquecido antes de ser insuflado no recinto.

- Módulo de reaquecimento:

Balanço de massa de ar seco: $\dot{m}_{LA} = \dot{m}_{SA}$

Balanço de umidade: $\dot{m}_{LA}w_{LA} = \dot{m}_{SA}w_{SA}$

Balanço de energia: $\dot{m}_{LA}h_{LA} + \dot{Q}_{reaq} = \dot{m}_{SA}h_{SA}$

Balanço de entropia: $\dot{m}_{LA}s_{LA} + \frac{\dot{Q}_{reaq}}{T_{SA}} + \dot{S}_{ger,reaq} = \dot{m}_{SA}s_{SA}$

Balanço de exergia: $\dot{m}_{LA}ex_{LA} + \dot{Q}_{reaq}\left(1 - \frac{T_0}{T_{SA}}\right)$
 $= \dot{m}_{SA}ex_{SA} + \dot{E}x_{dest,reaq}$

(5.3a, b, c, d, e)

Assim, a capacidade total de resfriamento requerida é definida exatamente como taxa de remoção de calor do sistema na equação 5.4, e as taxas de geração de entropia e de destruição de exergia pelo sistema, conforme as equações 5.5 e 5.6:

$$\dot{Q}_{UTA} = \dot{m}_{SA}(h_{VA} - h_{SA}) \quad (5.4)$$

$$\dot{S}_{ger,UTA} = \dot{S}_{ger,mis} + \dot{S}_{ger,resf} + \dot{S}_{ger,reaq} \quad (5.5)$$

$$\dot{E}x_{dest,UTA} = \dot{E}x_{dest,mis} + \dot{E}x_{dest,resf} + \dot{E}x_{dest,reaq} \quad (5.6)$$

A taxa de destruição de exergia é confirmada na análise do volume de controle do sistema completo, através dos fluxos de fronteira. A equação 5.7 traz a formulação desta definição:

$$\dot{E}x_{dest,UTA} = \dot{m}_{OA}ex_{OA} + \dot{m}_{RA}ex_{RA} - \dot{m}_{SA}ex_{SA} + \dot{m}_{AG}(ex_{EAG} - ex_{SAG}) - \dot{m}_w ex_w \quad (5.7)$$

Finalmente, a avaliação da eficiência exergética da UTA convencional é aplicada conforme a equação 5.8, onde o sistema é identificado como um trocador de calor cujo fluido “frio” é a água gelada e o “quente” é o ar úmido processado. Tal raciocínio consiste na aplicação da formulação de eficiência proposta equação 3.62 e do estado de referência descrito pela equação 3.59.

$$\eta_{ex,UTA} = 1 - \frac{\dot{E}x_{dest,UTA}}{\dot{m}_{AG}(ex_{EAG} - ex_{SAG})} \quad (5.8)$$

Destaca-se que a análise somente pode ser desenvolvida conforme descrito até aqui se forem definidos parâmetros operacionais da serpentina de água gelada. O princípio básico destes sistemas consiste em fixar as temperaturas ou entalpias de entrada e saída da água gelada pelas serpentinas de modo que as condições de operação

das unidades de resfriamento de líquido (URL), ou *chillers*, operem da forma mais constante possível.

Uma das técnicas mais comuns aplicadas em sistemas de HVAC prediais para atingir esta meta é a aplicação do regime de vazão variável do sistema de água gelada. A figura 5.2 representa de forma simplificada este tipo de operação. Os controladores recebem informações de sensores de temperatura da água gelada na saída das UTA, visando corrigir as variações energéticas através da variação da vazão. Para isto, a informação sobre esta variação é repassada às bombas de rotação variável do circuito secundário (BAGS). A massa de água gelada que não é demandada por estas bombas, é reconduzida às URL através de uma tubulação de “*by-pass*”, pela atuação constante das bombas do circuito primário (BAGP). Outro sensor de temperatura no circuito primário atua sobre o circuito de refrigeração das URL, podendo desligá-las ou fazê-las operar em carga parcial, caso a demanda térmica esteja reduzida. Toda esta lógica é plenamente reversível conforme o aumento da demanda térmica das zonas atendidas, e apresenta uma operação eficiente quando possui um sistema de controle adequado e um balanceamento hidráulico bem executado durante a instalação e nos períodos de manutenção.

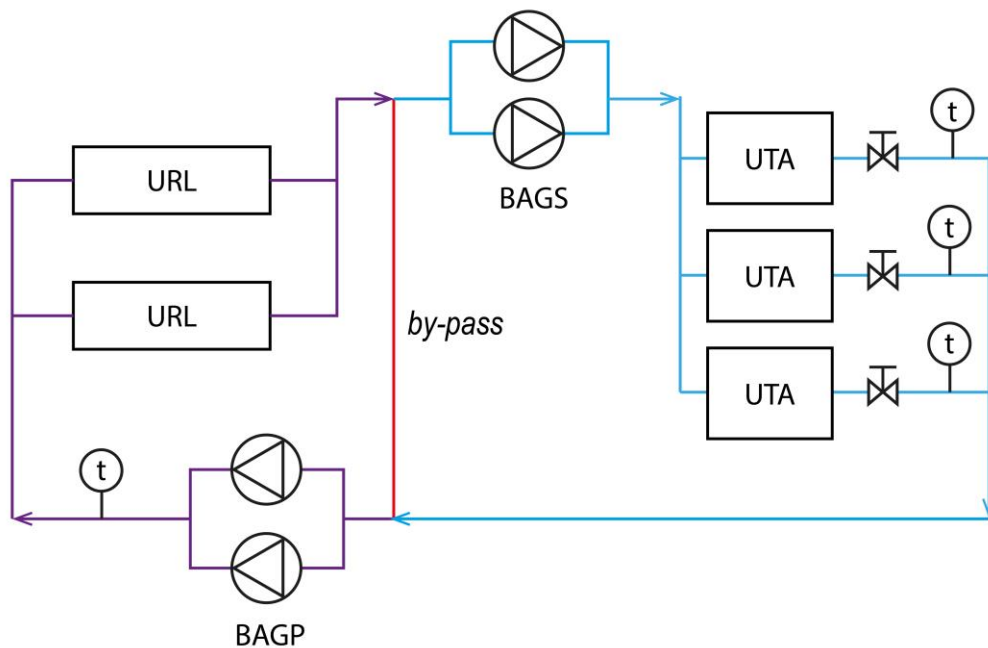


Figura 5.2 Esquema de operação do sistema de água gelada de vazão variável

Trazendo esta técnica de projeto para aplicação da análise da exergia no “lado ar” do sistema, torna-se possível padronizar as propriedades termodinâmicas de entrada e saída da água gelada na serpentina de resfriamento, e conseqüentemente obter valores de vazão de água gelada através do balanço de energia do módulo de resfriamento da UTA, de acordo com a situação de projeto, ou de condições operacionais específicas, considerando a variação de cargas do sistema.

O balanço de energia citado também possui um termo referente à energia removida pela desumidificação presente no processo, caracterizada pela formação do condensado na superfície da serpentina de resfriamento. Nenhuma condensação ocorrerá até que a corrente de ar próxima à superfície da serpentina atinja o ponto de orvalho. Porém, a temperatura de saída da água condensada é uma variável que muitos autores simplificam, considerando-a como igual à temperatura da corrente de ar na saída do módulo de resfriamento, embora tal hipótese não possa ser verificada sem uma análise específica da serpentina de resfriamento. Assim, nesta pesquisa, a temperatura do condensado será considerada a média aritmética das temperaturas de entrada e saída de água gelada, que por sua vez serão aplicadas com valores típicos de projeto, conforme descrito nas equações 5.9a, b, e c.

$$t_{EAG} = 7^{\circ}\text{C} \qquad t_{SAG} = 12,5^{\circ}\text{C}$$

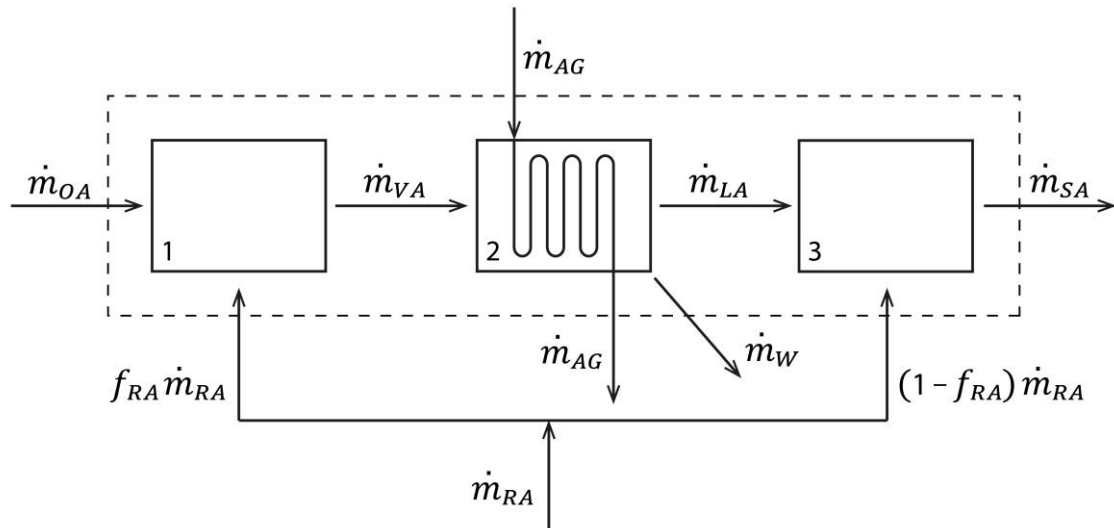
$$t_w = \frac{t_{EAG} + t_{SAG}}{2} = 9,75^{\circ}\text{C}$$

(5.9a, b, c)

Esta interpretação tem como base o fato de que o condensado ainda mantém contato com a superfície da serpentina, o que pressupõe a continuidade de uma transferência de calor indireta entre condensado e água gelada, ou seja, a condução de calor ocorre do condensado para a parede de tubo da serpentina e desta para a corrente de água gelada. Logo, as temperaturas estabelecidas para a água gelada como condição de projeto, também são consideradas limites para a temperatura do condensado. Independente desta aplicação, a irrelevância energética da condensação sobre a carga requerida à serpentina é senso comum entre projetistas de HVAC, a ponto de desprezarem tal parcela nos cálculos de dimensionamento de sistemas.

5.2. Sistema com unidade de tratamento de ar com registro (*damper*) de desvio

Uma modificação aplicada para melhorar o desempenho do sistema com UTA convencional é o emprego de um desvio do ar de recirculação (RA) para jusante da serpentina de resfriamento, conforme representado na figura 5.3. Estes desvios são possíveis com o emprego de acessórios conhecidos como *dampers* ou registros instalados na rede de dutos ou no gabinete das UTA.



1 1º Módulo de mistura 2 Módulo de resfriamento 3 2º Módulo de mistura

Figura 5.3 Volume de controle do sistema UTA com *damper* de desvio

AZEVEDO (2013) destaca que este sistema pode ser aplicado em zonas com regime de carga parcial e como alternativa em relação aos sistemas de reaquecimento. Sobre esta primeira aplicação, as cargas internas de recintos ou zonas podem eventualmente variar, bastando simplesmente uma alteração de condições de algumas das suas fontes de calor, como o desligamento de equipamentos ou lâmpadas, redução de ocupantes ou a própria variação diária do clima, alterando os ganhos da envoltória. Assim, a abertura do desvio do fluxo de ar de recirculação permite que seja reduzida a carga sobre a serpentina de resfriamento de modo proporcional a variação destas cargas internas.

A utilização do desvio como alternativa ao reaquecimento é indicada em sistemas de resfriamento, onde normalmente $t_{OA} > t_{RA}$. Nesta aplicação, a condição do ar na entrada da serpentina de resfriamento passa ter um incremento energético se comparada a um sistema convencional, devido à alteração da proporção do ar exterior (OA) no módulo de mistura, que cresce não pelo aumento da sua vazão, fixada nas condições de projeto em sistemas de vazão constante, mas pela redução da vazão de recirculação. As condições de insuflação também são alteradas, porém não mais através de um processo de aquecimento sensível, mas devido a uma segunda mistura adiabática, ocorrida a jusante do módulo de resfriamento. Isto significa que o reaquecimento é obtido sem uma nova fonte de energia acoplada ao sistema, além das necessárias para prover o fluxo de massa de ar pelos ventiladores e às associadas ao resfriamento, já operantes na UTA convencional.

O funcionamento deste tipo de sistema ocorre do seguinte modo: o *damper* da admissão de ar exterior permanece aberto permitindo o fluxo requerido de renovação, enquanto os *dampers* de retorno podem ser controlados conforme a variação das cargas internas. Numa aplicação em que a variação não seja relevante, não haverá necessidade da variação de abertura dos *dampers* de retorno em relação às condições estabelecidas no projeto. Nos sistemas de equações 5.10, 5.11 e 5.12 é possível verificar as equações dos balanços de massa, energia, entropia e exergia do sistema com *damper* de desvio.

- Módulo de mistura na entrada da UTA:

$$\text{Balanço de massa de ar seco:} \quad f_{RA}\dot{m}_{RA} + \dot{m}_{OA} = \dot{m}_{VA}$$

$$\text{Balanço de umidade:} \quad f_{RA}\dot{m}_{RA}w_{RA} + \dot{m}_{OA}w_{OA} = \dot{m}_{VA}w_{VA}$$

$$\text{Balanço de energia:} \quad f_{RA}\dot{m}_{RA}h_{RA} + \dot{m}_{OA}h_{OA} = \dot{m}_{VA}h_{VA}$$

$$\text{Balanço de entropia:} \quad f_{RA}\dot{m}_{RA}s_{RA} + \dot{m}_{OA}s_{OA} + \dot{S}_{ger,mis,i} = \dot{m}_{VA}s_{VA}$$

$$\begin{aligned} \text{Balanço de exergia:} \quad f_{RA}\dot{m}_{RA}ex_{RA} + \dot{m}_{OA}ex_{OA} + \dot{E}x_{dest,mis,i} \\ = \dot{m}_{VA}ex_{VA} \end{aligned}$$

(5.10a, b, c, d, e)

-Módulo de resfriamento:

$$\begin{aligned}
 \text{Balanço de massa de ar seco:} & \quad \dot{m}_{VA} = \dot{m}_{LA} \\
 \text{Balanço de umidade:} & \quad \dot{m}_{VA}w_{VA} = \dot{m}_{LA}w_{LA} + \dot{m}_w \\
 \text{Balanço de energia:} & \quad \dot{m}_{VA}h_{VA} + \dot{m}_{AG}h_{EAG} \\
 & \quad = \dot{m}_{LA}h_{LA} + \dot{m}_{AG}h_{SAG} + \dot{m}_wh_w \\
 \text{Balanço de entropia:} & \quad \dot{m}_{VA}s_{VA} + \dot{m}_{AG}s_{EAG} + \dot{S}_{ger,resf} \\
 & \quad = \dot{m}_{LA}s_{LA} + \dot{m}_{AG}s_{SAG} + \dot{m}_ws_w \\
 \text{Balanço de exergia:} & \quad \dot{m}_{VA}ex_{VA} + \dot{m}_{AG}ex_{EAG} \\
 & \quad = \dot{m}_{LA}ex_{LA} + \dot{m}_{AG}ex_{SAG} \\
 & \quad + \dot{m}_wex_w + \dot{E}x_{dest,resf}
 \end{aligned}$$

(5.11a, b, c, d, e)

- Módulo de mistura na saída da UTA:

$$\begin{aligned}
 \text{Balanço de massa de ar seco:} & \quad (1 - f_{RA})\dot{m}_{RA} + \dot{m}_{LA} = \dot{m}_{SA} \\
 \text{Balanço de umidade:} & \quad (1 - f_{RA})\dot{m}_{RA}w_{RA} + \dot{m}_{LA}w_{LA} = \dot{m}_{SA}w_{SA} \\
 \text{Balanço de energia:} & \quad (1 - f_{RA})\dot{m}_{RA}h_{RA} + \dot{m}_{LA}h_{LA} = \dot{m}_{SA}h_{SA} \\
 \text{Balanço de entropia:} & \quad (1 - f_{RA})\dot{m}_{RA}s_{RA} + \dot{m}_{LA}s_{LA} + \dot{S}_{ger,mis,o} \\
 & \quad = \dot{m}_{SA}s_{SA} \\
 \text{Balanço de exergia:} & \quad (1 - f_{RA})\dot{m}_{RA}ex_{RA} + \dot{m}_{LA}ex_{LA} + \dot{E}x_{dest,mis,o} \\
 & \quad = \dot{m}_{SA}ex_{SA}
 \end{aligned}$$

(5.12a, b, c, d, e)

Sendo f_{RA} o fator de desvio do ar recirculado dentre os dois módulos de mistura.

Por fim, definem-se as taxas de remoção de calor, de geração de entropia e de destruição de exergia nas equações 5.13, 5.14 e 5.15 sob as mesmas premissas de projeto do sistema de água gelada (temperaturas de entrada e saída conforme equação 5.9). A eficiência exergetica deste sistema também é definida conforme a equação 5.8.

$$\dot{Q}_{UTA} = \dot{m}_{SA}(h_{VA} - h_{LA}) \quad (5.13)$$

$$\dot{S}_{ger,UTA} = \dot{S}_{ger,misI} + \dot{S}_{ger,resf} + \dot{S}_{ger,misII} \quad (5.14)$$

$$\dot{E}x_{dest,UTA} = \dot{E}x_{dest,misI} + \dot{E}x_{dest,resf} + \dot{E}x_{dest,misII} \quad (5.15)$$

5.3. Sistema com unidade dedicada ao tratamento do ar exterior

A ideia básica do emprego de um DOAS (“*Dedicated Outdoor Air Systems*”), consiste “na divisão da carga de resfriamento, onde uma unidade é empregada exclusivamente para o tratamento da alta carga latente externa, enquanto unidades terminais são instaladas nas zonas, tratando a alta carga de resfriamento sensível do ar interno” (MORRIS, 2003). Esta unidade externa, o DOAS, é dimensionada conforme as taxas de renovação do ar exigidas no projeto.

Uma técnica de projeto coerente consiste na majoração da capacidade de desumidificação do ar exterior pelo DOAS, de modo a remover o máximo de carga latente da zona atendida. A descrição deste método de seleção por MORRIS (2003) consiste na identificação do estado de saída do ar exterior tratado pelo DOAS, denominado CA (“*conditioned air*”), a partir da determinação da sua razão de umidade, conforme equação 5.16, aplicando a carga térmica latente da zona atendida (RLH).

$$RLH = \dot{m}_{OA}h_{lv}^0(w_{RA} - w_{CA}) \quad (5.16)$$

A seguir, os sistemas de equações 5.17, 5.18 e 5.19 descrevem os balanços como nos sistemas anteriores, e definem-se as taxas de calor removido no DOAS e na UTA, de geração de entropia e de destruição de exergia do sistema completo nas equações 5.20, 5.21, 5.22 e 5.23. A eficiência exérgica pode ser quantificada de modo similar aos casos anteriores para a UTA e para o DOAS, como descrevem as equações 5.24 e 5.25.

-DOAS (módulo de tratamento do ar exterior):

Balanço de massa de ar seco: $\dot{m}_{OA} = \dot{m}_{CA}$

Balanço de umidade: $\dot{m}_{OA}w_{OA} = \dot{m}_{CA}w_{CA} + \dot{m}_{w,DOAS}$

Balanço de energia:
$$\begin{aligned} \dot{m}_{OA}h_{OA} + \dot{m}_{AG,DOAS}h_{EAG} \\ = \dot{m}_{CA}h_{CA} + \dot{m}_{AG,DOAS}h_{SAG} \\ + \dot{m}_{w,DOAS}h_w \end{aligned}$$

Balanço de entropia:
$$\begin{aligned} \dot{m}_{OA}s_{OA} + \dot{m}_{AG,DOAS}s_{EAG} + \dot{S}_{ger,DOAS} \\ = \dot{m}_{CA}s_{CA} + \dot{m}_{AG,DOAS}s_{SAG} \\ + \dot{m}_{w,DOAS}s_w \end{aligned}$$

Balanço de exergia:
$$\begin{aligned} \dot{m}_{OA}ex_{OA} + \dot{m}_{AG,DOAS}ex_{EAG} \\ = \dot{m}_{CA}ex_{CA} + \dot{m}_{AG,DOAS}ex_{SAG} \\ + \dot{m}_{w,DOAS}ex_w + \dot{E}x_{dest,DOAS} \end{aligned}$$

(5.17a, b, c, d, e)

- Módulo de mistura da UTA:

Balanço de massa de ar seco: $\dot{m}_{RA} + \dot{m}_{CA} = \dot{m}_{VA}$

Balanço de umidade: $\dot{m}_{RA}w_{RA} + \dot{m}_{CA}w_{CA} = \dot{m}_{VA}w_{VA}$

Balanço de energia: $\dot{m}_{RA}h_{RA} + \dot{m}_{CA}h_{CA} = \dot{m}_{VA}h_{VA}$

Balanço de entropia: $\dot{m}_{RA}s_{RA} + \dot{m}_{CA}s_{CA} + \dot{S}_{ger,mis} = \dot{m}_{VA}s_{VA}$

Balanço de exergia: $\dot{m}_{RA}ex_{RA} + \dot{m}_{CA}ex_{CA} + \dot{E}x_{dest,mis} = \dot{m}_{VA}ex_{VA}$

(5.18a, b, c, d, e)

-Módulo de resfriamento da UTA:

Balanço de massa de ar seco: $\dot{m}_{VA} = \dot{m}_{SA}$

Balanço de umidade: $\dot{m}_{VA}w_{VA} = \dot{m}_{SA}w_{SA} + \dot{m}_{w,UTA}$

Balanço de energia: $\dot{m}_{VA}h_{VA} + \dot{m}_{AG,UTA}h_{EAG}$
 $= \dot{m}_{SA}h_{SA} + \dot{m}_{AG,UTA}h_{SAG}$
 $+ \dot{m}_{w,UTA}h_w$

Balanço de entropia: $\dot{m}_{VA}s_{VA} + \dot{m}_{AG,UTA}s_{EAG} + \dot{S}_{ger,resf}$
 $= \dot{m}_{SA}s_{SA} + \dot{m}_{AG,UTA}s_{SAG}$
 $+ \dot{m}_{w,UTA}s_w$

Balanço de exergia: $\dot{m}_{VA}ex_{VA} + \dot{m}_{AG,UTA}ex_{EAG}$
 $= \dot{m}_{SA}ex_{SA} + \dot{m}_{AG,UTA}ex_{SAG}$
 $+ \dot{m}_{w,UTA}ex_w + \dot{E}x_{dest,resf}$

(5.19a, b, c, d, e)

$$\dot{Q}_{DOAS} = \dot{m}_{OA}(h_{OA} - h_{CA})$$

(5.20)

$$\dot{Q}_{UTA} = \dot{m}_{SA}(h_{VA} - h_{SA}) \quad (5.21)$$

$$\dot{S}_{ger,UTA} = \dot{S}_{ger,mis} + \dot{S}_{ger,resf} \quad (5.22)$$

$$\dot{E}x_{dest,UTA} = \dot{E}x_{dest,mis} + \dot{E}x_{dest,resf} \quad (5.23)$$

$$\eta_{ex,DOAS} = 1 - \frac{\dot{E}x_{dest,DOAS}}{\dot{m}_{AG,DOAS}(ex_{EAG} - ex_{SAG})} \quad (5.24)$$

$$\eta_{ex,UTA} = 1 - \frac{\dot{E}x_{dest,UTA}}{\dot{m}_{AG,UTA}(ex_{EAG} - ex_{SAG})} \quad (5.25)$$

Considerando o volume controle do sistema DOAS+UTA, definem-se taxa de destruição de exergia e a eficiência exergética deste sistema nas equações 5.26 e 5.27, determinados segundo os mesmos critérios dos sistemas anteriores:

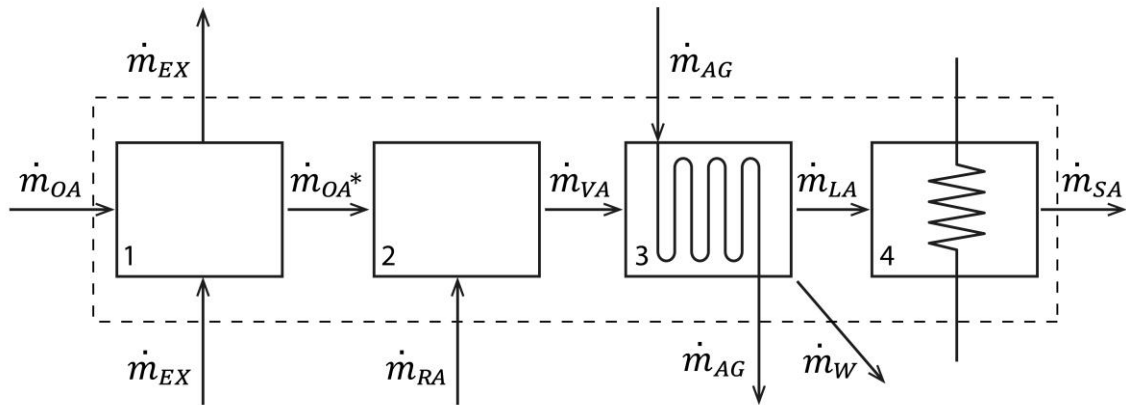
$$\dot{E}x_{dest,sistema} = \dot{E}x_{dest,DOAS} + \dot{E}x_{dest,UTA} \quad (5.26)$$

$$\eta_{ex,sistema} = 1 - \frac{\dot{E}x_{dest,sistema}}{(\dot{m}_{AG,DOAS} + \dot{m}_{AG,UTA})(ex_{EAG} - ex_{SAG})} \quad (5.27)$$

5.4. Sistema com recuperação de calor sensível

Conforme descrito na revisão bibliográfica, o HRV atua na transferência de calor entre as correntes de ar exterior e de exaustão, sem mistura entre estas, caracterizando-se como um trocador de calor de placas fixas que formam uma superfície

de transferência, de acordo como o modelo indicado em OGULATA e DOBA (1997). A associação deste dispositivo com uma UTA, formando um único sistema de HVAC (HRV+UTA), é representada na figura 5.5.



1 HRV 2 Módulo de mistura 3 Módulo de resfriamento 4 Módulo de reaquecimento

Figura 5.5 Volume de controle do sistema HRV+UTA

O sistema de equações 5.28 é aplicável ao HRV, com a identificação das condições resultantes dos processos sensíveis sobre o ar exterior e o ar de exaustão. A corrente de exaustão, que não foi efetivamente utilizada em nenhum dos outros sistemas citados, possui importante papel no sistema de recuperação, pois atua como meio de rejeição da carga sensível de ar exterior. Assim, ela é identificada como um fluxo que deixa o recinto na condição “RA”, e recebe um incremento de calor sensível no HRV, aumentando de temperatura de modo a se caracterizar a condição descrita pelo subscrito “EX”. Já o ar exterior “OA” é pré-resfriado pela perda desta mesma quantidade calor sensível no HRV e admitido pelo módulo de mistura da UTA, cuja condição é identificada no subscrito “OA*”.

Balances de massa de ar seco $\dot{m}_{OA} + \dot{m}_{RA} = \dot{m}_{OA^*} + \dot{m}_{EX}$

Balanco de umidade $\dot{m}_{OA}w_{OA} + \dot{m}_{RA}w_{RA} = \dot{m}_{OA^*}w_{OA^*} + \dot{m}_{EX}w_{EX}$

Balanco de energia $\dot{m}_{OA}h_{OA} + \dot{m}_{RA}h_{RA} = \dot{m}_{OA^*}h_{OA^*} + \dot{m}_{EX}h_{EX}$

$$\begin{aligned}
\text{Balanço de entropia} \quad \dot{m}_{OA} s_{OA} + \dot{m}_{RA} s_{RA} + \dot{S}_{ger,HRV} \\
= \dot{m}_{OA^*} s_{OA^*} + \dot{m}_{EX} s_{EX}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\text{Balanço de exergia} \quad \dot{m}_{OA} ex_{OA} + \dot{m}_{RA} ex_{RA} \\
= \dot{m}_{OA^*} ex_{OA^*} + \dot{m}_{EX} ex_{EX} \\
+ \dot{E}x_{dest,HRV}
\end{aligned}$$

(5.28a, b, c, d, e)

Interpretando estas equações e identificando que, pela ausência de mistura entre os fluxos no HRV, as razões de umidade não se alteram neste dispositivo ($w_{EX} = w_{RA}$ e $w_{OA} = w_{OA^*}$), de modo que as taxas de transferência de calor, geração de entropia e destruição de exergia do HRV são descritas como:

$$\dot{Q}_{HRV} = \dot{m}(h_{OA} - h_{OA^*}) \tag{5.29}$$

$$\dot{S}_{ger,HRV} = \dot{m}(s_{OA^*} + s_{EX} - s_{OA} - s_{RA}) \tag{5.30}$$

$$\dot{E}x_{dest,HRV} = \dot{m}(ex_{OA} + ex_{RA} - ex_{OA^*} - ex_{EX}) \tag{5.31}$$

onde \dot{m} teve o subscrito omitido devido à igualdade entre os fluxos de massa no HRV.

Assim, destaca-se que a transferência de calor também se caracteriza como gerador de processos irreversíveis, como destacou OLIVEIRA Jr. (2013). A outra quantificação que comprova numericamente este conceito é a eficiência exérgica do HRV, que será escrita como uma aplicação da eficiência exérgica de trocadores de calor indicada em DINÇER e ROSEN (2015) na equação 5.32.

$$\eta_{ex,HRV} = 1 - \frac{\dot{E}x_{dest,HRV}}{\dot{m}(ex_{OA} + ex_{RA})} \quad (5.32)$$

Sobre a UTA, esta será apresentada dividida em três módulos, de mistura, de resfriamento e de reaquecimento, indicados na figura 5.5, idêntica à UTA convencional da seção 5.1. A possibilidade de aplicação do módulo de reaquecimento é válida, pois diferente do que ocorre no sistema com DOAS, o HRV não atua sobre cargas latentes. Entretanto, o grande benefício deste arranjo é identificado na composição do ar renovado “VA”, composto pela mistura entre o ar exterior pré-resfriado e o ar recirculado, resultando na redução da carga de resfriamento sensível da serpentina. Os sistemas de equações 5.33, 5.34 e 5.35 registram os balanços de propriedades do ar na UTA associada ao HRV.

- Módulo de mistura:

Balanço de massa de ar seco:

$$\dot{m}_{RA} + \dot{m}_{OA^*} = \dot{m}_{VA}$$

Balanço de umidade:

$$\dot{m}_{RA}w_{RA} + \dot{m}_{OA^*}w_{OA^*} = \dot{m}_{VA}w_{VA}$$

Balanço de energia:

$$\dot{m}_{RA}h_{RA} + \dot{m}_{OA^*}h_{OA^*} = \dot{m}_{VA}h_{VA}$$

Balanço de entropia:

$$\dot{m}_{RA}s_{RA} + \dot{m}_{OA^*}s_{OA^*} + \dot{S}_{ger,mis} = \dot{m}_{VA}s_{VA}$$

Balanço de exergia:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{RA}ex_{RA} + \dot{m}_{OA^*}ex_{OA^*} + \dot{E}x_{dest,mis} \\ = \dot{m}_{VA}ex_{VA} \end{aligned}$$

(5.33a, b, c, d, e)

-Módulo de resfriamento:

Balanço de massa de ar seco:

$$\dot{m}_{VA} = \dot{m}_{SA}$$

Balanço de umidade:

$$\dot{m}_{VA}w_{VA} = \dot{m}_{SA}w_{SA} + \dot{m}_w$$

$$\begin{aligned} \text{Balanço de energia:} \quad \dot{m}_{VA}h_{VA} + \dot{m}_{AG}h_{EAG} \\ = \dot{m}_{SA}h_{SA} + \dot{m}_{AG}h_{SAG} + \dot{m}_w h_w \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Balanço de entropia:} \quad \dot{m}_{VA}s_{VA} + \dot{m}_{AG}s_{EAG} + \dot{S}_{ger,resf} \\ = \dot{m}_{SA}s_{SA} + \dot{m}_{AG}s_{SAG} + \dot{m}_w s_w \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Balanço de exergia:} \quad \dot{m}_{VA}ex_{VA} + \dot{m}_{AG}ex_{EAG} \\ = \dot{m}_{SA}ex_{SA} + \dot{m}_{AG}ex_{SAG} \\ + \dot{m}_w ex_w + \dot{E}x_{dest,resf} \end{aligned}$$

(5.34a, b, c, d, e)

Nota: substitui-se o subscrito “SA” pelo “LA” no sistema de equações 5.34 para um sistema com o módulo de aquecimento operando, identificando que fluxo de saída do módulo de resfriamento será aquecido antes de ser insuflado no recinto.

- Módulo de aquecimento:

$$\text{Balanço de massa de ar seco:} \quad \dot{m}_{LA} = \dot{m}_{SA}$$

$$\text{Balanço de umidade:} \quad \dot{m}_{LA}w_{LA} = \dot{m}_{SA}w_{SA}$$

$$\text{Balanço de energia:} \quad \dot{m}_{LA}h_{LA} + \dot{Q}_{reaq} = \dot{m}_{SA}h_{SA}$$

$$\text{Balanço de entropia:} \quad \dot{m}_{LA}s_{LA} + \frac{\dot{Q}_{reaq}}{T_{SA}} + \dot{S}_{ger,reaq} = \dot{m}_{SA}s_{SA}$$

$$\begin{aligned} \text{Balanço de exergia:} \quad \dot{m}_{LA}ex_{LA} + \dot{Q}_{reaq} \left(1 - \frac{T_0}{T_{SA}}\right) \\ = \dot{m}_{SA}ex_{SA} + \dot{E}x_{dest,reaq} \end{aligned}$$

(5.35a, b, c, d, e)

As taxas de remoção de calor, geração de entropia e destruição de exergia, e a eficiência de exérgica da UTA podem ser obtidas com as mesmas equações 5.4, 5.5, 5.6 e 5.7 aplicadas ao sistema convencional, considerando os mesmos parâmetros da rede de água gelada. Porém, considerando o volume de controle que compreende todo o sistema, formado por HRV e UTA, definem-se as equações 5.36 e 5.37:

$$\dot{E}x_{dest,sistema} = \dot{E}x_{dest,HRV} + \dot{E}x_{dest,UTA} \quad (5.36)$$

$$\eta_{ex,sistema} = 1 - \frac{\dot{E}x_{dest,sistema}}{\dot{m}_{AG,UTA}(ex_{EAG} - ex_{SAG})} \quad (5.37)$$

Assim, com o levantamento de parâmetros, taxas e eficiências comuns para cada tipo de sistema citado, é possível realizar uma análise comparativa entre eles, verificando-os sobre um mesmo estudo de caso, descrito na próxima seção.

6. ANÁLISES E RESULTADOS

6.1. Caracterização do estudo de caso

A exemplo de outros estudos sobre sistemas de HVAC como NGUYEN *et al.* (2005), MARLETTA (2010) e AZEVEDO (2013), a avaliação de um determinado sistema ou arranjo pode ser realizada através da comparação deste sistema com outros sobre mesmas condições de projeto e operação. Seguindo esta metodologia, será considerado na análise o emprego dos sistemas abordados na seção anterior como sistemas unitários para condicionamento de ar de uma específica zona térmica sujeita às condições de projeto e de variação climática aplicada ao ar exterior da cidade do Rio de Janeiro, com base nos dados climatológicos do Aeroporto do Galeão, respectivamente disponíveis em ASHRAE (2017c) e ICEA (2018). O objetivo do sistema será manter uma condição de conforto estabelecida na temperatura de bulbo seco de 24°C e na umidade relativa do ar de 50%, além de promover a renovação do ar interno.

A zona térmica considerada no estudo de caso consiste em um único recinto de 8m x 5m, cuja planta baixa apresentada na figura 6.1, com uma ocupação prevista para o período entre 8h e 17h, por no máximo quinze pessoas. As cargas sensíveis internas serão consideradas exclusivamente como provenientes da própria ocupação, e de supostos processos, equipamentos e iluminação do recinto, considerando a ausência de infiltrações de ar exterior através de vãos de portas ou janelas, assim como a envoltória que será considerada sem exposição ao ambiente externo. Esta ressalva permite considerar que os efeitos da variação climática serão aplicados somente sobre a carga externa associada à renovação do ar. Estes dados básicos sobre o recinto são resumidos na tabela 6.1.

Sobre os requisitos de qualidade do ar, o recinto será classificado no critério da ANSI ASHRAE 62.1 (2010) como um “laboratório educacional”, onde são previstas as taxas específicas de admissão de ar exterior e de exaustão indicadas na tabela 6.2. O sistema de distribuição de ar será considerado com o grau máximo de eficiência da ANSI ASHRAE 62.1 (2010). A razão de calor sensível do recinto (RSHF) será discutida durante as análises, abordando diferentes valores sem alterar a carga total, fixada em 10 kW.

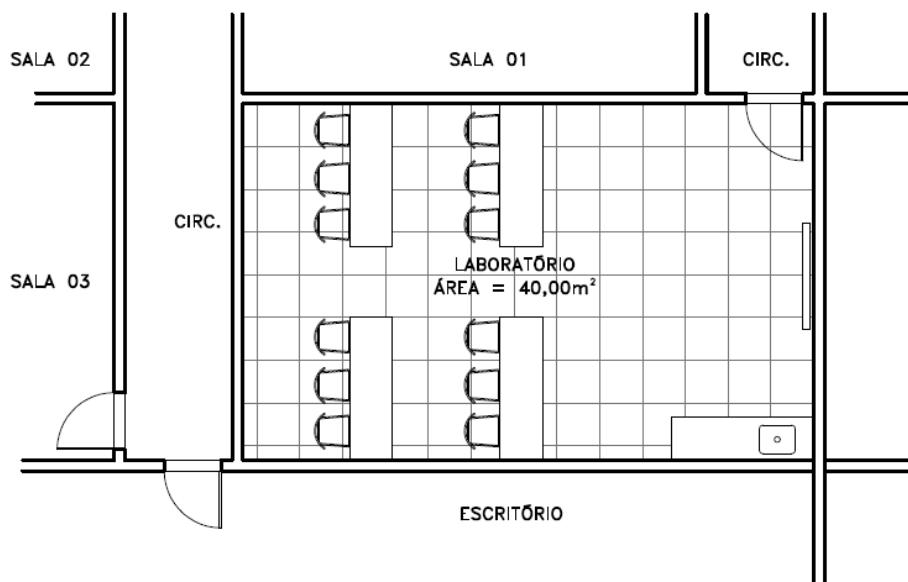


Figura 6.1 Planta baixa do recinto

Tabela 6.1 Dados gerais do recinto

Carga térmica total	10 kW
Ocupação	15 pessoas
Área	40 m ²
Condições de conforto (t_{RA} e ϕ_{RA})	24°C / 50%
Localização de referência	Galeão (Rio de Janeiro)

Tabela 6.2 Taxas de renovação do ar (padrão laboratórios educacionais), extraídas de ANSI ASHRAE 62.1 (2010)

Taxa de ar exterior pela área do recinto, R_a	0,9 l/s/m ²
Taxa de ar exterior pela ocupação do recinto, R_p	5 l/s/pessoa
Taxa de exaustão do ar interno pela área do recinto, R_{ex}	5 l/s/m ²

Além de informações inerentes ao recinto, serão estabelecidos os seguintes parâmetros gerais que permitem que os sistemas sejam comparados sobre as mesmas condições:

1 – Os sistemas serão analisados através da determinação de valores numéricos obtidos na mesma ferramenta computacional desenvolvida em MATLAB, cujos resultados de validação foram apresentados nas tabelas 4.1 e 4.2.

2 – Os dados de entrada referentes ao recinto, indicados na tabela 6.1 serão aplicados de forma idêntica a todos os sistemas.

3 – As condições de projeto definidas para o ar exterior obtidas em ASHRAE (2017c) com a frequência anual de 0,4% serão aplicadas como dados de entrada para o ar exterior em todos os sistemas. Embora a recomendação quanto ao foco do projeto varie entre sistemas conforme a própria ASHRAE (2017c) e MORRIS (2003), que recomendam o emprego de dados de projeto de desumidificação para o DOAS, a análise será uniformizada em todos os sistemas, aplicando sempre os dados de projeto de resfriamento, apresentados na tabela 3.2 para a localização considerada (Galeão, Rio de Janeiro). Assim, as análises que simularão condições de projeto em todos os sistemas avaliados considerará o ar exterior definido em função de $t_{OA} = 36,9^{\circ}\text{C}$; e $t^*_{OA} = 25^{\circ}\text{C}$.

4 – Já na análise da variação climática, todos os sistemas foram submetidos às mesmas condições indicadas para um determinado período do dia e do ano. Tais dados foram obtidas em ICEA (2018), conforme indicado na revisão bibliográfica. Os efeitos desta variação serão aplicados somente sobre as propriedades do ar exterior, e não implicando em alteração da carga interna do recinto. A variação da razão de calor sensível do recinto, mantendo a carga total de 10 kW, também será objetivo da análise, sendo que tal variação é considerada como efeito da alteração de processos internos, sem relação com o clima do ambiente externo, já que trata-se de um recinto interno da edificação.

5 – Para as vazões de ar exterior, \dot{m}_{OA} , e de exaustão, \dot{m}_{EX} será considerado o fluxo de massa de 0,234 kg/s, obtido na avaliação das taxas de renovação indicadas na norma ANSI ASHRAE 62.1 (2010), transcritas na tabela 6.2 e aplicadas nas equações 6.1 e 6.2, onde foi considerado o maior dos resultados obtidos em ambas as vazões, de forma que o balanço de massa do conjunto sistema e recinto atenda a condição descrita pela equação 6.3.

$$\dot{V}_{OA,requerida} = R_P \cdot Ocupação + R_A \cdot A_{recinto} \quad (6.1)$$

$$\dot{V}_{EX,requerida} = R_{EX} \cdot A_{recinto} \quad (6.2)$$

$$\dot{V}_{OA} = \dot{V}_{EX} = \max(\dot{V}_{OA,requerida}; \dot{V}_{EX,requerida}) \rightarrow \dot{m}_{OA} = \dot{m}_{EX} \quad (6.3)$$

6 – Todas as serpentinas de resfriamento foram idealizadas com fator de *by-pass* de 0,15, exceto a serpentina de resfriamento da unidade DOAS do sistema com tratamento do ar exterior dedicado, com valor de 0,05. Estes valores são típicos, baseados em CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY (2000), mas não refletem especificações diferentes que podem ser obtidas em serpentinas disponíveis no mercado para os sistemas analisados. O objetivo desta equalização do valor do fator de *by-pass* entre os sistemas foi tão somente de uniformizar as condições de análise, de modo que o processo de resfriamento e desumidificação da mistura ar exterior e ar recirculado seja aplicado à mesma serpentina em todos os casos.

7 – No mesmo sentido, todas as serpentinas de resfriamento operam com água gelada, com as condições de entrada e saída definidas nas equações 5.9.

8 – A análise de segunda lei dos sistemas será realizada nas abordagens psicrométricas de gases reais e ideais. No primeiro caso, serão realizados em cada um dos dispositivos e módulos dos sistemas, os seus respectivos balanços de propriedades indicados na seção 5 da presente dissertação, com aplicação da equação 3.58 para determinação das exergias específicas. Na abordagem de gases ideais, as exergias específicas serão obtidas através da equação 3.55, o que permitirá a realização do balanço de exergia do mesmo modo que na abordagem de gases reais, quantificando a taxa de destruição de exergia no dispositivo ou sistema analisado.

9 – Ainda sobre a análise de segunda lei, o estado de referência adotado foi descrito na equação 3.59, resumido como: ($t_0 = 25^\circ\text{C}$; $p_0 = p_{atm}$; $\psi_{0,v} = 0,0303$). Tal estado é caracterizado pela alta umidade ($\phi_0 > 90\%$) e pela temperatura superior a da condição

de conforto (t_{RA}) indicada na tabela 6.1, que o define como um estado pouco útil do ponto de vista energético, ou seja, um estado “morto” para aplicação em processos de resfriamento e desumidificação no contexto da pesquisa.

Definidos estes parâmetros, destacam-se a seguir as etapas da análise:

A - Análise hidrodinâmica e térmica do modelo de HRV adotado (OGULATA e DOBA, 1997), onde é realizada a simulação numérica do desenvolvimento do escoamento através dos canais do HRV, em uma análise específica para o sistema HRV+UTA.

B - Análise comparativa entre os tipos de sistemas apresentados em condições de projeto, realizada nas abordagens psicrométricas dos modelos de gás real de OLIVIERI *et al.* (1996), e de gases ideais de ASHRAE (2017d). Esta análise também inclui a comparação de resultados entre as duas abordagens.

C - Análise comparativa dos efeitos da variação da condição psicrométrica do ar exterior (OA), causada pela própria variação climática, onde os dados de entrada da simulação de projeto serão substituídos pelos dados estatísticos do ICEA, permitindo a plotagem de perfis de eficiência de cada sistema sobre diferentes aspectos, destacando também a possibilidade de variação do RSHF.

6.2. Análise hidrodinâmica e térmica do modelo de HRV adotado

Antes das análises comparativas entre os sistemas, será apresentada nesta seção uma análise específica para quantificar a capacidade de recuperação de calor do HRV do modelo de OGULATA e DOBA (1997), representado anteriormente na figura 2.2. Tal análise consiste na modelagem numérica das dimensões disponíveis do modelo, reproduzidas na tabela 6.3 e nas figuras 6.2a, que apresenta uma simplificação da vista lateral do HRV, e 6.2b, que reproduz a seção transversal triangular dos seus minicanais.

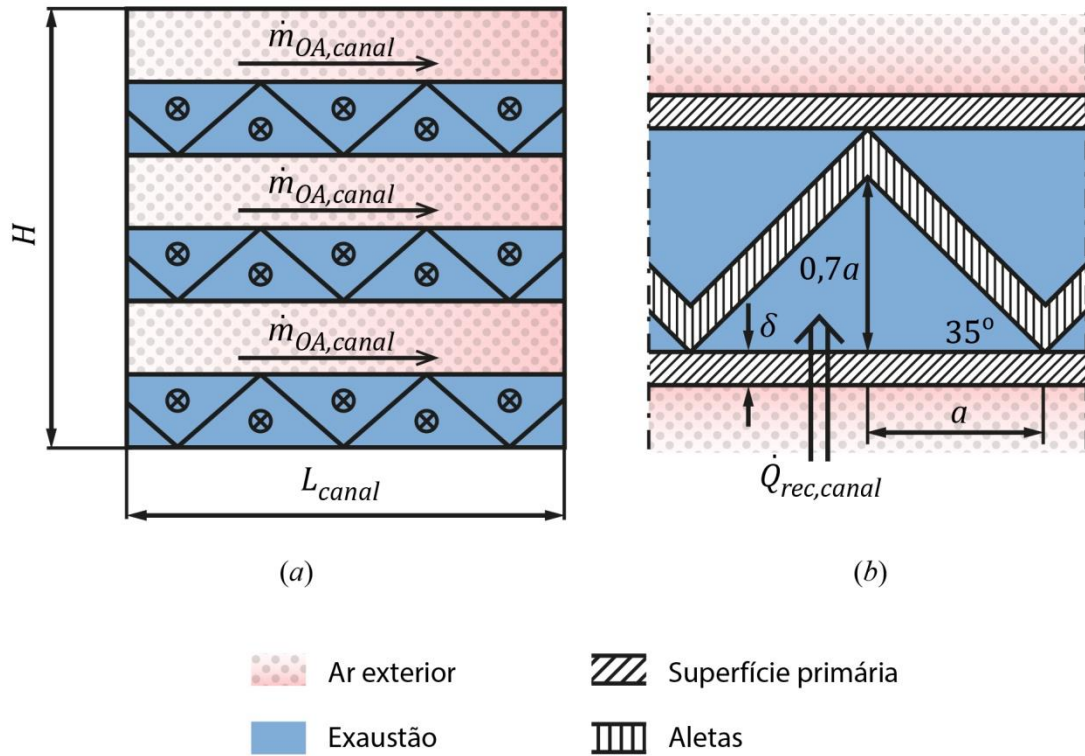


Figura 6.2 Esquema simplificado da vista lateral do HRV (a), e detalhes da seção transversal dos canais de escoamento (b), adaptado de OGULATA e DOBA (1997). O símbolo \otimes representa o sentido da corrente de exaustão, perpendicular ao sentido da corrente de ar exterior, indicada na figura pelo fluxo de massa $\dot{m}_{OA,canal}$. A quantidade de canais indicada na figura 6.2a é meramente ilustrativa, sendo tal quantidade determinada na equação 6.4.

Tabela 6.3 Dados geométricos do HRV, extraídos de OGULATA e DOBA (1997)

Dimensão característica da seção transversal dos canais, a	$1,7 \times 10^{-3} \text{ m}$
Razão de aspecto (altura/base) da seção transversal dos canais, α^*	0,3494
Comprimento dos canais, L_{canal}	0,35 m
Altura útil do HRV, H	0,35 m
Espessura da superfície primária, δ ; e das aletas, δ_{aleta}	$0,35 \times 10^{-3} \text{ m}$

Nas figuras 6.2a e b também é possível observar que os minicanais são formados pelos espaços entre as placas horizontais que impedem a mistura de fluidos e atuam como uma superfície primária de transferência de calor, e as aletas que formam uma superfície estendida de transferência de calor. Esta observação é aplicada na sequência da análise, onde a capacidade de recuperação de calor do HRV é identificada como a taxa de transferência de calor (\dot{Q}_{rec}), que ocorre da corrente de ar exterior na condição de projeto de resfriamento, citado no item 3 da seção 6.1 ($t_{OA} = 36,9^{\circ}\text{C}$, $t_{OA}^* = 25,0^{\circ}\text{C}$); para a corrente de exaustão, cujo ar é proveniente do recinto na condição de conforto, indicada na tabela 6.1 como ($t_{RA} = 24^{\circ}\text{C}$, $\phi_{RA} = 50\%$). Na figura 6.2b, a taxa de transferência de calor foi indicada por canal através do termo $\dot{Q}_{rec,canal}$.

A obtenção de \dot{Q}_{rec} depende de outras grandezas obtidas na análise do escoamento nos minicanais do HRV. Assim sendo, os dados geométricos da tabela 6.3 foram aplicados nas equações 6.4 e 6.5 para determinar a quantidade de canais por fluido (n_{canal}) e as velocidades médias do ar exterior e da exaustão por canal ($u_{m,canal}$) do HRV, idênticas conforme o critério de determinação das suas respectivas vazões, descrito anteriormente no item 5 da seção 6.1.

$$n_{canal} = n_{canais,filas} \times n_{filas} = \left(2 \cdot \frac{L_{canal}}{2a}\right) \left(\frac{L_{canal}}{2} \cdot \frac{1}{0,7a}\right) \cong 205 \times 146 = 29930 \quad (6.4)$$

$$u_{m,canal} = \begin{cases} \frac{\dot{V}_{OA}/n_{canal}}{A_{canal}} = \frac{\dot{V}_{OA,canal}}{A_{canal}} \\ \frac{\dot{V}_{EX}/n_{canal}}{A_{canal}} = \frac{\dot{V}_{EX,canal}}{A_{canal}} \end{cases}$$

$$\dot{V}_{OA} = \dot{V}_{EX} \therefore u_{m,canal} = \frac{\dot{V}_{canal}}{0,7a^2}$$

(6.5a, b)

Com estas definições, também foi possível a identificação do regime laminar do escoamento, através da determinação do número de Reynolds (Re) na equação 6.6;

$$Re = \frac{\rho u_{m,canal} D_h}{\mu} = \frac{\rho u_{m,canal}}{\mu} \frac{4a(0,7a/2)}{a + \sqrt{a^2 + 4(0,7a/2)^2}} \cong \frac{\rho u_{m,canal}}{\mu} 0,63a \quad (6.6)$$

onde ρ é a massa específica do ar, e μ é a viscosidade do ar, obtidas para as condições de temperatura e umidade do ar exterior através de tabela indicada em INCROPERA *et al.* (2014). O diâmetro hidráulico D_h da seção triangular isósceles foi aplicado conforme SHAH e SEKULIC (2003).

Para avaliação da região de entrada hidrodinâmica (RE-H) do escoamento, foi aplicada uma correlação indicada por SHAH e SEKULIC (2003) para escoamentos em regime laminar em canais de seção transversal triangular isósceles, apresentada a seguir na equação 6.7, em função da razão de aspecto α^* , indicada anteriormente na tabela 6.3. Esta correlação possibilita a determinação do fator de atrito de Fanning (f) para o escoamento totalmente desenvolvido hidrodinamicamente (ETD-H). Assim, o gráfico da figura 6.3 representa a variação do produto ($f_{app} \cdot Re$), que inclui o efeito do atrito na entrada do canal, em função do comprimento adimensional $x^+ = x/(D_h Re)$.

$$f \cdot Re = 12(1 - 0,0115\alpha^* + 1,7099\alpha^{*2} - 4,3394\alpha^{*3} + 4,27332\alpha^{*4} - 1,5817\alpha^{*5} + 0,0599\alpha^{*6})$$

$$f_{app} \cdot Re = \frac{4}{x^+} + (f \cdot Re)$$

(6.7a, b)

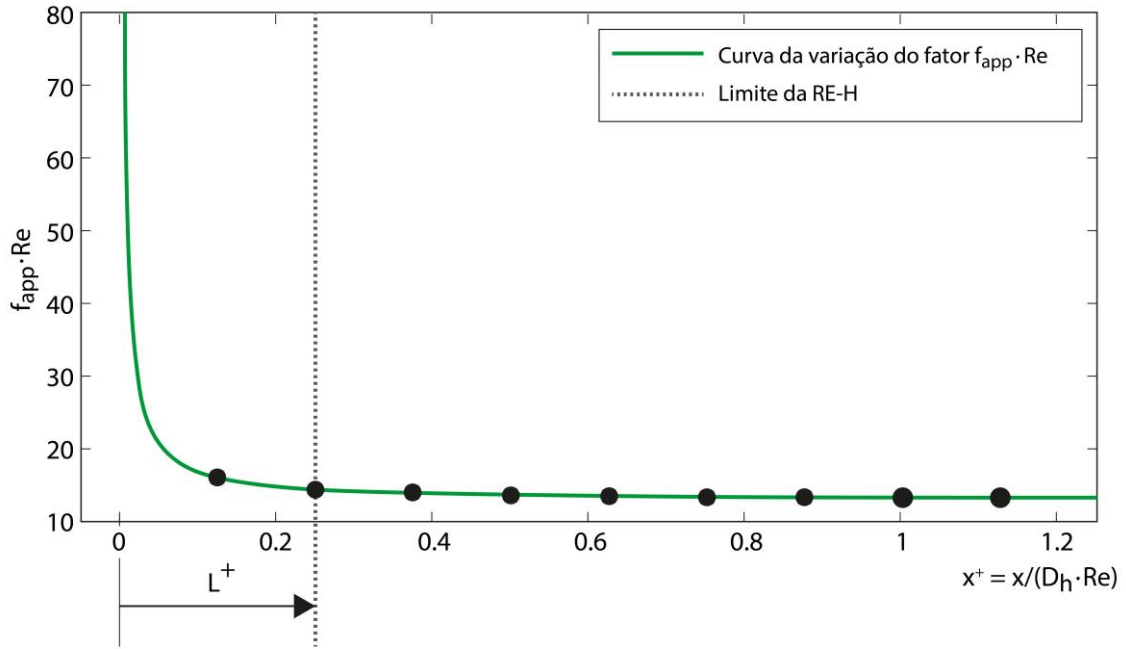


Figura 6.3 Variação de $f_{app} \cdot Re$ pelo comprimento adimensional x^+ para o escoamento nos canais do HRV

Similarmente, também foi aplicada a correlação indicada na equação 6.8 para transmissão do calor no regime laminar do escoamento propostas por SHAH e LONDON (1978) para determinação do número de Nusselt local (Nu_x) na condição de fluxo de calor constante na superfície de transferência de calor do canal. Tais valores, obtidos em função do comprimento adimensional $x^* = 1/Gz = x / (D_h Re Pr)$ do canal, são aplicados no gráfico da figura 6.4, que permite identificar a região de entrada térmica (RE-T) e a condição de escoamento totalmente desenvolvido (ETD-T).

$$Nu_x = 0,517(f \cdot Re)^{1/3}(x^*)^{-1/3}$$

(6.8)

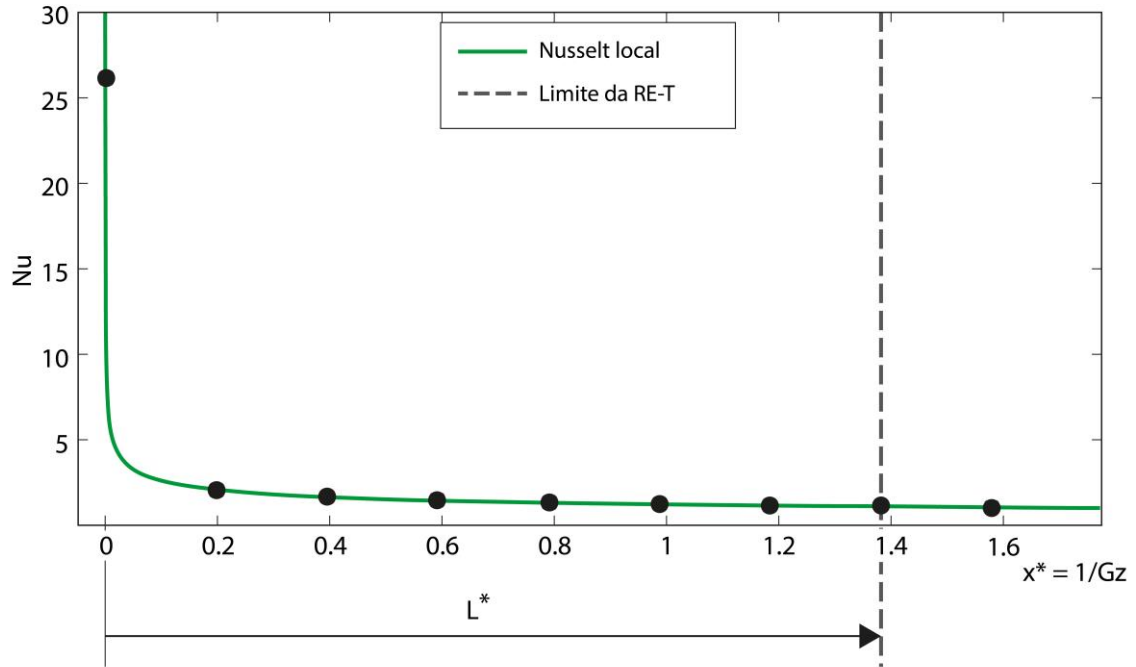


Figura 6.4 Variação de Nu_x pelo comprimento adimensional x^* para o escoamento nos canais do HRV

Para a determinação dos comprimentos da RE-H e RE-T, designados pelas cotas L^+ e L^* nas figuras 6.3 e 6.4, foi adotado um critério de avaliação em que os comprimentos adimensionais dos canais x^+ e x^* foram tomados em nove pontos, identificados pelos símbolos \bullet nas respectivas figuras. Avaliando $(f_{app} \cdot Re)$ e Nu_x para cada ponto, os desenvolvimentos hidrodinâmico e térmico foram considerados para os pontos em que tais grandezas variavam menos de 5% do valor obtido para ponto anterior. As equações 6.9a e b apresentam a formulação deste critério.

$$L^+ = x_i^+ \rightarrow (f_{app} \cdot Re)_{x_{i-1}^+} > (f_{app} \cdot Re)_{x_i^+} > 0,95(f_{app} \cdot Re)_{x_{i-1}^+}$$

$$L^* = x_i^* \rightarrow Nu_{x_{i-1}^*} > Nu_{x_i^*} > 0,95Nu_{x_{i-1}^*}$$

(6.9 a, b)

Concluídos estes levantamentos sobre os desenvolvimentos hidrodinâmico e térmico do escoamento nos canais do HRV, a tabela 6.4 apresenta a lista dos grupos adimensionais obtidos até este ponto da análise. Como foi citado na determinação do número de Reynolds, os números de Mach (Ma) e Prandtl (Pr) também foram obtidos

em função das condições de temperatura e umidade do ar exterior, utilizando tabelas das propriedades de calor específico (C_p), condutividade térmica (k) e velocidade do som (c) de OLIVIERI *et al.* (1996), INCROPERA *et al.* (2014), e KUNDU e COHEN (2008). Observando os valores obtidos, foi confirmado que o escoamento do ar através dos minicanais do HRV se dá no regime subsônico, incompressível e laminar.

Tabela 6.4 Grupos adimensionais calculados na análise do HRV

Número de Mach, Ma	$9,8 \times 10^{-3}$	Fator de Fanning corrigido, f_{app} , para ETD-H	0,061
Número de Reynolds, Re	236	Número de Nusselt, Nu , para ETD-T	1,089
Número de Prandtl, Pr	0,723	Comprimento adimensional da RE-H, L^+	0,257
Fator de Fanning, f , para ETD-H	0,055	Comprimento adimensional da RE-T, L^*	1,381

Na sequência, a variação do coeficiente de convecção é visualizada no gráfico da figura 6.5 em função do comprimento dimensional do canal, sendo aplicado o mesmo critério de avaliação local, destacando os cálculos realizados em um ponto muito próximo da entrada do canal ($x \rightarrow 0$) e o ponto dimensional correspondente a L^* , onde se identifica um coeficiente de convecção associado ao ETD-T, indicado como $h_{c,ETD-T}$. Estes pontos correspondem também aos pontos inicial e final da RE-T, e permitem a obtenção de um valor médio do coeficiente de convecção do canal para situação estudada, identificado a seguir com o termo $h_{c,m}$.

$$h_{c,m} = \frac{h_{c,x \rightarrow 0} + h_{c,ETD-T}}{2}$$

$$h_{c,x \rightarrow 0} = \frac{Nu_{x^* \rightarrow 0} \cdot k}{D_h}$$

$$h_{c,ETD-T} = \frac{Nu_{x^*=L^*} \cdot k}{D_h}$$

(6.10 a, b, c)

onde k corresponde a condutividade térmica do ar exterior.

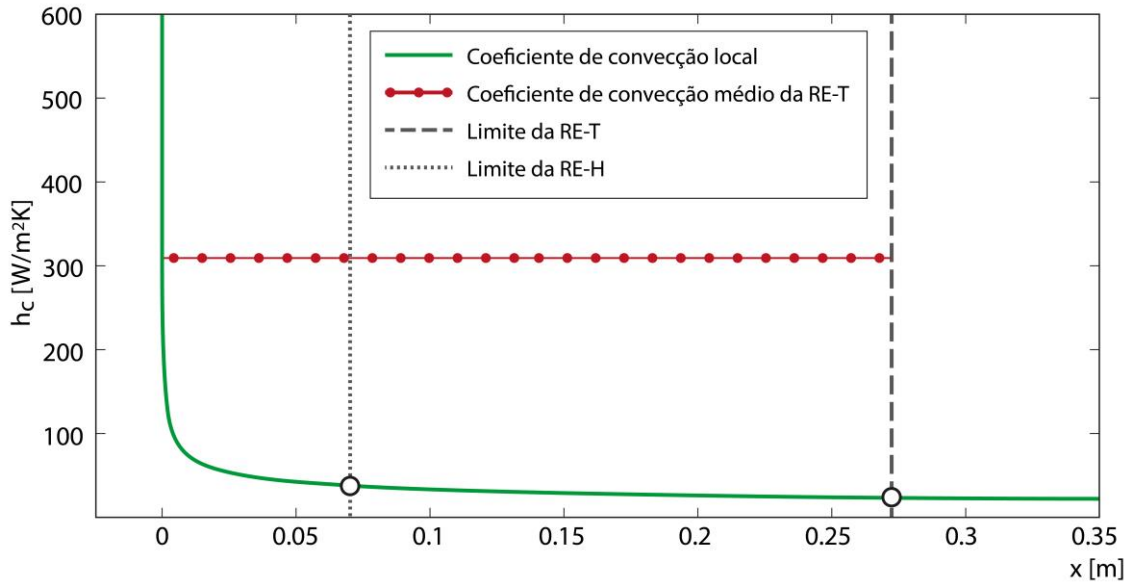


Figura 6.5 Variação do coeficiente de convecção h_c em função do comprimento dos canais de escoamento do HRV

Com o coeficiente de convecção médio determinado, utiliza-se o procedimento indicado em SHAH e SEKULIC (2003), para determinação do produto do coeficiente global médio pela respectiva área efetiva de transferência de calor do HRV ($U_m A$) através da soma das resistências térmicas à condução (R_k) e à convecção (R_c), descrita na equação 6.11a. Não há diferença entre as resistências à convecção dos canais de ar exterior e de exaustão, permitindo concluir o desenvolvimento com a equação 6.11b:

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_m A} &= R_{c,OA} + R_k + R_{c,EX} = \frac{1}{(h_{c,m} \eta_0 A)_{OA}} + \frac{\delta}{k_{Al} A_p} + \frac{1}{(h_{c,m} \eta_0 A)_{EX}} \\ &= \frac{1}{h_{c,m} (A_p + \eta_{aleta} A_{aleta})_{OA}} + \frac{\delta}{k_{Al} A_p} + \frac{1}{h_{c,m} (A_p + \eta_{aleta} A_{aleta})_{EX}} \\ &= \frac{\delta}{k_{Al} A_p} + \frac{2}{h_{c,m} (A_p + \eta_{aleta} A_{aleta})} \end{aligned}$$

logo:

$$U_m A = \left[\frac{\delta}{k_{Al} A_p} + \frac{2}{h_{c,m} (A_p + \eta_{aleta} A_{aleta})} \right]^{-1} \quad (6.11a, b)$$

onde k_{Al} é a condutividade térmica do material (alumínio) da superfície primária de transferência de calor, indicado em OGULATA e DOBA (1997), cuja área corresponde ao termo A_p ; e A_{aleta} é a área da superfície de contato das aletas com a corrente de ar. Estas áreas, avaliadas por canal, são obtidas com aplicação dos dados da figura 6.2 e da tabela 6.3:

$$A_{p,canal} = 2a \cdot L_{canal}$$

$$A_{aleta,canal} = 2 \left(\frac{a}{\cos 35^\circ} \cdot L_{canal} \right) \quad (6.12a, b)$$

Ainda sobre a equação 6.11, o termo η_0 indica a eficiência global da superfície de transferência de calor, enquanto η_{aleta} indica a eficiência das aletas, expressa para seção triangular por SHAH e MUELLER (1985) conforme reproduzido na equação 6.13. A aproximação indicada na equação 6.14 é aplicada por SHAH e SEKULIC (2003) para a condição $\delta_{aleta} \ll L_{canal}$, justificada para esta análise através dos valores indicados anteriormente na tabela 6.3. O mesmo material da superfície primária foi considerado para construção das aletas, consistindo na aplicação de k_{Al} na equação 6.14.

$$\eta_{aleta} = \frac{\tanh(m \cdot l/2)}{m \cdot l/2} \quad (6.13)$$

$$m = \left[\frac{2h_{c,m}}{k_{Al} \delta_{aleta}} \left(1 + \frac{\delta_{aleta}}{L_{canal}} \right) \right]^{1/2} \cong \left[\frac{2h_{c,m}}{k_{Al} \delta_{aleta}} \right]^{1/2} \quad (6.14)$$

SHAH e SEKULIC (2003) também propõem a correção do coeficiente global médio U_m devido o efeito do comprimento de entrada para trocadores de fluxo cruzado, através da aplicação do fator de correção κ , determinado conforme a equação 6.15.

$$\begin{aligned} \kappa &= 1 - \frac{0,44 + 0,23R_k(2\eta_0 h_{c,m}A)}{6,1 + 3R_k(2\eta_0 h_{c,m}A) + 2R_k^2(\eta_0 h_{c,m}A)^2} = \\ &= 1 - \frac{0,44 + 0,23 \frac{\delta}{k_{Al}A_p} [2h_{c,m}(A_p + \eta_{aleta}A_{aleta})]}{6,1 + 3 \left\{ \frac{\delta [2h_{c,m}(A_p + \eta_{aleta}A_{aleta})]}{k_{Al}A_p} \right\} + 2 \left\{ \frac{\delta [h_{c,m}(A_p + \eta_{aleta}A_{aleta})]}{k_{Al}A_p} \right\}^2} \end{aligned} \quad (6.15)$$

Desta forma, o coeficiente global corrigido \bar{U} é determinado conforme a equação 6.16a, permitindo a aplicação da relação indicada na equação 6.16b.

$$\bar{U} = U_m \cdot \kappa$$

$$\bar{U}A = U_m A \cdot \kappa$$

(6.16a, b)

Definindo a área total de transferência de calor do HRV (A) como a soma entre as áreas A_p e A_{aleta} , valores locais e médios do coeficiente global podem ser quantificados. Portanto, assim como foi avaliada a variação de h_c na figura 6.5, o gráfico da figura 6.6 representa o comportamento local de U em função do comprimento do canal, e compara seus respectivos valores de U_m e \bar{U} , obtidos através da aplicação das equações 6.11 e 6.16.

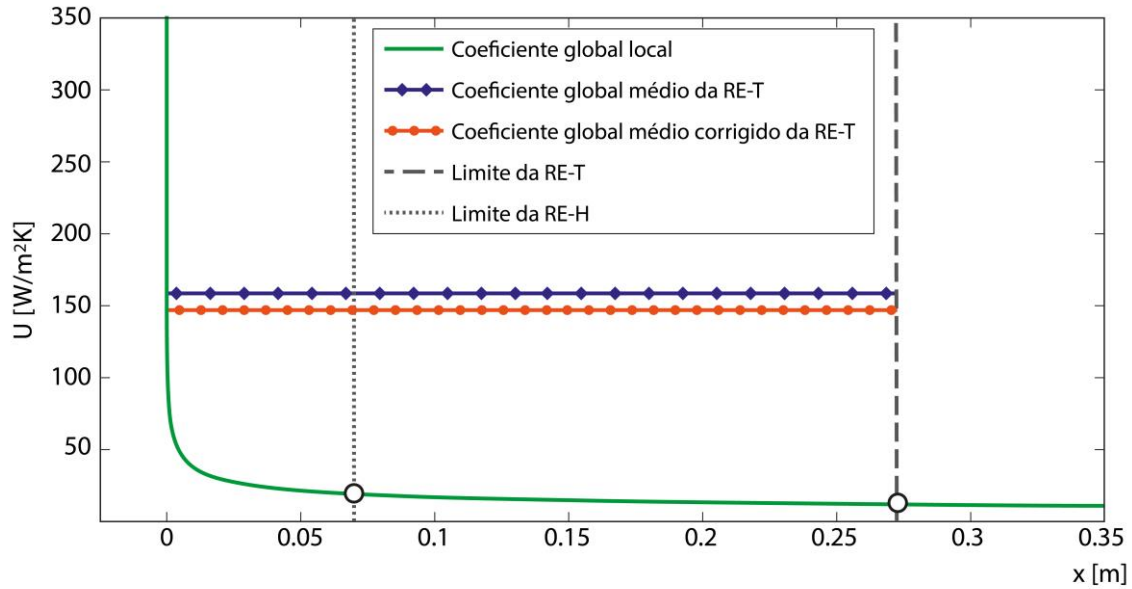


Figura 6.6 Variação do coeficiente global de transferência de calor U em função do comprimento dos canais de escoamento do HRV

Outra a determinação possível pela definição $A = A_p + A_{aleta}$ é da eficiência η_0 , conforme a seguinte expressão:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_{aleta}}{A} (1 - \eta_{aleta}) \quad (6.17)$$

Assim, o produto $\bar{U}A$, obtido anteriormente na equação 6.16b, é empregado na aplicação do método ε -NTU para trocadores de fluxo cruzado sem mistura, indicado em INCROPERA *et al.* (2014) conforme as equações a seguir:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \left(\frac{1}{C_r} \right) NTU^{0,22} [\exp(-C_r NTU^{0,78}) - 1] \right\} \quad (6.18)$$

$$NTU = \frac{\bar{U}A}{C} \quad (6.19)$$

$$C = C_{OA} = C_{EX} \therefore C_r = \frac{C_{OA}}{C_{EX}} = 1$$

(6.20)

onde NTU é número de unidades de transferência do HRV, e $C = \dot{m}Cp$, representa a taxa de capacidade calorífica da corrente de ar. A efetividade (ε) do HRV e as demais grandezas relacionadas à transferência de calor obtidas na análise têm seus valores indicados na tabela 6.5.

Tabela 6.5 Grandezas relacionadas à transferência de calor no HRV

Coeficiente médio de convecção na RE-T, $h_{c,m}$	310,1 W/m ² K
Coeficiente global médio de transferência de calor, U_m	159,1 W/m ² K
Coeficiente global de transferência de calor corrigido, \bar{U}	147,7 W/m ² K
Eficiência da superfície de transferência de calor do HRV, η_0	0,998
Número de unidades de transferência do HRV, NTU	48,3
Efetividade do HRV, ε	0,898

Por fim, as temperaturas médias das correntes de ar na saída do HRV são obtidas através das equações 6.21a e b aplicando as temperaturas já conhecidas das condições de entrada ($t_{OA} = 36,9^\circ\text{C}$ e $t_{RA} = 24^\circ\text{C}$); e os cálculos da taxa de transferência de calor, \dot{Q}_{rec} , e do fluxo de calor pela área total de transferência, q'' , do HRV são realizados conforme as equações 6.22a e b, sendo seus valores indicados na tabela 6.6.

$$\varepsilon = \frac{t_{OA} - t_{OA^*}}{t_{OA} - t_{RA}} \rightarrow t_{OA^*} = t_{OA} - \varepsilon(t_{OA} - t_{RA})$$

$$\varepsilon = \frac{t_{EX} - t_{RA}}{t_{OA} - t_{RA}} \rightarrow t_{EX} = t_{RA} + \varepsilon(t_{OA} - t_{RA})$$

(6.21a, b)

$$\dot{Q}_{rec} = \varepsilon \dot{Q}_{max} = \varepsilon C (t_{OA} - t_{RA})$$

$$q'' = \dot{Q}_{rec} / A$$

(6.22a, b)

Tabela 6.6 Resultados da aplicação do HRV nas condições de projeto de resfriamento

Temperatura de bulbo seco do ar exterior na saída do HRV, t_{OA^*}	25,3 °C
Temperatura de bulbo seco da exaustão, t_{EX}	35,8 °C
Taxa de transferência de calor, \dot{Q}_{rec}	2,8 kW
Fluxo de calor equivalente, q''	35,4 W/m ²

Vale aqui o destaque de que as correntes de ar não apresentam perfis de temperatura uniformes na saída de trocadores de calor de fluxo cruzado, conforme representado na figura 6.7. Assim, as temperaturas indicadas na tabela 6.6 devem ser entendidas como temperaturas médias de mistura adiabática, avaliadas numa estação imediatamente posterior a saída do HRV, já dentro do duto que realiza uma mistura das diversas correntes que atravessam os minicanais.

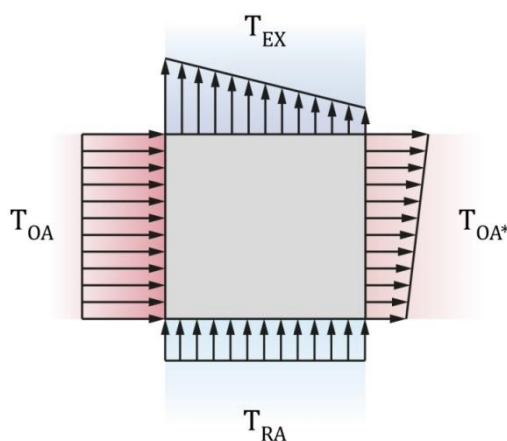


Figura 6.7 Perfis de temperatura das correntes de ar na entrada e na saída dos canais de escoamento do HRV, extraído de OGULATA e DOBA (1997)

Este entendimento é válido tanto para o duto de ar exterior pré-resfriado (OA*), quanto para o duto de exaustão (EX). Entretanto, só haveria interesse no detalhamento térmico da exaustão se houvesse algum outro tipo de recuperação para outros sistemas prediais. Precauções específicas sobre a saída de exaustão se restringem ao seu posicionamento e velocidade, indicadas em ABNT (2008), devidas à possibilidade da exaustão ser captada por outros sistemas de HVAC ou impelida pelo vento às aberturas de janelas ou tomadas de ar de edificações vizinhas.

Assim, concluindo esta análise, a capacidade de recuperação do modelo de OGULATA e DOBA (1997) nas condições de projeto simuladas foi de 2,8 kW, aplicada a seguir no sistema HRV+UTA da análise exergética da próxima seção.

6.3. Análise exergética em condições de projeto

Na revisão bibliográfica foi apresentada a abordagem de cálculos psicrométricos utilizando o modelo de gás real, detalhada em OLIVIERI *et al.* (1996). A aplicação desta abordagem será feita sobre as condições de projeto de resfriamento dos sistemas de HVAC indicados na seção 5 desta dissertação, permitindo elaboração da análise exergética de cada sistema. Estes resultados serão comparados com os resultados de cálculos realizados na abordagem de gases ideais.

Iniciando pelo sistema HRV+UTA, observa-se que a análise da seção anterior permite a determinação da carga sensível de ar exterior pré-resfriado (*OASH*) na equação 6.23, aplicando o valor de t_{OA^*} da tabela 6.6.

$$OASH = \dot{m}_{OA} C p_a (t_{OA^*} - t_{RA}) \quad (6.23)$$

Aplicando uma razão de calor sensível do recinto $RSHF = 0,8$, sobre a carga térmica total do recinto definida na seção 6.1 como 10 kW, definem-se os ganhos de calor sensível *RSH*, e de calor latente *RLH*, respectivamente com 8 kW e 2 kW. Aplicando o valor de *RSH*, e o fator de *by-pass* (*FBP*) da serpentina de resfriamento da UTA, também definida como parâmetro na seção 6.1, é determinada a carga sensível efetiva sobre o recinto (*ERSH*) na equação 6.24.

$$ERSH = RSH + (FBP \cdot OASH) \quad (6.24)$$

Conforme CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY (2000), a definição $ERSH$ é aplicada na determinação da vazão de insuflação de ar necessária para o resfriamento do recinto, como descreve a equação 6.25. Esta é a vazão de ar do ventilador da UTA, correspondente aos termos \dot{m}_{SA} e \dot{m}_{VA} , visualizados nos balanços de propriedades da UTA (equações 5.33 e 5.34).

$$\dot{m}_{VA} = \dot{m}_{SA} = \frac{ERSH}{Cp_a(1 - FBP)(t_{RA} - t_{adp})} \quad (6.25)$$

Onde t_{adp} , é a temperatura do ponto de orvalho da serpentina da UTA. Assim, a condição do ar insuflado no recinto (SA) é definida em função da temperatura e da razão de umidade, aplicando o balanço de energia do recinto em termos das cargas sensível e latente, conforme as equações 6.26 e 6.27.

$$RSH = \dot{m}_{SA} Cp_a (t_{RA} - t_{SA})$$

$$t_{SA} = t_{RA} - \frac{RSH}{\dot{m}_{SA} Cp_a} \quad (6.26a, b)$$

$$RLH = \dot{m}_{SA} h_{lv}^0 (w_{RA} - w_{SA})$$

$$w_{SA} = w_{RA} - \frac{RLH}{\dot{m}_{SA} h_{lv}^0} \quad (6.27a, b)$$

Definidas as propriedades da condição SA, a condição do ar renovado (VA) pode ser obtida tanto pelo balanço de propriedades do módulo de mistura como pelo módulo de resfriamento (novamente as equações 5.33 e 5.34). Assim, todas as propriedades psicrométricas para as seis condições do ar ao longo do sistema (OA, OA*, RA, EX, VA, SA) são obtidas. Os resultados desta aplicação, resumidos na tabela 6.7,

foram calculados na abordagem de gases reais, onde as exergias específicas foram determinadas através da equação 3.58.

Tabela 6.7 Propriedades das condições do ar na aplicação do sistema HRV+UTA para projeto de resfriamento com RSHF = 0,8, calculadas pela abordagem de gases reais

Condição	t [°C]	w [kg_v/kg_a]	h [kJ/kg_a]	s [kJ/kg_aK]	ex [kJ/kg_a]
OA	36,9	0,0151	75,793	0,2662	0,3525
OA*	25,3	0,0151	64,804	0,2268	0,1132
RA	24,0	0,0093	47,808	0,1717	0,5371
EX	35,8	0,0093	59,798	0,2115	0,6747
VA	24,5	0,0113	53,460	0,1914	0,3156
SA	12,0	0,0081	32,469	0,1188	0,9761

Através deste levantamento de propriedades, determina-se a capacidade de resfriamento do sistema pela equação 5.4. Na sequência, também é determinada a taxa de destruição de exergia do sistema, conforme a equação 5.36, ou pela identificação de um volume controle do sistema completo, cujo balanço de exergia desenvolvido com base nas exergias específicas da tabela 6.7 permite a definição da equação 6.28.

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{dest,sistema} = & \dot{m}_{OA}(ex_{OA} - ex_{EX}) + \dot{m}_{SA}(ex_{RA} - ex_{SA}) + \dot{m}_{AG}(ex_{EAG} - ex_{SAG}) \\ & - \dot{m}_w ex_w \end{aligned} \quad (6.28)$$

De modo similar, verifica-se também a equação 6.29, para eficiência exergética do sistema.

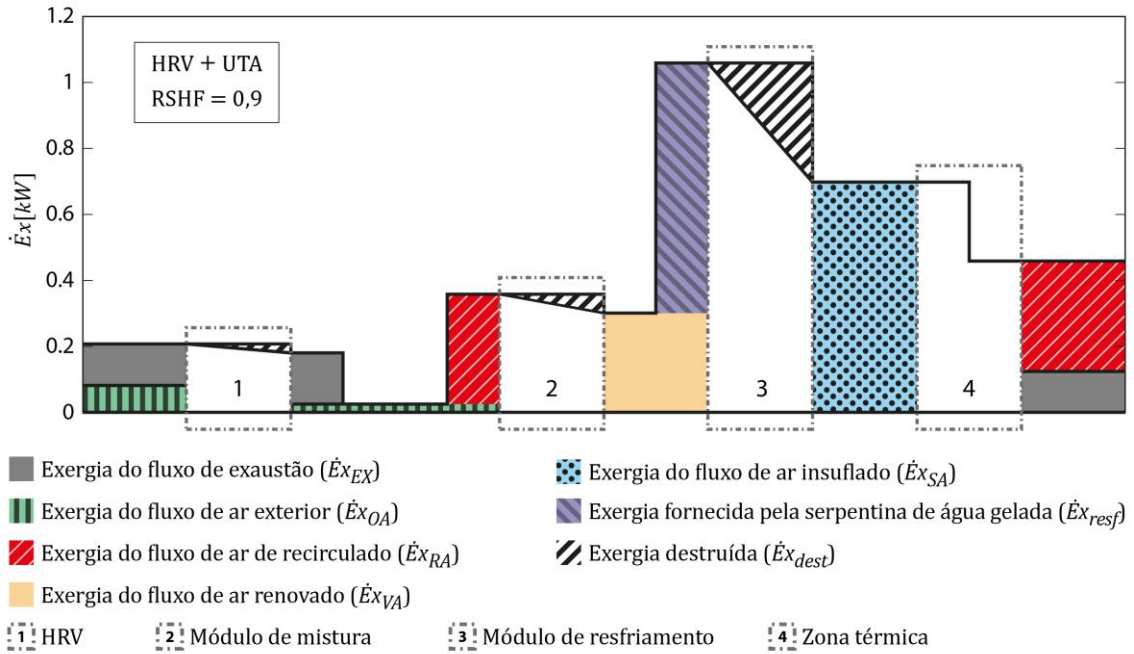
$$\eta_{ex,sistema} = \frac{\dot{m}_{SA}(ex_{SA} - ex_{RA}) + \dot{m}_{OA}(ex_{EX} - ex_{OA}) + \dot{m}_w ex_w}{\dot{m}_{AG}(ex_{EAG} - ex_{SAG})} \quad (6.29)$$

Estas grandezas também são obtidas da mesma forma na abordagem para gases ideais, diferenciando apenas pela determinação das exergias específicas pela equação 3.55. Isto permite comparar os resultados de cada abordagem aplicados ao mesmo sistema atuando sob as mesmas condições. A tabela 6.8 apresenta os resultados de ambas às abordagens.

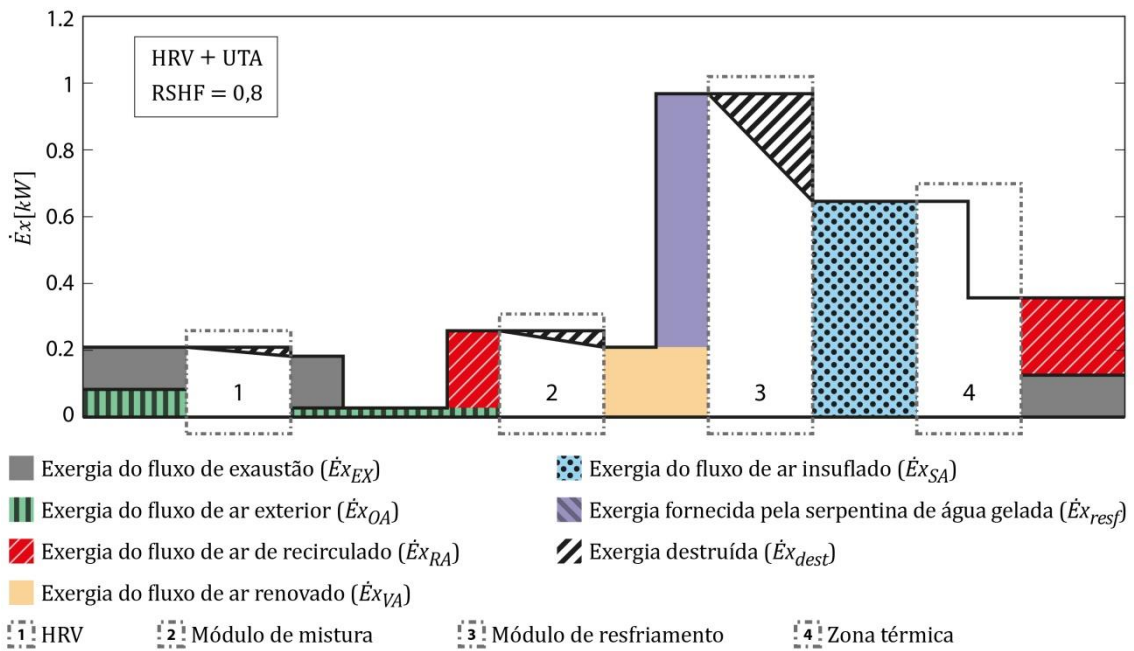
Tabela 6.8 Resultados da análise exergética da aplicação do sistema HRV+UTA para projeto de resfriamento com $RSHF = 0,8$, em ambas as abordagens de cálculo

Grandezas resultantes da análise	Gás real	Gás ideal
Vazão de insuflação requerida (\dot{m}_{SA})	0,663 kg/s	0,663 kg/s
Capacidade de resfriamento requerida (GTH)	13,9 kW	13,9 kW
Taxa de destruição de exergia ($\dot{E}x_{dest,sistema}$)	0,39 kW	0,39 kW
Eficiência exergética ($\eta_{ex,sistema}$)	48%	47%

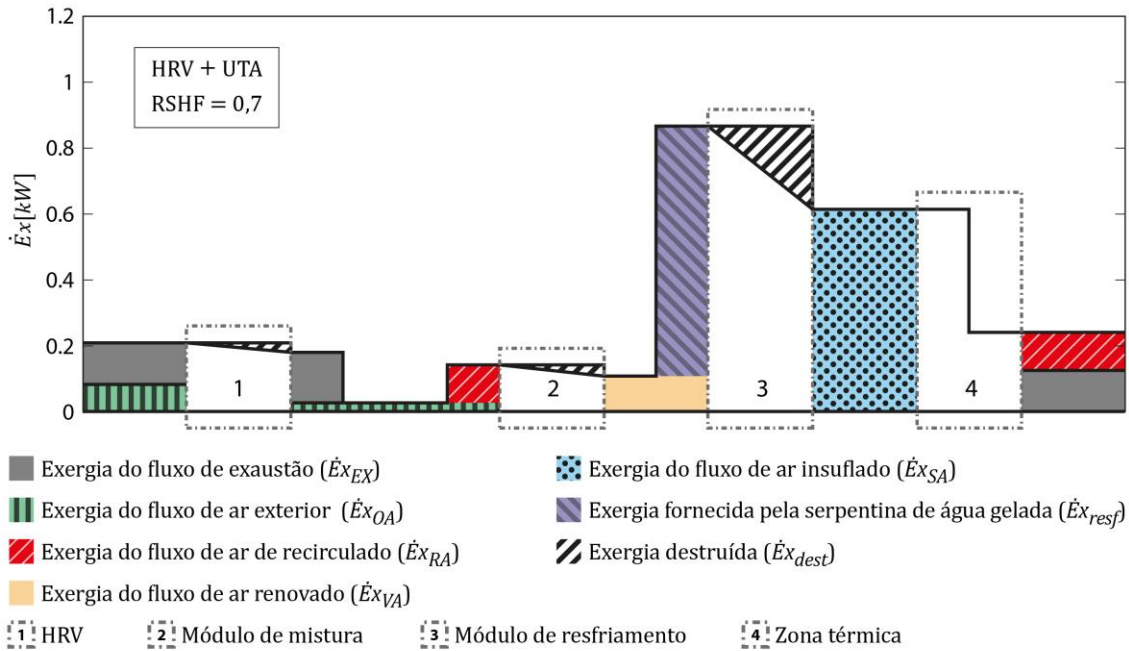
Uma expansão da análise consiste na verificação do comportamento do sistema diante de diferentes situações previstas para as cargas do recinto. Nesta perspectiva, serão apresentados os resultados quando se aplicam diferentes valores de $RSHF$, através das figuras 6.8a, b, c e d, que consistem em adaptações do diagrama de Grassmann, representando a variação de exergia nos estágios do sistema e no recinto, e das figuras 6.9a, b, c, e d que representam a proporção da destruição de exergia para cada módulo do sistema.



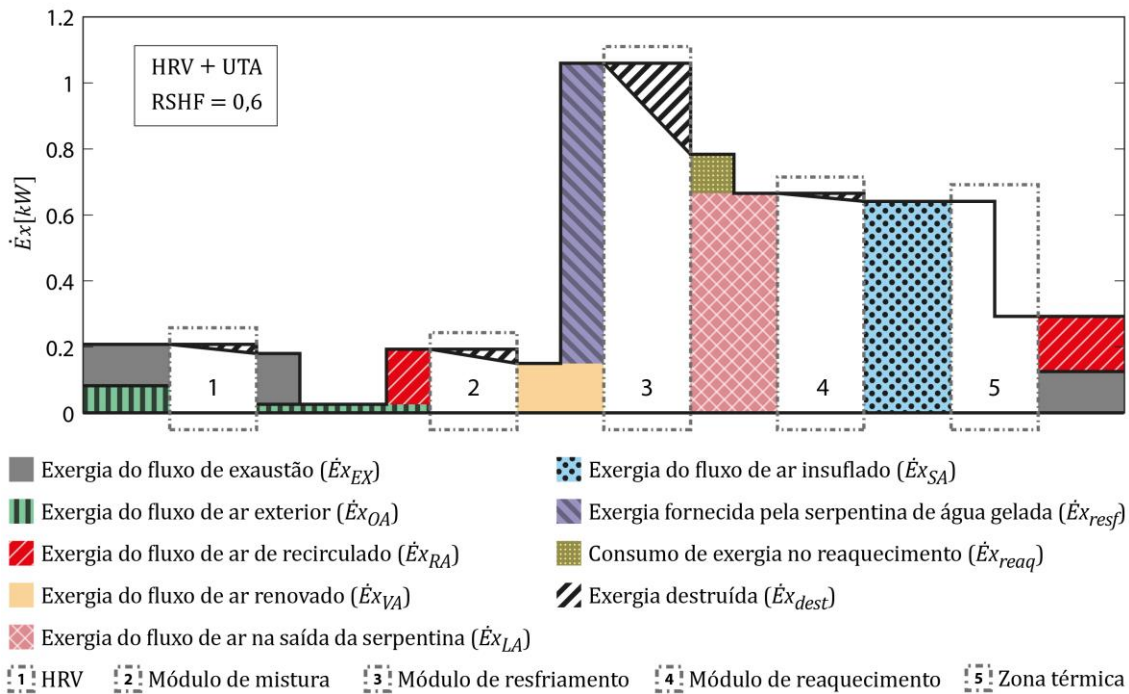
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 6.8 Diagramas de Grassmann representando os fluxos de exergia do sistema HRV+UTA em condições de projeto de resfriamento, calculadas na abordagem de gases reais, para RSHF = 0,9 (a), 0,8 (b); 0,7 (c) e 0,6 (d)

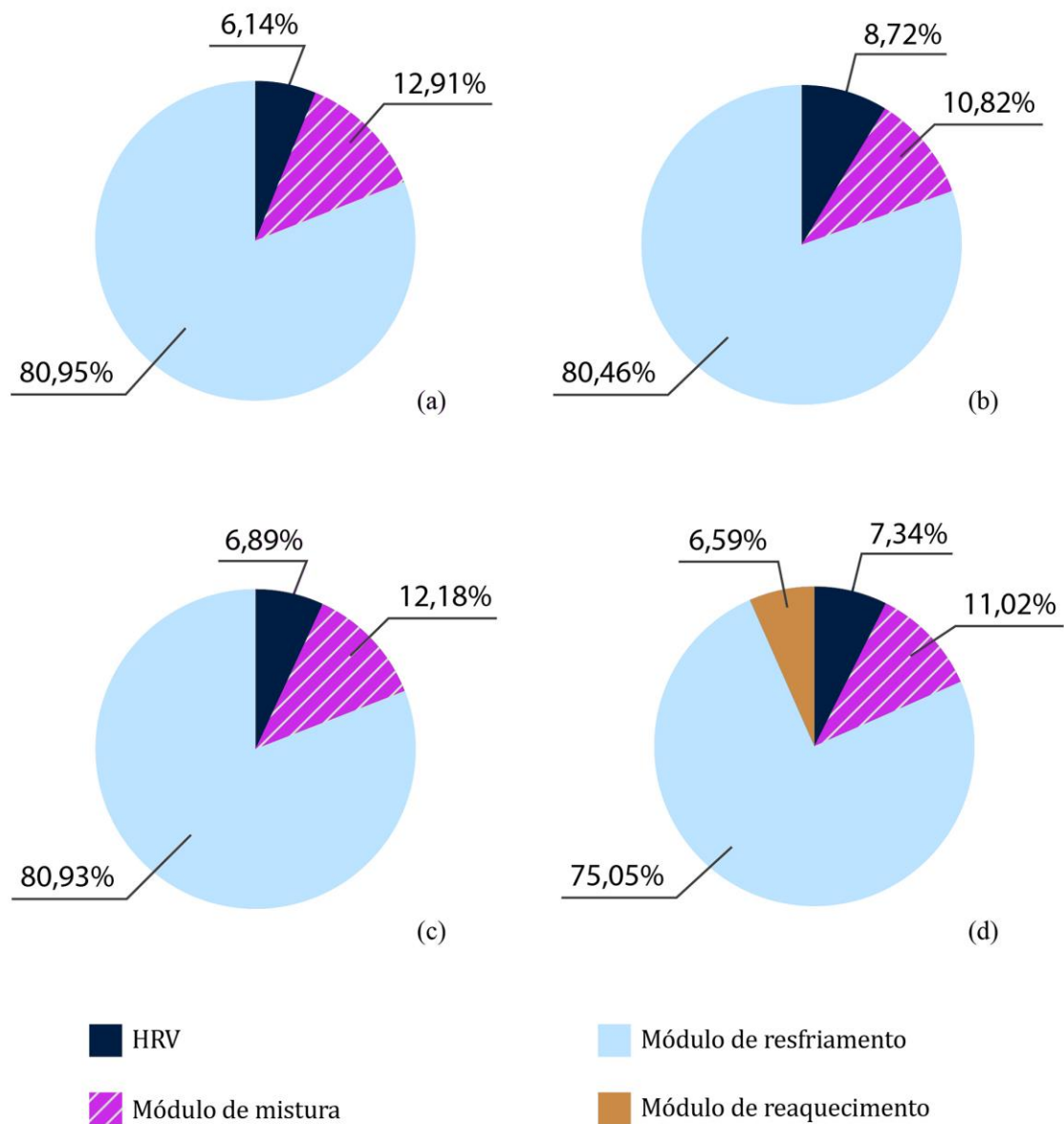
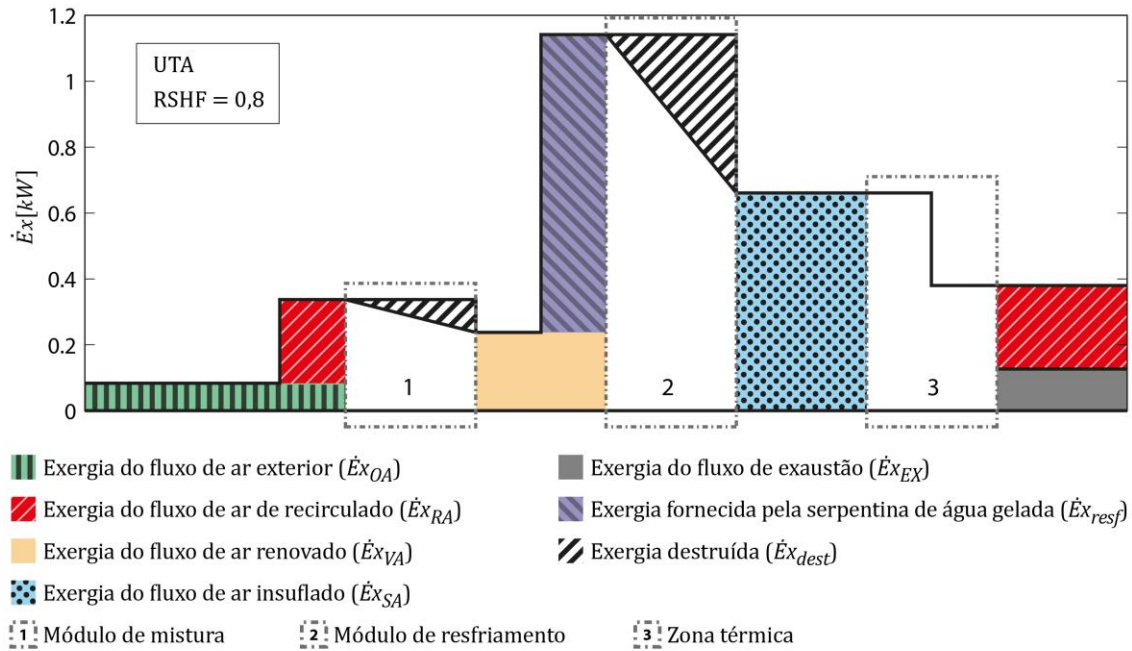
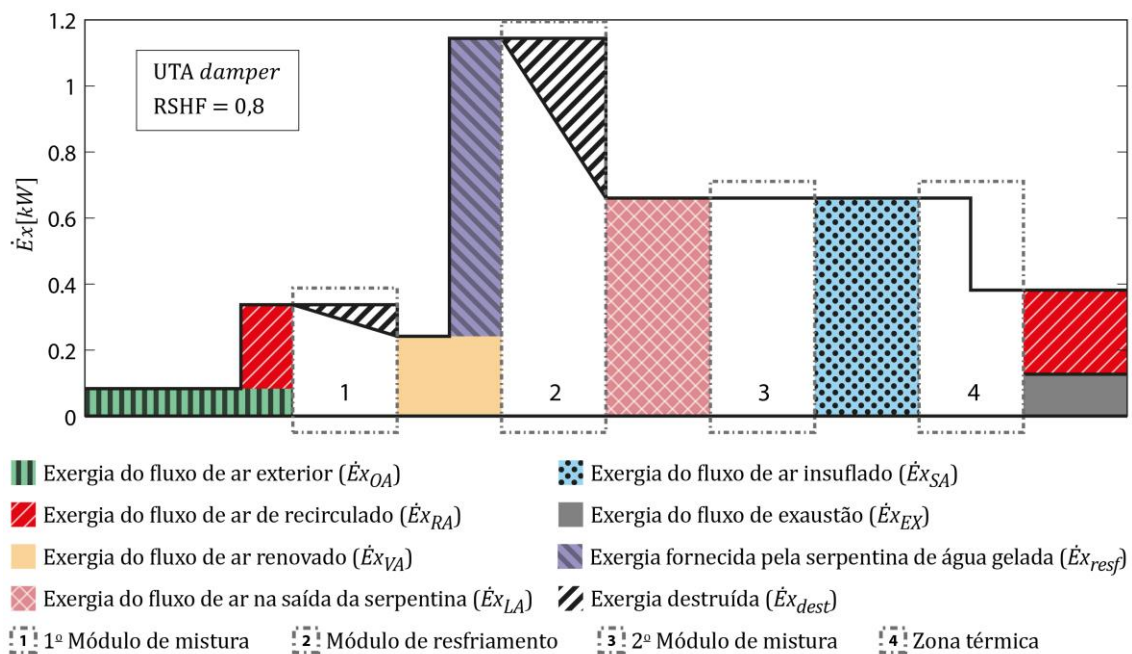


Figura 6.9 Proporção da destruição de exergia por módulo do sistema HRV+UTA em condições de projeto de resfriamento, calculadas na abordagem de gases reais, para $RSHF = 0,9$ (a); $0,8$ (b); $0,7$ (c) e $0,6$ (d)

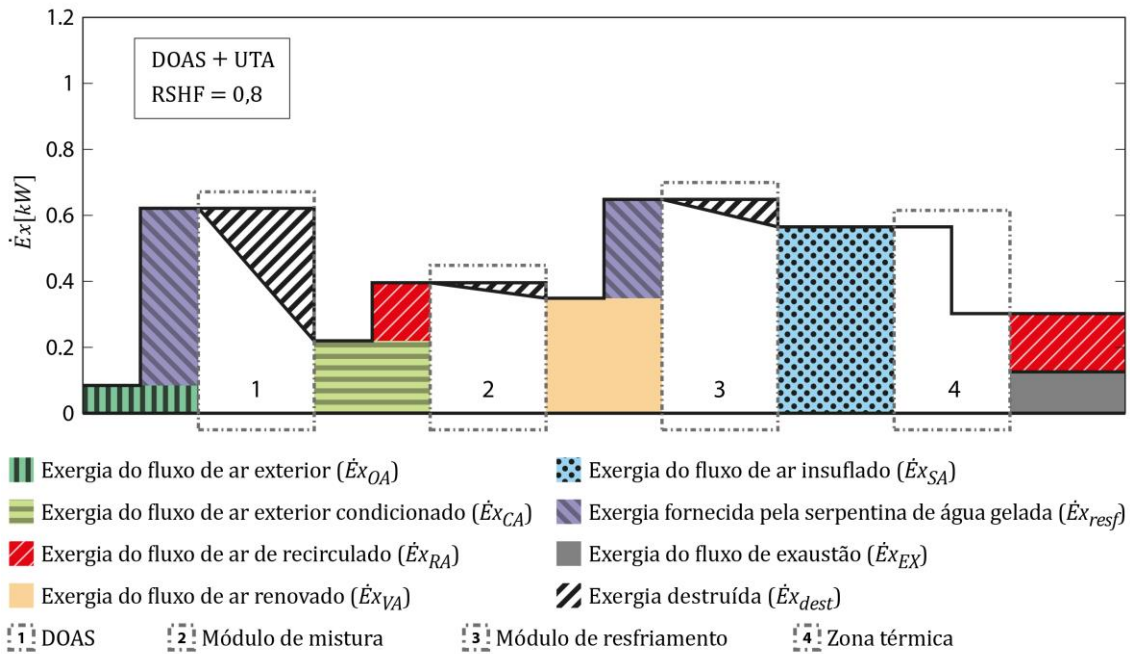
Para os outros tipos de sistemas, a análise exérgica segue uma sequência similar, de modo que aplicando os balanços de exergia no contexto de cada sistema, visualizam-se os efeitos de cada processo nos diagramas de Grassmann, e nos gráficos das proporções de destruição de exergia por módulo nas figuras 6.10a e b, e 6.11a e b, considerando a abordagem de gases reais e a zona térmica com $RSHF = 0,8$.



(a)



(b)



(c)

Figura 6.10 Diagramas de Grassmann dos fluxos de exergia nos sistemas UTA convencional (a), UTA com damper (b) e DOAS+UTA (c) obtidos para condições de projeto de resfriamento para $RSHF = 0,8$, calculados na abordagem de gases reais

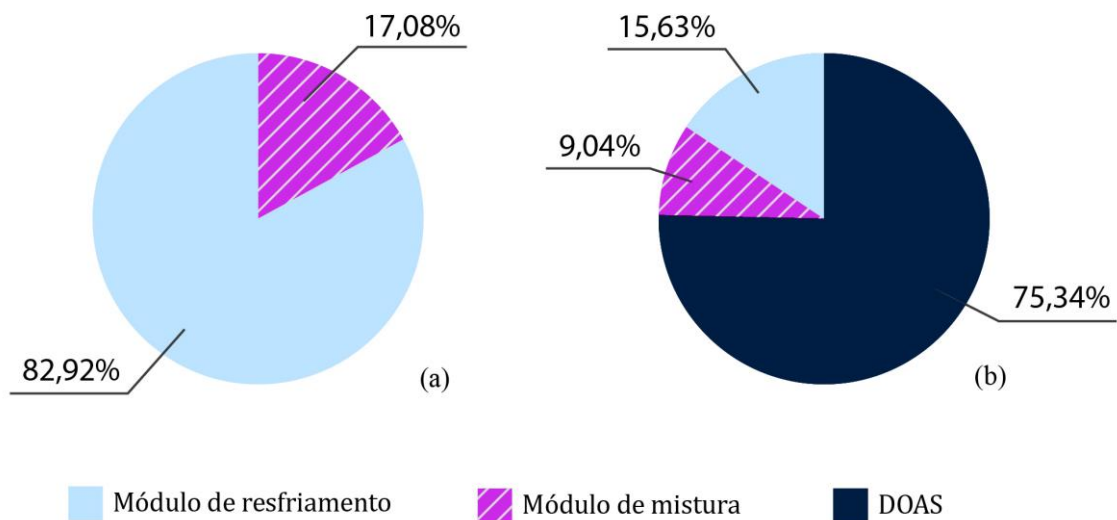
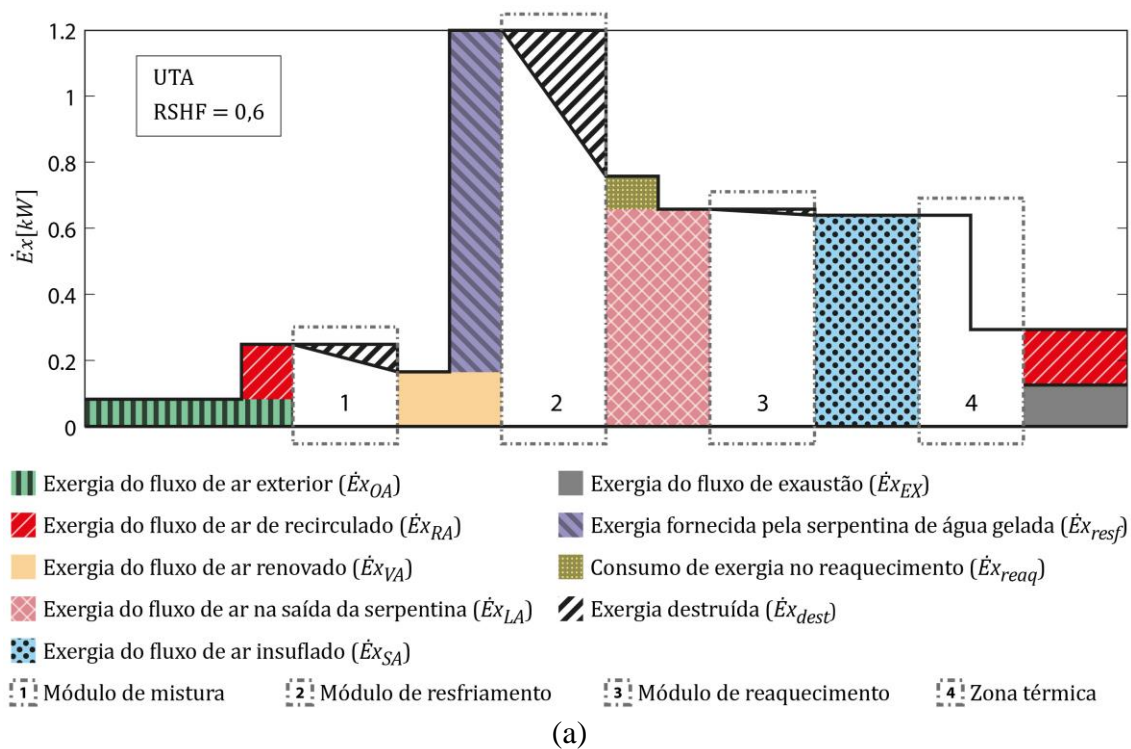
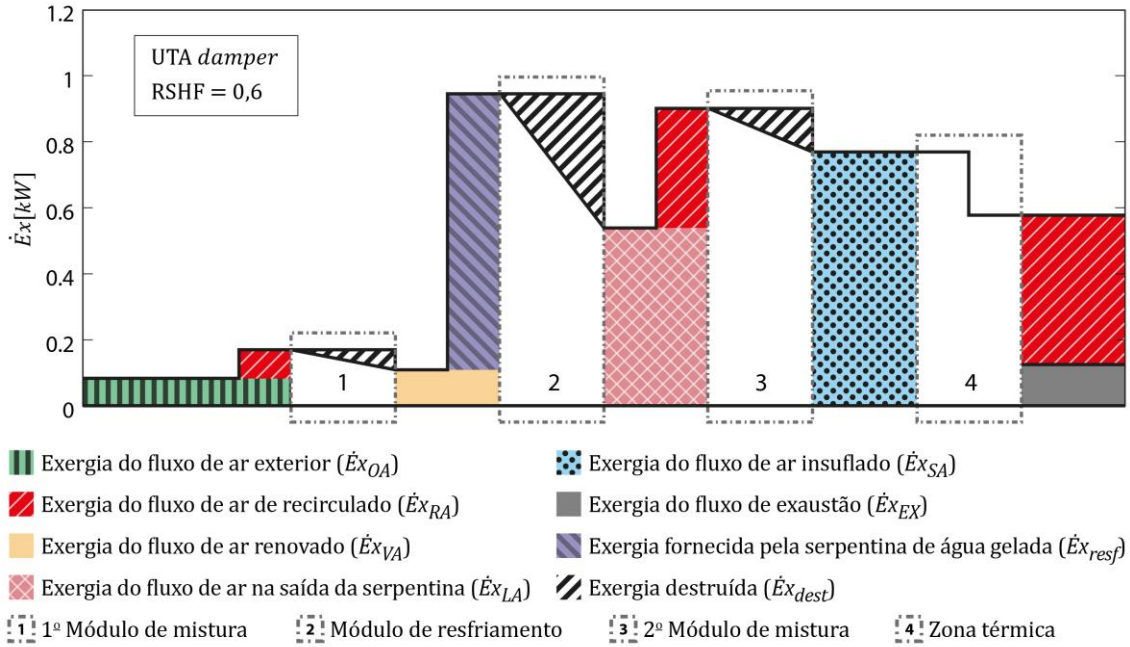


Figura 6.11 Proporção da destruição de exergia por módulo dos sistemas UTA convencional (a) e DOAS+UTA (b) obtidos para condições de projeto de resfriamento para $RSHF = 0,8$, calculada na abordagem de gases reais

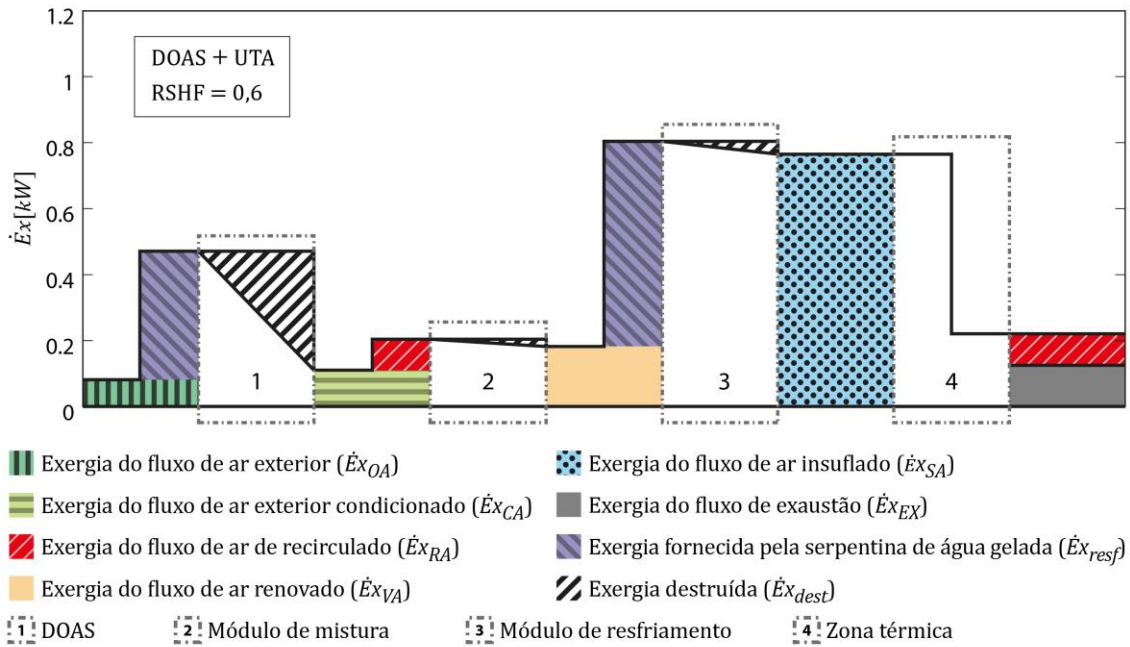
Destaca-se que sem a variação do RSHF, o sistema UTA com *damper* de desvio apresenta a mesma distribuição de destruição de exergia por módulo que o sistema UTA convencional, já que todo o ar recirculado é transportado para o primeiro módulo de mistura como indicou a figura 6.10b.

Assim, verificando os efeitos da aplicação dos sistemas em zonas com cargas latentes mais relevantes, as figuras 6.12a, b e c; 6.13a, b e c representam diagramas de Grassmann e as proporções de destruição de exergia nos módulos dos sistemas simulando uma zona térmica com $RSHF = 0,6$, mantendo a mesma carga total de 10 kW da simulação anterior.





(b)



(c)

Figura 6.12 Diagramas de Grassmann dos fluxos de exergia dos sistemas UTA convencional (a), UTA com damper (b) e DOAS+UTA (c) obtidos para condições de projeto de resfriamento para $RSHF = 0,6$, calculados na abordagem de gases reais

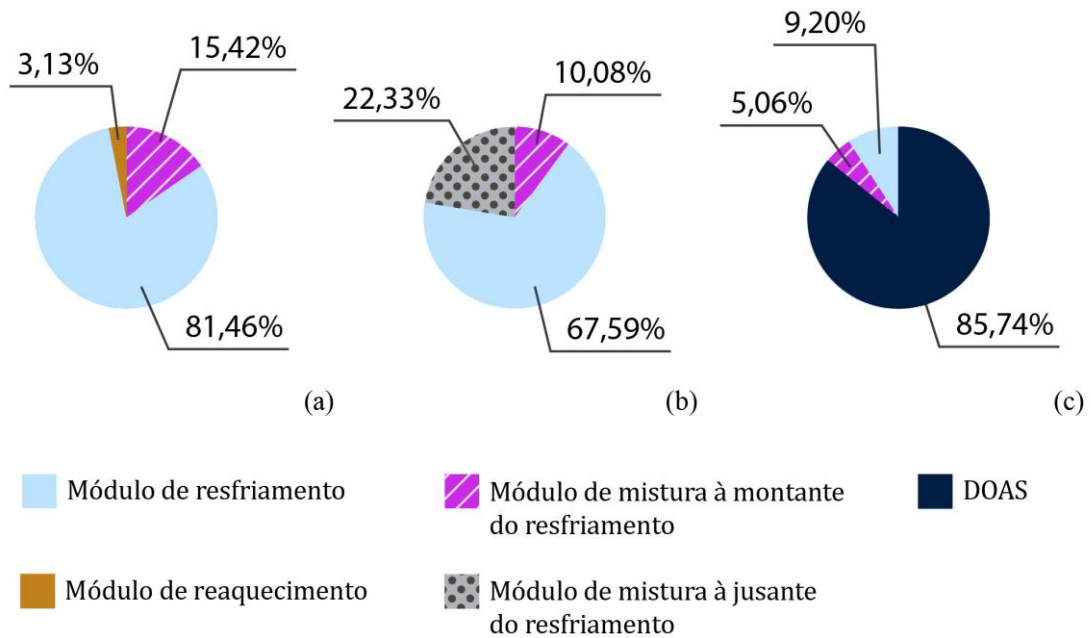


Figura 6.13 Proporção da destruição de exergia por módulo dos sistemas UTA convencional (a), UTA com damper (b) e DOAS+UTA (c) obtidos para condições de projeto de resfriamento para $RSHF = 0,6$, calculada na abordagem de gases reais

Neste caso, o sistema UTA com *damper* de desvio realiza o segundo processo de mistura adiabática à jusante do módulo de resfriamento como é observado na figura 6.12b. As composições da massa de ar insuflado no recinto (\dot{m}_{SA}) neste e nos demais sistemas, que proporcionalmente tem maior demanda de ar exterior, também são representadas nas figuras 6.14a, b, c e d.

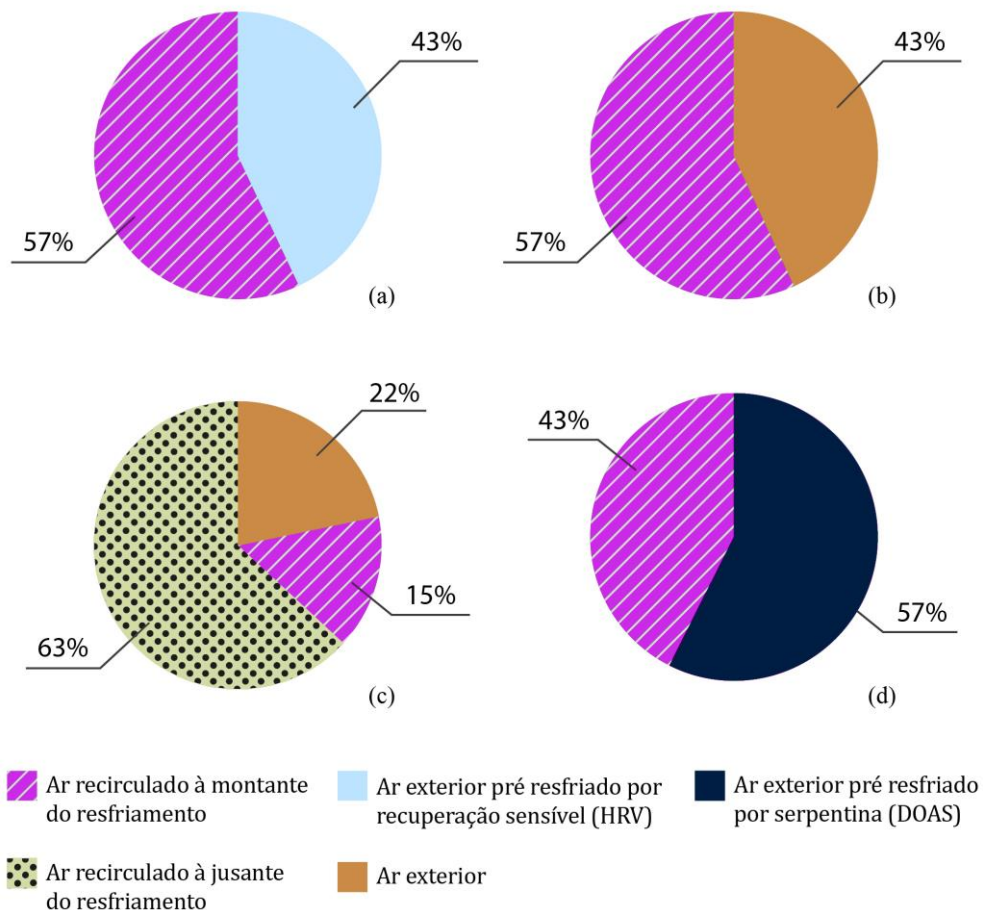


Figura 6.14 Composição do ar insuflado no recinto para os sistemas HRV+UTA (a), UTA convencional (b), UTA com damper (c) e DOAS+UTA (d) obtidos para condições de projeto de resfriamento para $RSHF = 0,6$, calculada na abordagem de gases reais

Concluindo a comparação entre os sistemas, as figuras 6.15, 6.16 e 6.17 apresentam graficamente a comparação entre os quatro sistemas em diferentes valores de $RSHF$, através das capacidades de resfriamento, taxas de destruição de exergia e eficiências exergéticas, calculadas nas duas abordagens.

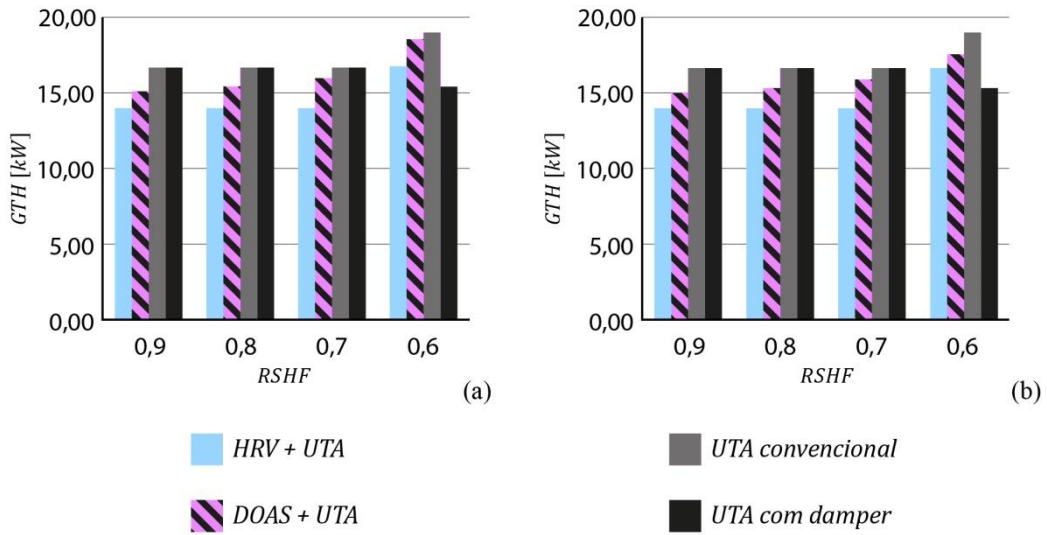


Figura 6.15 Capacidades de resfriamento requeridas, calculadas nas abordagens de gases reais (a) e gases ideais (b) para cada sistema em condições de projeto, com diferentes valores de $RSHF$

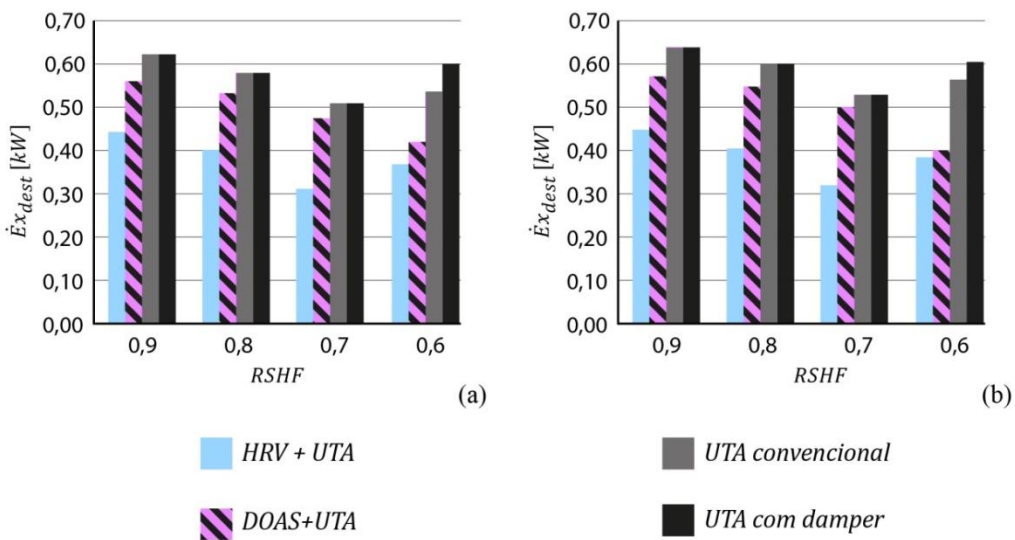


Figura 6.16 Taxas de destruição de exergia, calculadas nas abordagens de gases reais (a) e gases ideais (b) para cada sistema em condições de projeto, com diferentes valores de $RSHF$

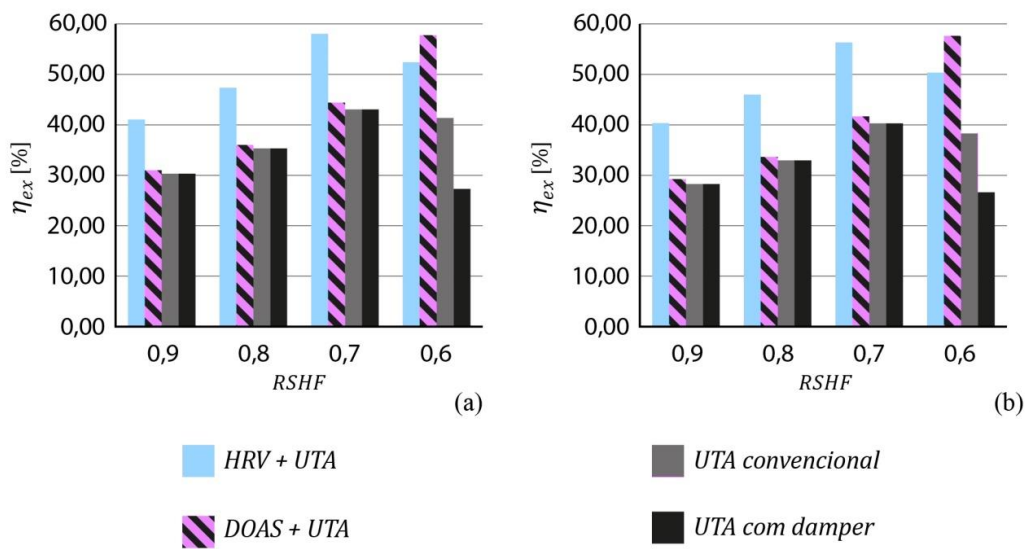


Figura 6.17 Eficiências exerгicas, calculadas nas abordagens de gases reais (a) e gases ideais (b) para cada sistema em condições de projeto, com diferentes valores de RSHF

Por fim, A tabela 6.9 consiste na apresentação dos mesmos resultados das figuras anteriores, sumarizados numericamente para facilitar a comparação. No anexo C são apresentados os diagramas psicrométricos de todos os casos estudados nesta seção. Verificou-se que os resultados obtidos nas duas abordagens não apresentaram diferenças relevantes entre si no contexto de comparação entre os sistemas. Nenhum deles foi considerado mais ou menos eficiente que o outro apenas alterando a metodologia de gás real para ideal, ou vice-versa.

Tabela 6.9 Resultados da análise exergética comparativa entre os sistemas nas condições de projeto calculadas por ambas as abordagens psicrométricas. Os melhores resultados obtidos de cada parâmetro estão sublinhados.

Sistema	Gás real			Gás ideal		
	GTH [kW]	η_{ex} [%]	$\dot{E}x_{dest}$ [kW]	GTH [kW]	η_{ex} [%]	$\dot{E}x_{dest}$ [kW]
<i>RSHF = 0,9</i>						
HRV+UTA	<u>13,9</u>	<u>42</u>	<u>0,43</u>	<u>13,9</u>	<u>41</u>	<u>0,44</u>
DOAS+UTA	15,1	31	0,56	15,1	29	0,57
UTA	16,7	30	0,63	16,7	28	0,64
UTA DAMPER	16,7	30	0,63	16,7	28	0,64
<i>RSHF = 0,8</i>						
HRV+UTA	<u>13,9</u>	<u>48</u>	<u>0,39</u>	<u>13,9</u>	<u>47</u>	<u>0,39</u>
DOAS+UTA	15,5	36	0,53	15,4	34	0,55
UTA	16,7	35	0,58	16,7	33	0,60
UTA DAMPER	16,7	35	0,58	16,7	33	0,60
<i>RSHF = 0,7</i>						
HRV+UTA	<u>13,9</u>	<u>59</u>	<u>0,30</u>	<u>13,9</u>	<u>58</u>	<u>0,31</u>
DOAS+UTA	16,1	44	0,48	15,9	42	0,50
UTA	16,7	43	0,51	16,7	40	0,53
UTA DAMPER	16,7	43	0,51	16,7	40	0,53
<i>RSHF = 0,6</i>						
HRV+UTA	16,7	53	<u>0,36</u>	16,7	52	<u>0,38</u>
DOAS+UTA	18,7	<u>58</u>	0,42	17,6	<u>58</u>	0,40
UTA	19,1	41	0,54	19,1	38	0,57
UTA DAMPER	<u>15,5</u>	27	0,60	<u>15,4</u>	27	0,61

6.4. Análise exergética com efeitos da variação climática

Conforme citado na revisão bibliográfica, a variação climática do ambiente externo sempre terá efeito sobre um sistema de HVAC qualquer, se este possuir, pelo menos, as cargas externas referentes ao fluxo de ar de renovação, mesmo que a zona

térmica atendida por este sistema não possui interações de transferência de calor com ambiente externo através da envoltória, como condução de calor pelas paredes e telhados, infiltração de ar externo por vãos de janelas e portas, ou radiação solar.

Neste contexto, a análise exergética a seguir apresenta a simulação da operação anual do sistema de recuperação de calor sensível da análise anterior, através da aplicação das médias horárias das condições externas do período de 2008 a 2017, geradas por ICEA (2018) reproduzidas para cada mês no anexo D da presente dissertação.

A sequência de análise segue o mesmo procedimento da seção anterior, substituindo os dados de entrada da condição do ar externo de projeto pelas condições apresentadas nas tabelas do anexo D para os horários de um determinado período de operação do sistema, aqui considerado das 8 às 17h. Assim, são determinadas a taxa de recuperação de calor do HRV, as cargas de ar exterior e a carga sensível efetiva do recinto, a vazão de insuflação e a capacidade de resfriamento requeridas à UTA, e a taxa de destruição de exergia nos processos aplicados ao sistema em cada hora do período citado. Os cálculos citados utilizam a abordagem psicrométrica de gases reais.

Inicialmente, as figuras 6.18a e b apresentam a variação da taxa de recuperação do HRV aplicado em uma simulação com $RSHF = 0,8$, sendo que cada gráfico aborda um grupo de diferente de seis meses, divididos entre mais quentes e mais frios. Como a recuperação de calor sensível associada à sistemas de resfriamento depende da condição $t_{OA} > t_{RA}$, destaca-se que os valores nulos de taxa de recuperação observados correspondem a um desvio da corrente de ar exterior diretamente ao módulo de mistura da UTA nos períodos em que tal condição não ocorre, como é visto principalmente nos meses mais frios. Em tais períodos, o sistema atuaria como uma UTA convencional em boa parte do dia.

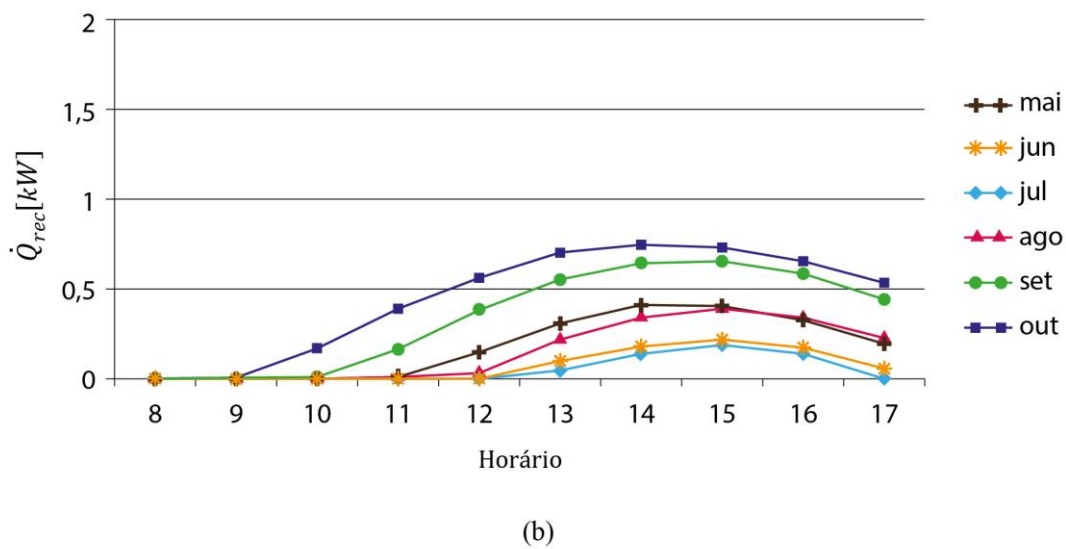
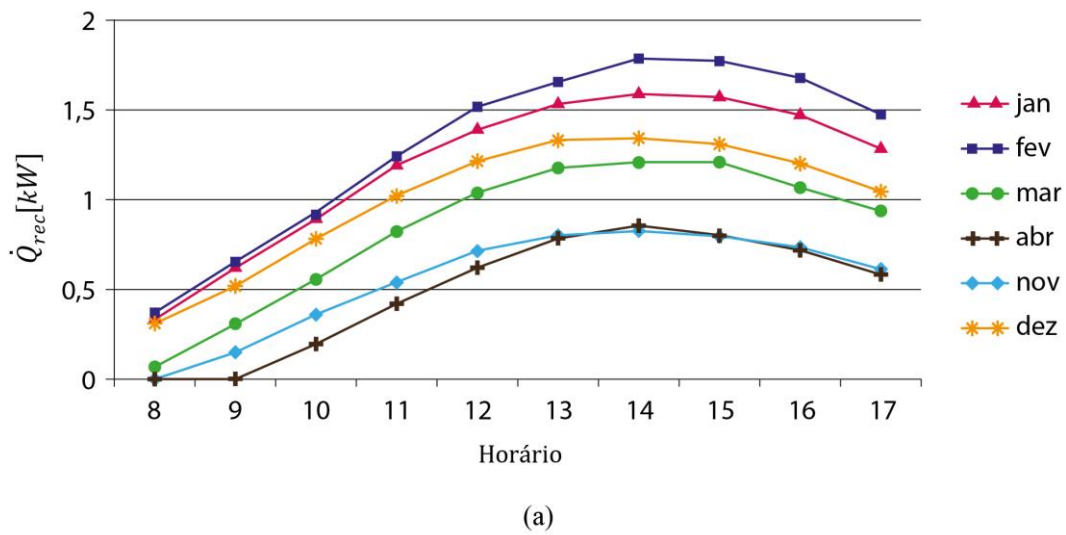
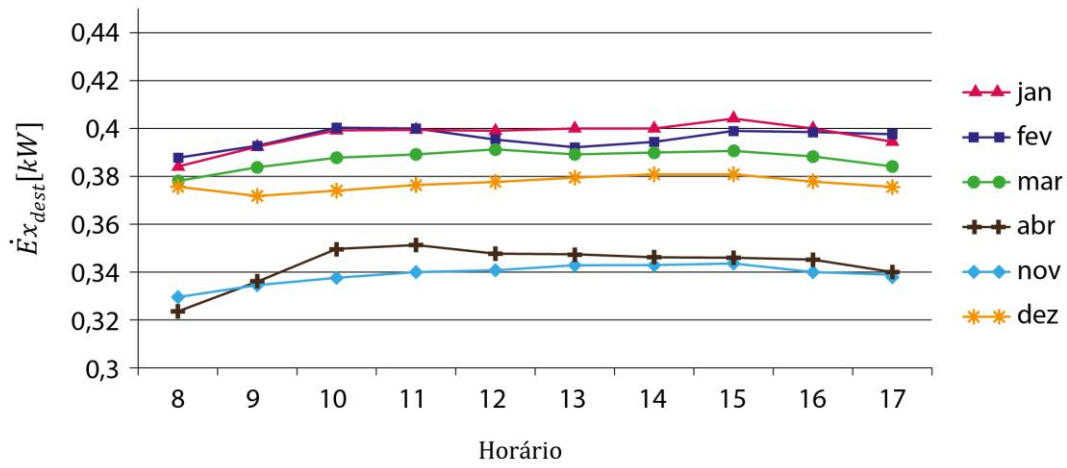
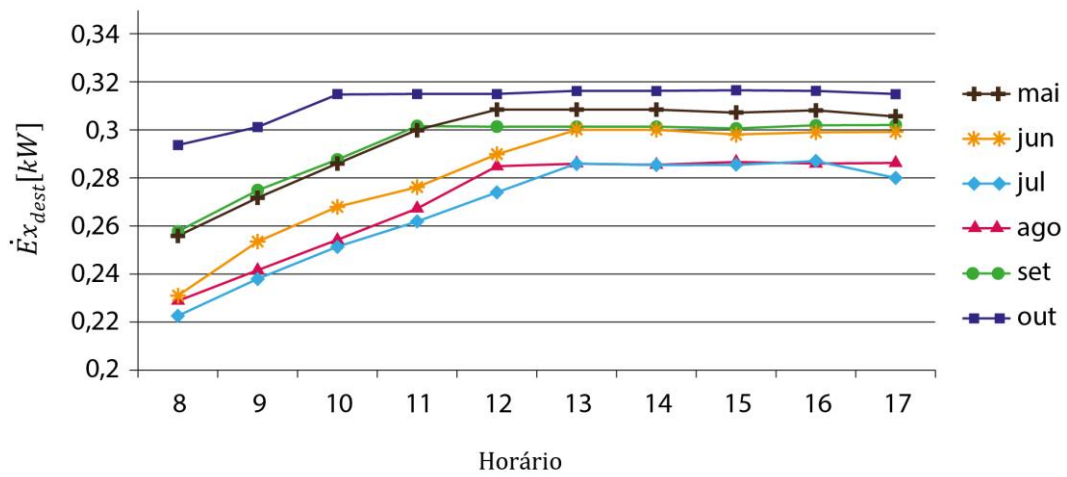


Figura 6.18 Perfis mensais de variação da taxa de transferência de calor do HRV aplicado à operação do sistema HRV+UTA, com $RSHF=0,8$, sendo (a) os meses mais quentes e (b) os meses mais frios

Seguindo este contexto, são apresentados nas figuras 6.19a e b, e 6.20a e b os perfis mensais da variação da taxa de destruição de exergia e da eficiência exérgica do sistema.

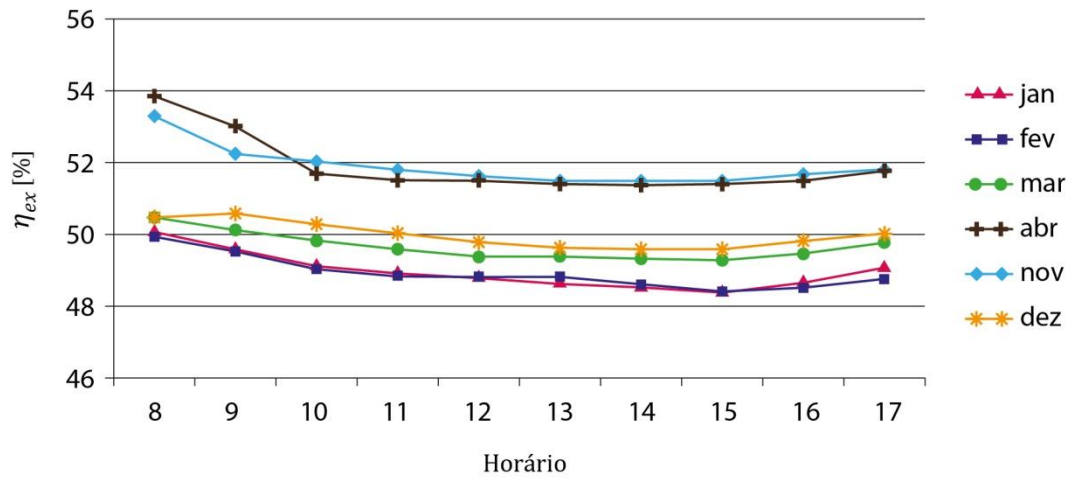


(a)

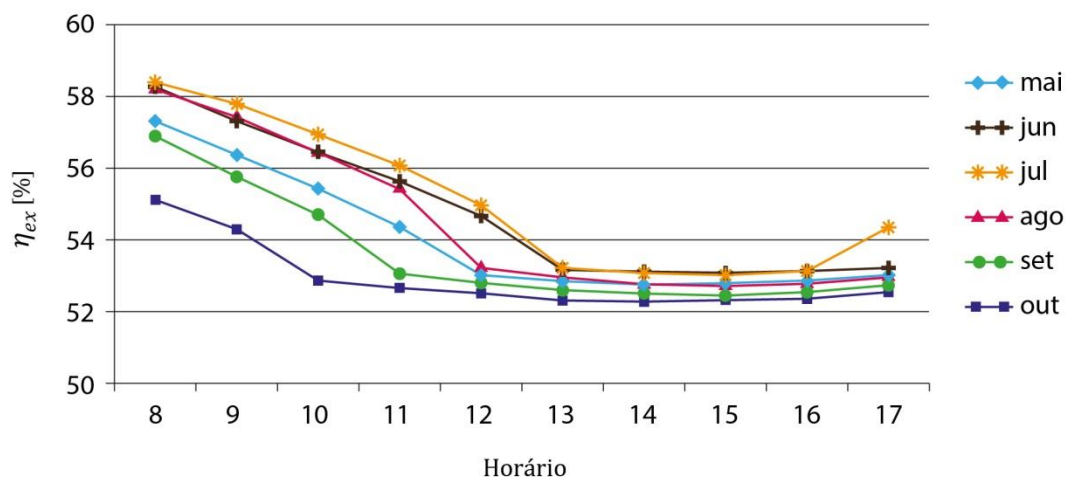


(b)

Figura 6.19 Perfis mensais de variação da taxa de destruição de exergia do sistema HRV+UTA, com RSHF=0,8, sendo (a) os meses mais quentes e (b) os meses mais frios



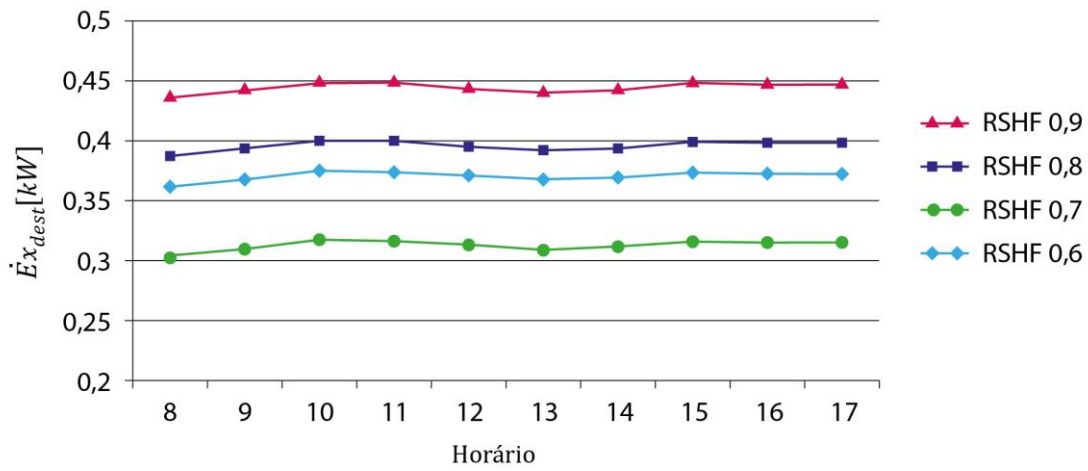
(a)



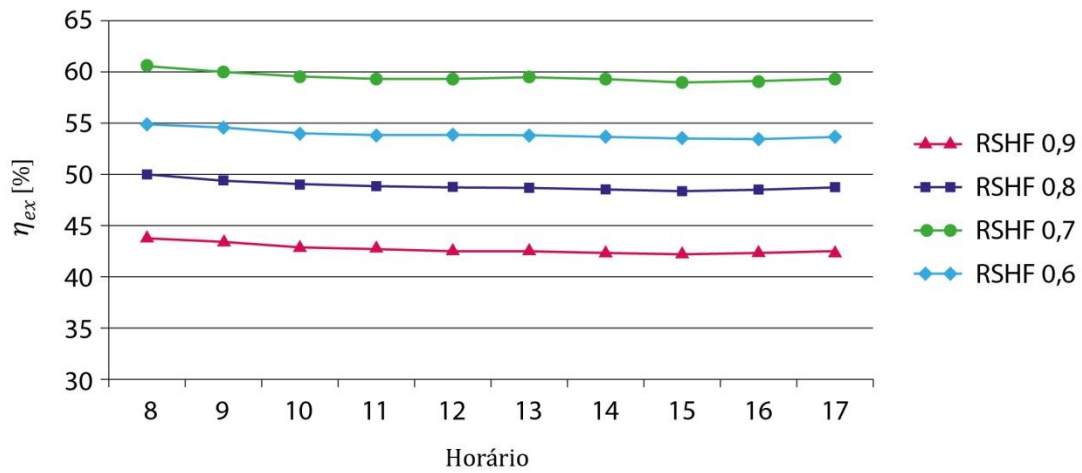
(b)

Figura 6.20 Perfis mensais de variação da eficiência exergetica do sistema HRV+UTA, com $RSHF=0,8$, sendo (a) os meses mais quentes e (b) os meses mais frios

Diversificando a simulação, as figuras 6.21a e b apresentam os perfis da variação da exergia destruída e da eficiência exergetica no sistema ao longo de um dia médio de fevereiro, o mês de maiores temperaturas, comparando quatro situações diferentes das cargas internas ($RSHF = \{0,9; 0,8; 0,7; 0,6\}$).



(a)



(b)

Figura 6.21 Perfis de variação da taxa de destruição de exergia (a) e da eficiência exergética (b) aplicada à operação do sistema HRV+UTA no mês de fevereiro com diferentes valores de RSHF

Uma interpretação inicial destes gráficos sugere que a análise se refere a quatro zonas distintas, com cargas de sensíveis em diferentes proporções, tendo em comum o tipo de sistema aplicado com recuperação de calor sensível. Entretanto, uma interpretação alternativa permite a visualização de uma mesma zona térmica, onde

ocorra uma variação do $RSHF$, sem variar a carga total. Ou seja, o recinto estudado pode apresentar mediante seus processos internos, variações entre cargas sensíveis e latentes em determinados períodos do dia. Esta proposta pode ser visualizada na figura 6.22, onde se indicam os efeitos na eficiência exergética do sistema causados pela variação da carga interna da zona que indique $RSHF = 0,7$ das 8 às 10h e de 15 às 17h, e $RSHF = 0,9$ de 11 às 14h, mantendo os dados climatológicos do mês de fevereiro aplicados ao ar exterior.

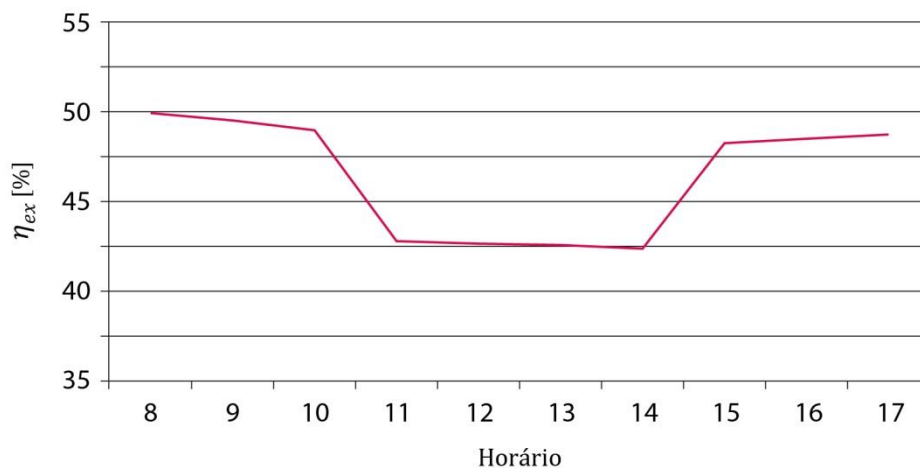


Figura 6.22 Perfil de variação da eficiência exergética do sistema HRV+UTA no mês de fevereiro considerando uma variação de cargas internas que implique em $RSHF = 0,7$ das 8 às 10h e de 15 às 17h, e $RSHF = 0,9$ de 11 às 14h

Assim, o comportamento do sistema ao longo do ano também pode ser avaliado em horas específicas do dia, utilizando seus dados médios de temperatura e umidade. Este perfil pode ser utilizado na análise de processos específicos ocorridos para um determinado horário. A figura 6.23 apresenta o perfil de eficiência do sistema para o período das 15h nos diferentes meses do ano, considerando novamente quatro situações de carga da zona térmica ($RSHF = \{0,9; 0,8; 0,7; 0,6\}$).

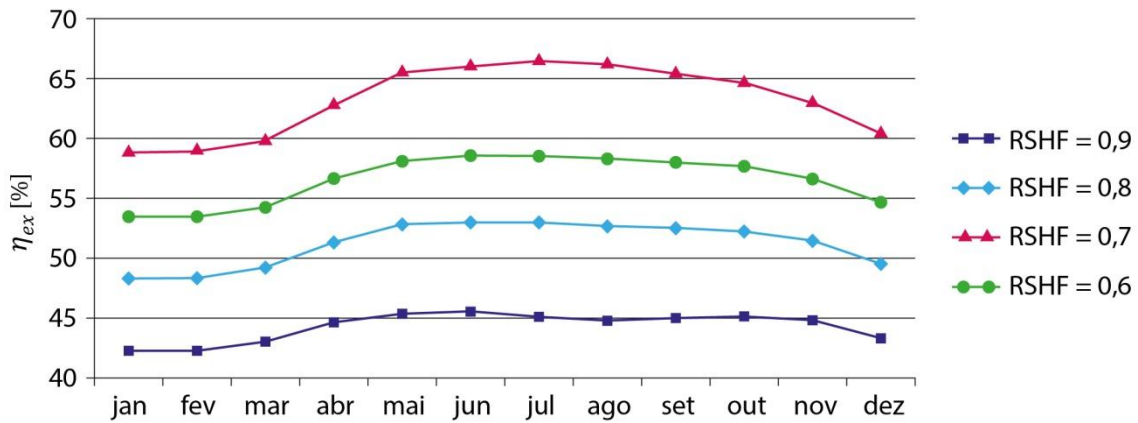
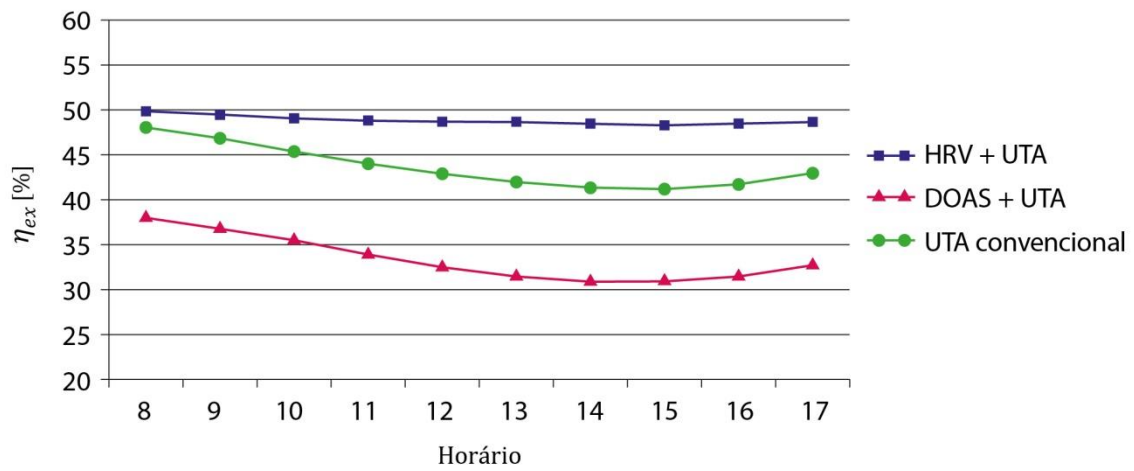
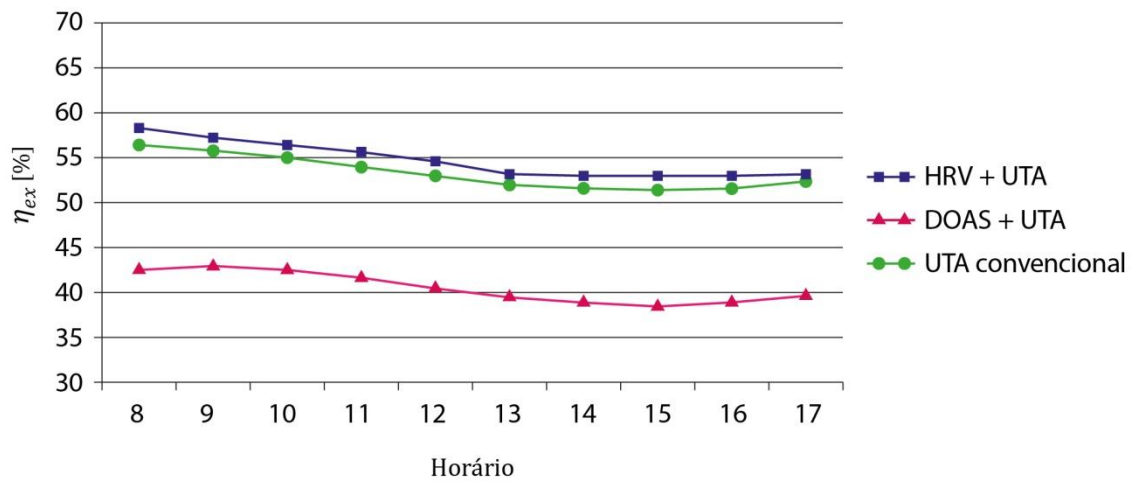


Figura 6.23 Perfis de variação da eficiência exergética do sistema HRV+UTA às 15h ao longo do ano, considerando diferentes valores de RSHF

Por fim, é proposta uma comparação simplificada de simulações de sistemas HRV+UTA, DOAS+UTA e UTA convencional e UTA com *damper* de desvio, através das suas respectivas eficiências exergéticas. Nas figuras 6.24a e b, e 6.25a e b são comparados resultados obtidos para os meses de fevereiro e julho, em duas condições de cargas internas fixas, indicadas nas razões $RSHF = 0,8$ e $RSHF = 0,6$. Com $RSHF = 0,8$, a UTA com *damper* não apresenta recirculação do ar à jusante do módulo de resfriamento, operando de modo idêntico a UTA convencional. Por isto, tal sistema foi omitido nas figuras 6.24a e b.

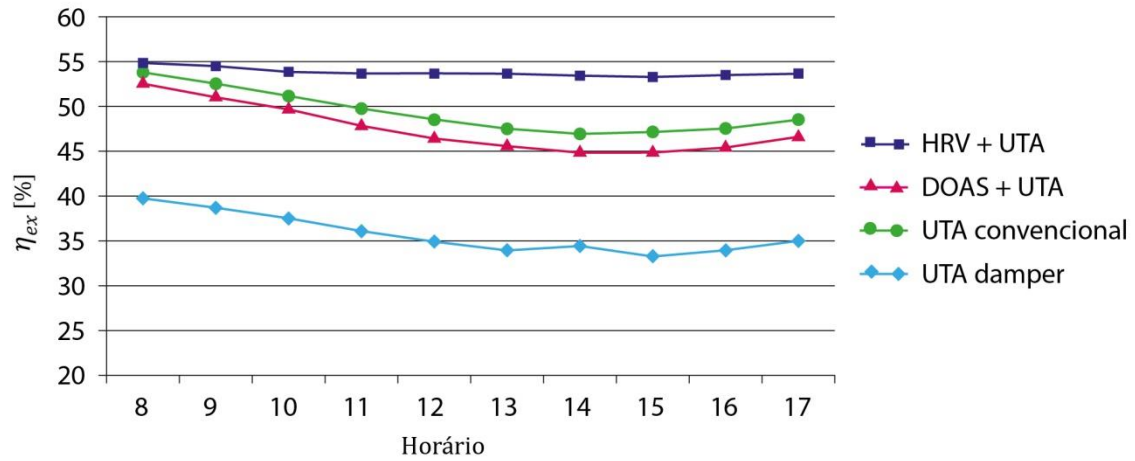


(a)

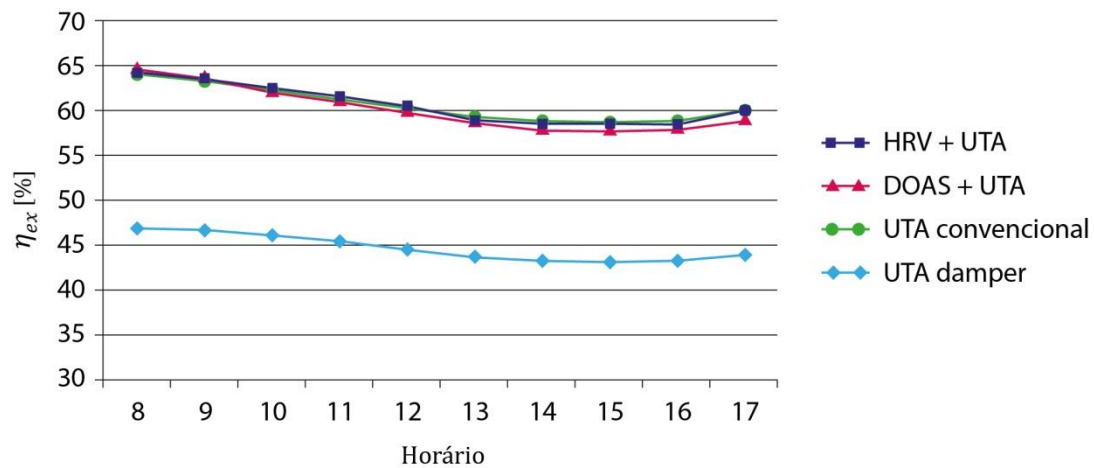


(b)

Figura 6.24 Perfis da variação da eficiência exergética aplicada à operação dos sistemas HRV+UTA, DOAS+UTA e UTA convencional para os meses de fevereiro (a) e julho (b), considerando $RSHF = 0,8$



(a)



(b)

Figura 6.25 Perfis da variação da eficiência exergética aplicada à operação dos sistemas HRV+UTA, DOAS+UTA, UTA convencional e UTA com damper de desvio para os meses de fevereiro (a) e julho (b), considerando $RSHF = 0,6$

Esta análise permite verificar a aplicação destes sistemas nos meses onde as cargas externas são extremas, avaliando o comportamento diante de cargas sensíveis de maior e menor relevância. Destaca-se que no mês de julho, boa parte do período diário analisado apresenta a condição $t_{OA} > t_{RA}$, implicando no desvio do ar exterior em relação ao HRV, no sistema HRV+UTA.

7. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A partir dos três grupos de análises realizadas e dos seus respectivos resultados, foi possível considerar que um sistema de recuperação de calor sensível com emprego de um trocador de calor de placas fixas é uma opção viável para solucionar um problema típico de HVAC, que engloba conforto ambiental, qualidade do ar e eficiência, considerando as condições típicas de uma localidade da zona bioclimática 8 do Brasil, no caso a cidade do Rio de Janeiro.

Iniciando pela análise do escoamento através do HRV, foi confirmada a importância da aplicação da matriz de seções triangulares, com uma efetividade de 89%, indicada na tabela 6.5. Com outras geometrias, como as seções retangulares, a efetividade do recuperador seria prejudicada devido à redução da superfície das aletas e do aumento da resistência térmica no contato superfície primária com as aletas. Nas seções triangulares, este contato se resume ao ponto entre o ápice do triângulo e a superfície primária. Entretanto, a questão considerada mais relevante na simulação do escoamento foi a verificação da intensificação da transferência de calor devido ao fato do HRV operar na região de entrada térmica, caracterizada pelo alto valor do coeficiente convectivo e, conseqüentemente também, do coeficiente global obtidos, também indicados na tabela 6.5. No caso estudado, foi demonstrado o alcance desta intensificação com canais lisos, o que demonstra que excelentes condições de troca térmica sem mistura podem ser obtidas com trocadores de fluxo cruzado mesmo sem a aplicação de obstáculos nos canais que retardam o desenvolvimento do perfil de temperatura, aproveitando a influência dos altos valores dos coeficientes convectivos da região de entrada. A aplicação de obstáculos é uma técnica eficaz, porém com efeitos indesejados como aumento da perda de carga e custo de construção superior.

Nas análises exergéticas realizadas nas condições de projeto de resfriamento e desumidificação, verificou-se que os resultados obtidos na abordagem de cálculo psicrométrico de gases reais foram muito similares aos obtidos para gases ideais. Concluiu-se que na faixa típica de aplicação de HVAC não há restrições à aplicação da análise exergética com a abordagem de gases ideais, utilizando a determinação da exergia específica das condições do ar ao longo do sistema conforme a equação 3.55. Esta formulação é bem mais simples que formulação desenvolvida no anexo A para determinação da exergia específica do ar úmido na abordagem de gases reais, baseada

na metodologia de determinação de propriedades proposta por OLIVIERI *et al.* (1996), e sua aplicação não trouxe diferenças relevantes que justificassem sua aplicação em detrimento do método mais tradicional da psicrometria.

Especificamente sobre as condições de projeto, os resultados confirmaram que o sistema com recuperação de calor sensível obteve níveis de eficiência superiores aos demais sistemas nas condições de altas cargas sensíveis. Na aplicação com $RSHF = 0,7$ a mais eficiente dentre as estudadas, obteve-se eficiência exergética de 59%, calculada na abordagem de gases reais, conforme indicado na tabela 6.9. Do mesmo modo, para $RSHF = 0,9$, foi obtida eficiência de 42%, e para $RSHF = 0,8$, a eficiência foi de 48%.

Com $RSHF = 0,6$, que representa a condição de carga latente mais relevante dentre as estudadas, o sistema HRV+UTA destriu quantitativamente menos exergia que o sistema DOAS+UTA (0,36 kW contra 0,42 kW), mas este último apresentou maior eficiência (58% contra 53%), considerando que também recebe mais exergia do sistema de água gelada, a fonte térmica de remoção de calor aplicada na simulação. Também foi verificado através das figuras 6.15a e b, que o sistema que apresenta a menor demanda de capacidade de resfriamento para a aplicação $RSHF = 0,6$, foi o arranjo da UTA com *damper* de desvio, embora este não seja o mais eficiente conforme a segunda lei. Isto se explica por que a análise exergética indica o desperdício de resfriar o ar para em seguida aquecê-lo novamente no módulo de mistura localizado a jusante da serpentina.

Na prática, a vantagem da redução de capacidade requerida neste sistema estaria associada principalmente aos custos de aquisição associados a uma UTA de menor capacidade, porém não significam que os custos de operação do sistema como um todo possam ser reduzidos, caso algum padrão de custo pudesse ser associado ao desperdício de exergia nestes sistemas. Em valores, isto se explica no resultado de uma capacidade requerida de 15,5 kW pelo sistema com *damper* de desvio, contra 16,7 kW no sistema com recuperação sensível, porém com uma eficiência exergética quase duas vezes maior no segundo caso, conforme os dados indicados na tabela 6.9 e nas figuras 6.17a e b. Em resumo, foi identificado que a vantagem do sistema HRV+UTA sobre os demais é plena nas aplicações que não impliquem na inclusão ou acionamento de reaquecimento da UTA, ocorrida apenas na condição $RSHF = 0,6$ dentre àquelas que foram estudadas.

Os resultados obtidos nas condições de projeto foram confirmados nas simulações de condições variáveis do ar exterior, utilizando os dados médios de ICEA (2018). Os meses e horários críticos indicados em ASHRAE (2017c) para o Rio de Janeiro também foram confirmados como críticos em relação à eficiência exergética dos sistemas quando $RSHF$ é suposto como constante. Entretanto, alterações nas cargas internas, podem descaracterizar este padrão como foi demonstrado na figura 6.22. Isto demonstra que assim como qualquer sistema de HVAC, os sistemas com recuperação de calor não podem ser simulados na prática sem considerar os regimes de ocupação e de utilização de equipamentos e iluminação.

Voltando às simulações com $RSHF$ constante, foi avaliado que o sistema HRV+UTA obteve um perfil de eficiência praticamente constante ao longo dos dias típicos dos meses extremos, representados nas figuras 6.24a e b, e 6.25a e b, enquanto os demais sistemas tiveram variações mais acentuadas. Compreende-se esta vantagem através da atuação sobre a carga externa no sistema HRV+UTA, comprovada nas reduzidas taxas de destruição de exergia apresentadas pelo HRV, identificando que a recuperação sensível é normalmente mais eficiente que o tratamento do ar exterior com uma fonte térmica externa como a água gelada, aplicada tanto no sistema DOAS+UTA como no sistema a UTA convencional. A baixa destruição de exergia pelo HRV também foi demonstrada nas condições de projeto, visualizada graficamente nas figuras 6.8 e 6.9, onde é possível verificar proporcionalmente a superioridade da destruição de exergia pelo módulo de resfriamento.

A simulação ao longo do ano demonstrou através figuras 6.25a e b que para os meses de inverno, com a ausência da condição $t_{OA} > t_{RA}$ em alguns períodos do dia, a recuperação sensível torna-se inviável, confirmando o contexto desta condição proposta em ASHRAE (2017f), citada na revisão bibliográfica, tornando necessário um desvio direto do ar exterior para UTA. Este desvio transforma o sistema com recuperação exatamente em um sistema de UTA convencional. O estudo desta condição para o mês de julho mostrou nas figuras citadas que, ainda assim, este arranjo se mantém mais eficiente que os sistemas DOAS+UTA e UTA com *damper* de desvio. Isto consolida o fato de que nas condições estudadas, verão ou inverno, nas quatro aplicações de $RSHF$, o sistema que possuir um HRV será o mais eficiente, pois desperdiça a menor quantidade do ar na condição RA, e de água gelada de 7 °C, graças ao processo

preliminar de resfriamento sensível, através de uma fonte térmica energeticamente gratuita: o ar de exaustão.

Este ar de exaustão, ainda nas condições RA, é a maior justificativa para o tipo de recuperação aqui estudado. Isto porque sua inclusão no processo, exigida em ANSI ASHRAE 62.1 (2010) para determinadas aplicações, excluiu o emprego de recuperadores com mistura de fluidos, e esta conclusão não omite este fato. Outra particularidade importante foi que a simulação abordou uma zona térmica de apenas um único recinto, onde sistemas com DOAS não são muito utilizados. Aplicações prediais podem ser bem mais amplas, no sentido de tipos de projetos, sistemas auxiliares ou até mesmo na aplicação de recuperação sensível de exaustão forçada de outros recintos. Entretanto, também é factível que não são excluídas opções de aplicação de HRV em sistemas com multizonas, cabendo ao projeto estabelecer condições de que o HRV opere em condições de eficiência similares ou superiores às demonstradas neste estudo.

No contexto citado, a continuidade desta pesquisa poderá consistir na simulação numérica aplicada a um sistema com multizonas atendidas por diversas UTA. Esta opção pode incluir a análise exergética do “lado água” do sistema, através do balanço de propriedades em volumes de controle de válvulas, bombas e *chillers*, e a aplicação do efeito da variação térmica em zonas submetidas à transferência de calor do ambiente externo através de paredes, janelas e coberturas. Também poderão ser incluídos na comparação sistemas com outros tipos de arranjos ou com diferentes técnicas de recuperações calor, como os citados em ZENG *et al.* (2016). Outro rumo de continuidade poderá ser a confirmação experimental dos resultados encontrados na análise, de forma similar ao estudo realizado por OGULATA e DOBA (1998), diferenciando-se da referência citada pela aplicação das condições climáticas do Rio de Janeiro.

Por fim, conclui-se que o emprego do HRV não está limitado à recuperação de calor para sistemas de aquecimento, onde tal equipamento costuma ser mais empregado. Os resultados de eficiência superiores do sistema HRV+UTA em um contexto geográfico e ambiental que depende praticamente durante todo ano de processos de resfriamento para atingir o conforto ambiental, indicam que este sistema é aplicável de forma eficiente às três áreas que denominam o conceito de HVAC: aquecimento, ventilação e ar condicionado.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT-ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2008, *Instalações de Ar Condicionado – Sistemas Centrais e Unitários Parte 1: Projeto das instalações*. Norma 16401-1.

ABNT-ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2005, *Desempenho Térmico de Edificações – Parte 3: Zoneamento bioclimático brasileiro e diretrizes construtivas para habitações unifamiliares de interesse social*. Norma 15220-3

ANSI ASHRAE 62.1, 2010, *Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality. Standard 62.1*.

ANSI ASHRAE 90.1, 2016, *Energy Standard for Buildings Except Low-rise Residential Buildings. Standard 90.1*.

ASHRAE, 2017a, “Thermal Comfort”, In: *Handbook of Fundamentals*, Chapter 9, Atlanta, GA, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

ASHRAE, 2017b, “Indoor Environmental Health”, In: *Handbook of Fundamentals*, Chapter 10, Atlanta, GA, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

ASHRAE, 2017c, “Climatic Design Information”, In: *Handbook of Fundamentals*, Chapter 14, Atlanta, GA, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

ASHRAE, 2017d, “Psychrometrics”, In: *Handbook of Fundamentals*, Chapter 1, Atlanta, GA, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

ASHRAE, 2017e, “Nonresidential Cooling and Heating Load Calculations”, In: *Handbook of Fundamentals*, Chapter 18, Atlanta, GA, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

ASHRAE, 2017f, *Design Guide for Dedicated Outdoor Air Systems – design, installation, operation and maintenance*. ASHRAE RP-1712, Atlanta, GA, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

AZEVEDO, J. D. L., 2013, *Sistemas Dedicados ao Tratamento do Ar de Renovação no Condicionamento de Ar*. Dissertação de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil

BRUM, N. C. L., 2017, Curso de Tópicos Avançados em Refrigeração e Ar Condicionado. 15 set. 2017, 15 dez. 2017. Notas de Aula.

CARLO, J. C., 2005, *Processamento de Arquivos Climáticos para Simulação do Desempenho Energético de Edificações*. LabEEE-200504, Laboratório de Eficiência Energética em Edificações, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC. Disponível em: <http://www.labee.ufsc.br/projetos/etiquetagem/desenvolvimento/atividades-2004-2008/aet-2>, Acesso em: 23 out. 2018, 11:22:00.

CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY, 2000, *Handbook of Air Conditioning System Design*, New York, NY, The McGraw-Hill Companies, Inc.

COYDON, F., HERKEL, S., KUBER, T., PFAFFEROTT, J., HIMMELSBACH, S., 2015, “Energy performance of façade integrated decentralised ventilation systems”, *Energy and Buildings*, v. 107, pp. 172–180, Elsevier B.V.

DINÇER, I., ROSEN, M. A., 2015, *Exergy Analysis of Heating, Refrigerating and Air Conditioning: Methods and Applications*. Amsterdam, Elsevier Inc.

DINÇER, I., ROSEN, M. A., 2013, *Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development*. 2 ed. Kidlington, Oxford, Elsevier Ltd.

DIXIT, T., GHOSH, I., 2015, “Review of micro- and mini-channel heat sinks and heat exchangers for single phase fluids”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 41, pp. 1298-1311, Elsevier Ltd.

DOE, 2018, “Weather data sources” disponível no sítio do software Energy Plus, U.S. Department of Energy’s, <https://energyplus.net/>. Acesso em 13 nov. 2018, 17:46:20.

EL FOUIH, Y., STABAT, P., RIVIÈRE, P., HOANG, P., ARCHAMBAULT, V., 2012, “Adequacy of air-to-air heat recovery ventilation system applied in low energy buildings”, *Energy and Buildings*, v. 54, pp. 29-39, Elsevier B.V.

GATLEY, D. P., 2013, *Understanding Psychrometrics*. 3 ed. Atlanta, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

GOFF, J. A., GRATCH, S., 1945, “Thermodynamic Properties of Moist Air”, In: *ASHVE Transactions 55 (1949)*, pp 125-164.

GOULART, S. V. G., 1993, *Dados Climáticos para Avaliação de Desempenho Térmico de Edificações em Florianópolis*. Dissertação de M.Sc. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC. Disponível em: <http://www.labeee.ufsc.br/node/216>. Acesso em: 23 out. 2018, 11:12:30.

HERRMANN, S., KRETZSCHMAR, H. J., GATLEY, D. P., 2009, *Thermodynamic Properties of Real Moist Air, Dry Air, Steam, Water, and Ice*. ASHRAE RP-1485 Final Report, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, Atlanta, GA.

HYLAND, R. W., WEXLER, A., 1983a, “Formulations for the thermodynamic properties of the saturated phases of H₂O from 173.15 K to 473.15 K”, In.: *ASHRAE Transactions 89(2A)*, pp. 500-519.

HYLAND, R. W., WEXLER, A., 1983b, “Formulations for the thermodynamic properties of the dry air from 173.15 K to 473.15 K, and of saturated moist air from 173.15 K to 372.15 K at pressures to 5MPa”, In: *ASHRAE Transactions 89(2A)*, pp. 520–535.

IAPWS, 2007, *Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*. IF97, The International Association for the Properties of Water and Steam, Lucerne, Switzerland.

ICEA, 2018, Banco de Dados Climatológicos do Comando da Aeronáutica e Sistema de Geração e Disponibilização de Informações Climatológicas, disponíveis no sítio Instituto de Controle do Espaço Aéreo da Força Aérea Brasileira <http://clima.icea.gov.br/clima/index.php> , Acesso em: 23 out. 2018, 11:22:00.

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A. S., 2014, *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*. 7 ed., tradução de Fernando Luiz Pellegrini Pessoa e Eduardo March Queiroz, Rio de Janeiro, RJ, LTC.

KANDLIKAR, S. G., 2007, “A Roadmap for Implementing Minichannels in Refrigeration and Air-Conditioning Systems—Current Status and Future Directions”, *Heat Transfer Engineering*, v. 28, n. 12 (Dez.), pp. 973-985, Taylor & Francis.

KANDLIKAR, S. G., GRANDE, W. J., 2003, “Evolution of Microchannel Flow Passages--Thermohydraulic Performance and Fabrication Technology”, *Heat Transfer Engineering*, v. 24, n. 1 (Jan.), pp. 3-17, Taylor & Francis.

KAYS, W. M., CRAWFORD, M. E., 1980, *Convective Heat and Mass Transfer*. 2 ed., New York, NY, McGraw-Hill Book Company, Inc.

KOTAS, T. J., 1985, *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. 1 ed., Tiptree, Essex, Anchor Brendon Ltd.

KUNDU, P. K., COHEN, I. M., 2008, *Fluid Mechanics*. 4 ed., Burlington, MA, Elsevier Inc.

LAMB, B. R., 1982, “Plate heat exchangers – A low cost route to heat recovery”, *Heat Recovery Systems*, v. 2, n. 3 (Mar.), pp. 247-255, Pergamon Press.

LAMBERTS, R., DUTRA, F., PEREIRA, L. O. R., 2013, *Eficiência Energética na Arquitetura*. 3 ed., PROCEL, Eletrobrás, Ministério das Minas e Energia. Disponível em: <http://www.labeee.ufsc.br/publicacoes/livros>. Acesso em: 23 out. 2018, 11:05:30.

LAMBERTS, R., SORGATO, M., MELO, A. P., SCHELLER, C., 2015, *Análise de Arquivos Climáticos para a Simulação do Desempenho Energético de Edificações*. Laboratório de Eficiência Energética em Edificações, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC. Disponível em: <http://www.labeee.ufsc.br/publicacoes/relatorios-de-pesquisa>. Acesso em: 23 out. 2018, 11:08:30.

- LEMMON, E. W., JACOBSEN, R. T., PENONCELLO, S. G., FRIEND, D. G., 2000, “Thermodynamic properties of air and mixtures of nitrogen, argon, and oxygen from 60 to 2000K at pressures to 2000MPa”, *Journal of Physical and Chemical*, v. 29, n. 3, pp. 331-385.
- LIU, P., ALONSO, M. J., MATHISEN, H. M., SIMONSON, C., 2017, “Energy transfer and energy saving potentials of air-to-air membrane energy exchanger for ventilation in cold climates”, *Energy and Buildings*, v. 135, pp. 95-108, Elsevier B.V.
- MACINTYRE, A. J., 1990, *Ventilação Industrial e Controle da Poluição*. 2 ed., Rio de Janeiro, RJ, LTC.
- MARDIANA-IDAYU, A., RIFFAT, S. B., 2011, “Review on heat recovery technologies for building applications”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 16, pp. 1241– 1255, Elsevier Ltd.
- MARLETTA, L., 2010, “Air Conditioning Systems from a 2nd Law Perspective”, *Entropy*, v. 12, pp. 859-877, Molecular Diversity Preservation International.
- MCQUISTON, F. C., PARKER, J. D., SPITLER, J. D., 2005, *Heating, Ventilation and Air Conditioning: Analysis and Design*. 6 ed., Hoboken, NJ, John Willey & Sons, Inc.
- MITCHELL, J. W., BRAUN, J. E., 2018, *Princípios de Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado em Edificações*. 1 ed., tradução de Luís Paulo de Oliveira, Rio de Janeiro, RJ, LTC.
- MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N., BOETNER, D. D., BAILEY, M. B., 2014 *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 8 ed. Hoboken, NJ, John Wiley & Sons, Inc.
- MORRIS, W., 2003, “The ABCs of DOAS Dedicated Outdoor Air Systems”, *ASHRAE Journal*, v. 45, n. 5, pp. 24-29, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, Atlanta, GA.
- MUZYCHKA, Y. S., 2005 “Constructal design of forced convection cooled microchannel heat sinks and heat exchangers”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 48, pp. 3119–3127, Elsevier Ltd.

NASIF, M., AL-WAKED, R., MORRISON, G., BEHNIA, M., 2010, “Membrane heat exchanger in HVAC energy recovery systems, systems energy analysis”, *Energy and Buildings*, v. 42, pp. 1833–1840, Elsevier B.V.

NGUYEN, A., YOUNGIL, K., YOUNGGY, S., 2005, “Experimental study of sensible heat recovery of heat pump during heating and ventilation”, *International Journal of Refrigeration*, v. 28, pp. 242–252, Elsevier Ltd and IIR.

O’CONNOR, D., CALAUTIT, J. K. S., HUGHES, B. R., 2015, “A review of heat recovery technology for passive ventilation applications”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 54, pp. 1481-1493, Elsevier Ltd.

OGULATA, R. T., DOBA, F., 1997, “Experiments and entropy generation minimization analysis of a cross-flow heat exchanger”, *International Journal of Heat Mass Transfer*, v. 41, n. 2, pp. 373-381, Elsevier Science Ltd.

OLIVEIRA Jr., S., 2013, *Exergy: Production, Cost and Renewability (Green Energy and Technology)*. London , Springer-Verlag.

OLIVIERI, J., SINGH, T., LOVODOCKY, S., 1996, *Psychrometric - Theory and Practice*. ASHRAE RP-872, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, Atlanta, GA.

PETIT, P. J., GAGGIOLI, R. A., “Second Law Procedures for Evaluating Process”. In: Gaggioli, R. A. (ed), *Thermodynamics: Second Law Analysis*, chapter 2, Washington, D.C, American Chemical Society, 1980.

RATLAMWALA, T. A. H., DINÇER, I., 2013, “Efficiency assessment of key psychrometric processes”, *International Journal of Refrigeration*, v. 36, n. 3, pp. 1142-1153, Elsevier Ltd and IIR.

RORIZ, M., 2012, *Arquivos Climáticos de Municípios Brasileiros*. In: Grupo de Trabalho sobre Conforto e Eficiência Energética, Associação Nacional de Tecnologia do Ambiente Construído, São Carlos, SP. Disponível em: http://www.labeee.ufsc.br/sites/default/files/arquivos_climaticos/sobre_epw.pdf. Acesso em: 23 out. 2018, 11:31:30.

ROTH, M., 2017, *Updating climatic design data in the 2017 ASHRAE Handbook—Fundamentals (RP-1699)*. ASHRAE RP-1699, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, Atlanta, GA.

SHAH, R. K., BHATTI, M. S., “Laminar convective heat transfer in ducts”, In: Kakac, S., Shah, R. K., Aung, W (eds), *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, chapter 3, New York, NY, Wiley, 1987.

SHAH, R. K., LONDON, A. L., “Laminar Flow Forced Convection in Ducts”. In: Irvine Jr., T. F., Hartnett, J. P (eds.), *Supplement 1 to Advances in Heat Transfer*, New York, NY, Academic Press, 1978.

SHAH, R. K., MUELLER, A. C., “Heat exchanger basic thermal design methods”. In: Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P., Ganic, E. N. (eds.), *Handbook of Heat Transfer Applications*, 2 ed., New York, McGraw-Hill, 1985.

SHAH, R. K., SEKULIC, D. P., 2003, *Fundamentals of Heat Exchangers Design*. Hoboken, NJ, John Willey & Sons, Inc.

SIMÕES MOREIRA, J. R., 1999, *Fundamentos e Aplicações da Psicrometria*. São Paulo, RPA Editorial Ltda.

TSATSARONIS, G., 1993, “Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems”, *Progress in Energy and Combustion Science*, v. 19, pp. 227-257, Pergamon Press.

THRELKELD, J. W., KUEHN, T. H., RAMSEY, J. W., 1998, *Thermal Environmental Engineering*. 3 ed., New York, NY, McGraw-Hill.

TOMMERUP, H., SVENDSEN, S., 2006, “Energy savings in Danish residential building stock”, *Energy and Buildings*, v. 38, pp. 618–626, Elsevier B.V.

YAU, Y. H., AHMADZADEHTALATAPEH, M., 2010, “A review on the application of horizontal heat pipe heat exchangers in air conditioning systems in the tropics”, *Applied Thermal Engineering*, v. 30, pp. 77-84, Elsevier Ltd.

ZENG, C., LIU, S., SHUKLA, A., 2016, “A review on the air-to-air heat and mass exchanger technologies for building applications”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 75, pp. 753–774, Elsevier Ltd.

ZHANG, L. Z., 2007, “Laminar flow and heat transfer in plate-fin triangular ducts in thermally developing entry region”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 50, pp. 1637–1640, Elsevier Ltd.

ZHANG, L. Z., 2009, “Heat and mass transfer in plate-fin enthalpy exchangers with different plate and fin materials”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 52, pp. 2704-2713, Elsevier Ltd.

ANEXO A

DESENVOLVIMENTO E APLICAÇÃO DA EQUAÇÃO DA EXERGIA DO AR ÚMIDO NA ABORDAGEM DE GÁS REAL

Em OLIVIERI *et al.* (1996) são apresentadas as seguintes equações para volume, entalpia e entropia molares do ar úmido na abordagem de gases reais;

$$\bar{v} = \frac{\bar{R}T}{p} \left[1 + \frac{\bar{B}}{\bar{v}} + \frac{\bar{C}}{\bar{v}^2} \right] \quad (\text{A.1})$$

$$\begin{aligned} \bar{h} = & \psi_a \left(\sum_{i=0}^5 G_i T^i + \bar{h}_{a,0} \right) + \psi_v \left(\sum_{i=0}^5 H_i T^i + \bar{h}_{v,0} \right) + \\ & + \bar{R}T \left[\left(\bar{B} - T \frac{d\bar{B}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}} + \left(\bar{C} - \frac{T}{2} \cdot \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}^2} \right] \end{aligned} \quad (\text{A.2})$$

$$\begin{aligned} \bar{s} = & \psi_a \left(\sum_{i=0}^4 J_i T^i + J_5 \cdot \ln(T) + \bar{s}_{a,0} \right) + \psi_v \left(\sum_{i=0}^5 K_i T^i + K_6 \cdot \ln(T) + \bar{s}_{v,0} \right) + \\ & + \bar{R} \cdot \ln \left(\frac{p}{101325} \right) + \psi_a \bar{R} \cdot \ln \left(\frac{p\bar{v}}{\psi_a \bar{R}T} \right) + \psi_v \bar{R} \cdot \ln \left(\frac{p\bar{v}}{\psi_v \bar{R}T} \right) - \\ & - \bar{R} \left[\left(\bar{B} + T \frac{d\bar{B}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}} + \frac{1}{2} \left(\bar{C} + T \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}^2} \right] \end{aligned} \quad (\text{A.3})$$

onde os seguintes valores do estado de referência das fases ar seco e vapor d'água são indicados como:

$$\bar{h}_{a,0} = -7,941982 \text{ kJ/mol}$$

$$\bar{h}_{v,0} = 35,99417 \text{ kJ/mol}$$

$$\bar{s}_{a,0} = -0,196125465 \text{ kJ}/(\text{mol} \cdot \text{K})$$

$$\bar{s}_{v,0} = -0,06331449 \text{ kJ}/(\text{mol} \cdot \text{K})$$

e os coeficientes molares são:

$$\bar{B} = \psi_a^2 B_{aa} + 2\psi_a \psi_v B_{av} + \psi_v^2 B_{vv} \quad (\text{A.4})$$

$$\bar{C} = \psi_a^3 C_{aaa} + 3\psi_a^2 \psi_v C_{aav} + 3\psi_a \psi_v^2 C_{avv} + \psi_v^3 C_{vvv} \quad (\text{A.5})$$

sendo B_{aa} , B_{av} , B_{vv} , C_{aaa} , C_{aav} , C_{avv} , e C_{vvv} os coeficientes viriais definidos como funções da temperatura nas equações 3.18 à 3.26 desta dissertação, reproduzidas de OLIVIERI *et al.* (1996).

Aplicando os termos referentes às fases ar seco e vapor d'água;

$$\bar{h}_a = \left(\sum_{i=0}^5 G_i T^i + \bar{h}_{a,0} \right)$$

$$\bar{h}_v = \left(\sum_{i=0}^5 H_i T^i + \bar{h}_{v,0} \right)$$

reescreve-se equação A.2 para entalpia molar.

$$\bar{h} = \psi_a \bar{h}_a + \psi_v \bar{h}_v + \bar{R}T \left[\left(\bar{B} - T \frac{d\bar{B}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}} + \left(\bar{C} - \frac{T}{2} \cdot \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}^2} \right] \quad (\text{A.6})$$

Similarmente para a entropia molar, aplicam-se;

$$\bar{s}_a = \left(\sum_{i=0}^4 J_i T^i + J_5 \cdot \ln(T) + \bar{s}_{a,0} \right)$$

$$\bar{s}_v = \left(\sum_{i=0}^5 K_i T^i + K_6 \cdot \ln(T) + \bar{s}_{v,0} \right)$$

considerando a aplicação em pressão atmosférica;

$$p = 101325 \text{ Pa} \rightarrow \ln\left(\frac{p}{101325}\right) = 0$$

e o seguinte desenvolvimento dos termos logarítmicos e aplicação do fator de compressibilidade $Z = p\bar{v}/\bar{R}T$:

$$\begin{aligned} \psi_a \bar{R} \cdot \ln\left(\frac{p\bar{v}}{\psi_a \bar{R}T}\right) + \psi_v \bar{R} \cdot \ln\left(\frac{p\bar{v}}{\psi_v \bar{R}T}\right) &= \bar{R} \left[\psi_a \ln\left(\frac{Z}{\psi_a}\right) + \psi_v \ln\left(\frac{Z}{\psi_v}\right) \right] \\ &= \bar{R} [\psi_a \ln(Z) - \psi_a \ln(\psi_a) + \psi_v \ln(Z) - \psi_v \ln(\psi_v)] \\ &= \bar{R} [\ln(Z) - \psi_a \ln(\psi_a) - \psi_v \ln(\psi_v)] \\ &= -\bar{R} [\psi_a \ln(\psi_a) + \psi_v \ln(\psi_v) - \ln(Z)] \end{aligned}$$

Assim, reescrevendo a equação A.3 para a entropia molar como:

$$\begin{aligned} \bar{s} &= \psi_a \bar{s}_a + \psi_v \bar{s}_v - \\ &-\bar{R} \left[\psi_a \ln(\psi_a) + \psi_v \ln(\psi_v) - \ln(Z) + \left(\bar{B} + T \frac{d\bar{B}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}} + \left(\bar{C} + T \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \frac{1}{2\bar{v}^2} \right] \end{aligned} \quad (\text{A.7})$$

Aplicando as equações A.6 e A.7 em $(\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0(\bar{s} - \bar{s}_0)$, supondo que a componente química está implícita, obtém-se:

$$\begin{aligned} &\left\{ \psi_a \bar{h}_a + \psi_v \bar{h}_v + \bar{R}T \left[\left(\bar{B} - T \frac{d\bar{B}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}} + \left(\bar{C} - \frac{T}{2} \cdot \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}^2} \right] - \bar{h}_0 \right\} - T_0 \\ &\left\{ \psi_a \bar{s}_a + \psi_v \bar{s}_v - \bar{R} \left[\psi_a \ln(\psi_a) + \psi_v \ln(\psi_v) - \ln(Z) + \left(\bar{B} + T \frac{d\bar{B}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \left(\bar{C} + T \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \frac{1}{2\bar{v}^2} \right] - \bar{s}_0 \right\} \end{aligned} \quad (\text{A.8})$$

agrupando os termos do estado de referência no final da expressão, entre chaves;

$$\begin{aligned}
& \left\{ \psi_a \bar{h}_a + \psi_v \bar{h}_v + \bar{R}T \left[\left(\bar{B} - T \frac{d\bar{B}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}} + \left(\bar{C} - \frac{T}{2} \cdot \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}^2} \right] \right\} - T_0 \\
& \left\{ \psi_a \bar{s}_a + \psi_v \bar{s}_v - \bar{R} \left[\psi_a \ln(\psi_a) + \psi_v \ln(\psi_v) - \ln(Z) + \left(\bar{B} + T \frac{d\bar{B}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}} \right. \right. \\
& \quad \left. \left. + \left(\bar{C} + T \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \frac{1}{2\bar{v}^2} \right] \right\} - \{ \bar{h}_0 - T_0 \bar{s}_0 \}
\end{aligned} \tag{A.9}$$

e expandindo-os conforme as equações A.6 e A.7;

$$\begin{aligned}
& \left(\left\{ \psi_a \bar{h}_a + \psi_v \bar{h}_v + \bar{R}T \left[\left(\bar{B} - T \frac{d\bar{B}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}} + \left(\bar{C} - \frac{T}{2} \cdot \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}^2} \right] \right\} - T_0 \left\{ \psi_a \bar{s}_a + \psi_v \bar{s}_v - \right. \right. \\
& \quad \left. \left. \bar{R} \left[\psi_a \ln(\psi_a) + \psi_v \ln(\psi_v) - \ln(Z) + \left(\bar{B} + T \frac{d\bar{B}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}} + \left(\bar{C} + T \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \frac{1}{2\bar{v}^2} \right] \right\} \right) - \\
& \left(\left\{ \psi_{a,0} \bar{h}_{a,0} + \psi_{v,0} \bar{h}_{v,0} + \bar{R}T_0 \left[\left(\bar{B}_0 - T_0 \frac{d\bar{B}_0}{dT_0} \right) \frac{1}{\bar{v}_0} + \left(\bar{C}_0 - \frac{T_0}{2} \cdot \frac{d\bar{C}_0}{dT_0} \right) \frac{1}{\bar{v}_0^2} \right] \right\} - T_0 \left\{ \psi_{a,0} \bar{s}_{a,0} + \right. \right. \\
& \quad \left. \left. \psi_{v,0} \bar{s}_{v,0} - \bar{R} \left[\psi_{a,0} \ln(\psi_{a,0}) + \psi_{v,0} \ln(\psi_{v,0}) - \ln(Z_0) + \left(\bar{B}_0 + T_0 \frac{d\bar{B}_0}{dT_0} \right) \frac{1}{\bar{v}_0} + \left(\bar{C}_0 + \right. \right. \right. \\
& \quad \quad \left. \left. \left. T_0 \frac{d\bar{C}_0}{dT_0} \right) \frac{1}{2\bar{v}_0^2} \right] \right\} \right)
\end{aligned} \tag{A.10}$$

Rearranjando a equação A.10, separando os termos ideais dos termos viriais,

$$\begin{aligned}
& [(\psi_a \bar{h}_a - \psi_{a,0} \bar{h}_{0,a}) - T_0 (\psi_a \bar{s}_a - \psi_{a,0} \bar{s}_{0,a})] + [(\psi_v \bar{h}_v - \psi_{v,0} \bar{h}_{0,v}) - T_0 (\psi_v \bar{s}_v - \\
& \quad \psi_{v,0} \bar{s}_{0,v})] + \bar{R}T_0 [\psi_a \ln(\psi_a) - \psi_{a,0} \ln(\psi_{a,0}) + \psi_v \ln(\psi_v) - \psi_{v,0} \ln(\psi_{v,0})] + \\
& \bar{R}T_0 [-\ln(Z) + \ln(Z_0)] + \bar{R} \left\{ T \left[\left(\bar{B} - T \frac{d\bar{B}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}} + \left(\bar{C} - \frac{T}{2} \cdot \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}^2} \right] - T_0 \left[\left(\bar{B}_0 - \right. \right. \right. \\
& \quad \left. \left. T_0 \frac{d\bar{B}_0}{dT_0} \right) \frac{1}{\bar{v}_0} + \left(\bar{C}_0 - \frac{T_0}{2} \cdot \frac{d\bar{C}_0}{dT_0} \right) \frac{1}{\bar{v}_0^2} \right] \right\} - T_0 \left\{ -\bar{R} \left[\left(\bar{B} + T \frac{d\bar{B}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}} + \left(\bar{C} + T \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \frac{1}{2\bar{v}^2} \right] + \right. \\
& \quad \left. \bar{R} \left[\left(\bar{B}_0 + T_0 \frac{d\bar{B}_0}{dT_0} \right) \frac{1}{\bar{v}_0} + \left(\bar{C}_0 + T_0 \frac{d\bar{C}_0}{dT_0} \right) \frac{1}{2\bar{v}_0^2} \right] \right\}
\end{aligned} \tag{A.11}$$

e evidenciando os termos $\bar{R}T$ e $\bar{R}T_0$,

$$\begin{aligned}
& [(\psi_a \bar{h}_a - \psi_{a,0} \bar{h}_{0,a}) - T_0(\psi_a \bar{s}_a - \psi_{a,0} \bar{s}_{0,a})] + [(\psi_v \bar{h}_v - \psi_{v,0} \bar{h}_{0,v}) - T_0(\psi_v \bar{s}_v - \\
& \psi_{v,0} \bar{s}_{0,v})] + \bar{R}T_0[\psi_a \ln(\psi_a) - \psi_{a,0} \ln(\psi_{a,0}) + \psi_v \ln(\psi_v) - \psi_{v,0} \ln(\psi_{v,0})] + \\
& \bar{R}T_0[-\ln(Z) + \ln(Z_0)] + \bar{R}T \left[\left(\bar{B} - T \frac{d\bar{B}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}} + \left(\bar{C} - \frac{T}{2} \cdot \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}^2} \right] + \bar{R}T_0 \left[\left(\bar{B} + T \frac{d\bar{B}}{dT} \right) \frac{1}{\bar{v}} + \right. \\
& \left. \left(\bar{C} + T \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \frac{1}{2\bar{v}^2} \right] - \bar{R}T_0 \left[\left(\bar{B}_0 - T_0 \frac{d\bar{B}_0}{dT_0} \right) \frac{1}{\bar{v}_0} + \left(\bar{C}_0 - \frac{T_0}{2} \cdot \frac{d\bar{C}_0}{dT_0} \right) \frac{1}{\bar{v}_0^2} \right] - \bar{R}T_0 \left[\left(\bar{B}_0 + \right. \right. \\
& \left. \left. T_0 \frac{d\bar{B}_0}{dT_0} \right) \frac{1}{\bar{v}_0} + \left(\bar{C}_0 + T_0 \frac{d\bar{C}_0}{dT_0} \right) \frac{1}{2\bar{v}_0^2} \right]
\end{aligned} \tag{A.12}$$

chega-se a expressão para exergia molar do ar úmido correspondente a equação 3.58:

$$\begin{aligned}
\bar{e}x = & [(\psi_a \bar{h}_a - \psi_{a,0} \bar{h}_{0,a}) - T_0(\psi_a \bar{s}_a - \psi_{a,0} \bar{s}_{0,a})] + [(\psi_v \bar{h}_v - \psi_{v,0} \bar{h}_{0,v}) - T_0(\psi_v \bar{s}_v - \\
& \psi_{v,0} \bar{s}_{0,v})] + \bar{R}T_0[\psi_a \ln(\psi_a) - \psi_{a,0} \ln(\psi_{a,0}) + \psi_v \ln(\psi_v) - \psi_{v,0} \ln(\psi_{v,0})] + \\
& \bar{R}T_0[-\ln(Z) + \ln(Z_0)] + \bar{R} \left[(T + T_0) \frac{\bar{B}}{\bar{v}} + \left(T + \frac{T_0}{2} \right) \frac{\bar{C}}{\bar{v}^2} + (TT_0 - T^2) \left(\frac{1}{\bar{v}} \frac{d\bar{B}}{dT} + \frac{1}{2\bar{v}^2} \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \right] - \\
& \bar{R}T_0 \left[\frac{2\bar{B}_0}{\bar{v}_0} + \frac{3\bar{C}_0}{2\bar{v}_0^2} \right]
\end{aligned} \tag{A.13}$$

que pode ser simplificada como:

$$\begin{aligned}
\bar{e}x = & [(\psi_a \bar{h}_a - \psi_{a,0} \bar{h}_{0,a}) - T_0(\psi_a \bar{s}_a - \psi_{a,0} \bar{s}_{0,a})] + [(\psi_v \bar{h}_v - \psi_{v,0} \bar{h}_{0,v}) - T_0(\psi_v \bar{s}_v - \\
& \psi_{v,0} \bar{s}_{0,v})] + \bar{R}T_0[\psi_a \ln(\psi_a) - \psi_{a,0} \ln(\psi_{a,0}) + \psi_v \ln(\psi_v) - \psi_{v,0} \ln(\psi_{v,0}) - \ln(Z) + \\
& \ln(Z_0)] + \bar{R} \left[T \left(\frac{\bar{B}}{\bar{v}} + \frac{\bar{C}}{\bar{v}^2} \right) + T_0 \left(\frac{\bar{B}}{\bar{v}} - \frac{2\bar{B}_0}{\bar{v}_0} + \frac{\bar{C}}{2\bar{v}^2} - \frac{3\bar{C}_0}{2\bar{v}_0^2} \right) + (TT_0 - T^2) \left(\frac{1}{\bar{v}} \frac{d\bar{B}}{dT} + \frac{1}{2\bar{v}^2} \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \right]
\end{aligned} \tag{A.14}$$

onde o estado de referência fica em função de $(T_0, p_0, \bar{v}_0, \psi_{i,0})$, pois podem ser identificadas as funções:

$$\bar{h}_{0,i} = f(T_0, \bar{v}_0, \psi_{i,0})$$

$$\bar{s}_{0,i} = f(T_0, \bar{v}_0, \psi_{i,0})$$

$$\bar{B}_0 = f(T_0, \psi_{i,0})$$

$$\bar{C}_0 = f(T_0, \psi_{i,0})$$

$$Z_0 = f(T_0, p_0, \bar{v}_0)$$

Logo, a exergia molar pode ser definida com quatro propriedades do estado avaliado e quatro do estado de referência, sendo aplicada uma das frações molares (vapor d'água ou ar seco) devido à relação $\psi_v + \psi_a = 1$:

$$\bar{e}x = f(T, p, \bar{v}, \psi_v, T_0, p_0, \bar{v}_0, \psi_{v,0}) \quad (\text{A.15})$$

Considerando as equações A.1, A.4 e A.5 também é válido afirmar que:

$$\bar{e}x = f(T, p, \psi_v, T_0, p_0, \psi_{v,0}) \quad (\text{A.16})$$

reduzindo para três a quantidade de propriedades necessárias de cada estado.

Também é possível escrever a expressão da exergia molar do ar úmido evidenciando parcelas que representem o comportamento ideal do ar úmido e sua respectiva correção para o comportamento real. Para isso, deverão ser evidenciados os termos da expressão da exergia molar do ar úmido como gás ideal, reproduzida de MORAN *et al.* (2014) na equação 3.54, e repetida a seguir:

$$\begin{aligned} \bar{e}x_{GI} = T_0 & \left\{ (\psi_a \bar{C}p_a + \psi_v \bar{C}p_v) \left[\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + \bar{R} \ln \left(\frac{p}{p_0} \right) \right\} \\ & + \bar{R} T_0 \left[\psi_a \ln \left(\frac{\psi_a}{\psi_{a,0}} \right) + \psi_v \ln \left(\frac{\psi_v}{\psi_{v,0}} \right) \right] \end{aligned}$$

Assim, voltando à equação A.13;

$$\begin{aligned} \bar{e}x = & [(\psi_a \bar{h}_a - \psi_{a,0} \bar{h}_{0,a}) - T_0 (\psi_a \bar{s}_a - \psi_{a,0} \bar{s}_{0,a})] + [(\psi_v \bar{h}_v - \psi_{v,0} \bar{h}_{0,v}) - T_0 (\psi_v \bar{s}_v - \\ & \psi_{v,0} \bar{s}_{0,v})] + \bar{R} T_0 [\psi_a \ln(\psi_a) - \psi_{a,0} \ln(\psi_{a,0}) + \psi_v \ln(\psi_v) - \psi_{v,0} \ln(\psi_{v,0})] + \\ & \bar{R} T_0 [-\ln(Z) + \ln(Z_0)] + \bar{R} \left[(T + T_0) \frac{\bar{B}}{\bar{v}} + \left(T + \frac{T_0}{2} \right) \frac{\bar{C}}{\bar{v}^2} + (T T_0 - T^2) \left(\frac{1}{\bar{v}} \frac{d\bar{B}}{dT} + \frac{1}{2\bar{v}^2} \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \right] - \\ & \bar{R} T_0 \left[\frac{2\bar{B}_0}{\bar{v}_0} + \frac{3\bar{C}_0}{2\bar{v}_0^2} \right] \end{aligned}$$

a qual aplicam-se os termos $\psi_a \bar{h}_{0,a}$, $\psi_a \bar{s}_{0,a}$, $\psi_v \bar{h}_{0,v}$, $\psi_v \bar{s}_{0,v}$, $\psi_a \ln(\psi_{a,0})$, e $\psi_{v,0} \ln(\psi_{v,0})$ somando-os e subtraindo-os simultaneamente, desenvolvendo a expressão até a equação A.17;

$$\begin{aligned}
\bar{e}\bar{x} &= [(\psi_a \bar{h}_a - \psi_{a,0} \bar{h}_{0,a} - \psi_a \bar{h}_{0,a} + \psi_a \bar{h}_{0,a}) - T_0(\psi_a \bar{s}_a - \psi_{a,0} \bar{s}_{0,a} - \psi_a \bar{s}_{0,a} + \\
&\psi_a \bar{s}_{0,a})] + [(\psi_v \bar{h}_v - \psi_{v,0} \bar{h}_{0,v} - \psi_v \bar{h}_{0,v} + \psi_v \bar{h}_{0,v}) - T_0(\psi_v \bar{s}_v - \psi_{v,0} \bar{s}_{0,v} - \psi_v \bar{s}_{0,v} + \\
&\psi_{v,0} \bar{s}_{0,v})] + \bar{R}T_0[\psi_a \ln(\psi_a) - \psi_{a,0} \ln(\psi_{a,0}) + \psi_a \ln(\psi_{a,0}) - \psi_a \ln(\psi_{a,0}) + \psi_v \ln(\psi_v) - \\
&\psi_{v,0} \ln(\psi_{v,0}) + \psi_v \ln(\psi_{v,0}) - \psi_v \ln(\psi_{v,0})] + \bar{R}T_0[-\ln(Z) + \ln(Z_0)] + \bar{R} \left[(T + T_0) \frac{\bar{B}}{\bar{v}} + \right. \\
&\left. \left(T + \frac{T_0}{2} \right) \frac{\bar{C}}{\bar{v}^2} + (TT_0 - T^2) \left(\frac{1}{\bar{v}} \frac{d\bar{B}}{dT} + \frac{1}{2\bar{v}^2} \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \right] - \bar{R}T_0 \left[\frac{2\bar{B}_0}{\bar{v}_0} + \frac{3\bar{C}_0}{2\bar{v}_0^2} \right] = \\
&= [\psi_a(\bar{h}_a - \bar{h}_{0,a}) + (\psi_a - \psi_{a,0})\bar{h}_{0,a} - T_0(\psi_a(\bar{s}_a - \bar{s}_{0,a}) + (\psi_a - \psi_{a,0})\bar{s}_{0,a})] + \\
&[\psi_v(\bar{h}_v - \bar{h}_{0,v}) + (\psi_v - \psi_{v,0})\bar{h}_{0,v} - T_0(\psi_v(\bar{s}_v - \bar{s}_{0,v}) + (\psi_v - \psi_{v,0})\bar{s}_{0,v})] + \\
&\bar{R}T_0 \left[\psi_a \ln \left(\frac{\psi_a}{\psi_{a,0}} \right) + (\psi_a - \psi_{a,0}) \ln(\psi_{a,0}) + \psi_v \ln \left(\frac{\psi_v}{\psi_{v,0}} \right) + (\psi_v - \psi_{v,0}) \ln(\psi_{v,0}) \right] + \\
&\bar{R}T_0[-\ln(Z) + \ln(Z_0)] + \bar{R} \left[(T + T_0) \frac{\bar{B}}{\bar{v}} + \left(T + \frac{T_0}{2} \right) \frac{\bar{C}}{\bar{v}^2} + (TT_0 - T^2) \left(\frac{1}{\bar{v}} \frac{d\bar{B}}{dT} + \frac{1}{2\bar{v}^2} \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \right] - \\
&\bar{R}T_0 \left[\frac{2\bar{B}_0}{\bar{v}_0} + \frac{3\bar{C}_0}{2\bar{v}_0^2} \right] = \\
&= \psi_a [(\bar{h}_a - \bar{h}_{0,a}) - T_0(\bar{s}_a - \bar{s}_{0,a})] + \psi_v [(\bar{h}_v - \bar{h}_{0,v}) - T_0(\bar{s}_v - \bar{s}_{0,v})] + [(\psi_a - \\
&\psi_{a,0})\bar{h}_{0,a} - T_0(\psi_a - \psi_{a,0})\bar{s}_{0,a}] + [(\psi_v - \psi_{v,0})\bar{h}_{0,v} - T_0(\psi_v - \psi_{v,0})\bar{s}_{0,v}] + \\
&\bar{R}T_0 \left[\psi_a \ln \left(\frac{\psi_a}{\psi_{a,0}} \right) + \psi_v \ln \left(\frac{\psi_v}{\psi_{v,0}} \right) \right] + \\
&\bar{R}T_0 [(\psi_a - \psi_{a,0}) \ln(\psi_{a,0}) + (\psi_v - \psi_{v,0}) \ln(\psi_{v,0})] + \bar{R}T_0 [-\ln(Z) + \ln(Z_0)] + \\
&\bar{R} \left[(T + T_0) \frac{\bar{B}}{\bar{v}} + \left(T + \frac{T_0}{2} \right) \frac{\bar{C}}{\bar{v}^2} + (TT_0 - T^2) \left(\frac{1}{\bar{v}} \frac{d\bar{B}}{dT} + \frac{1}{2\bar{v}^2} \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \right] - \bar{R}T_0 \left[\frac{2\bar{B}_0}{\bar{v}_0} + \frac{3\bar{C}_0}{2\bar{v}_0^2} \right] = \\
&\bar{e}\bar{x} = \{ \psi_a [(\bar{h}_a - \bar{h}_{0,a}) - T_0(\bar{s}_a - \bar{s}_{0,a})] + \psi_v [(\bar{h}_v - \bar{h}_{0,v}) - T_0(\bar{s}_v - \bar{s}_{0,v})] \} + \\
&\left\{ \bar{R}T_0 \left[\psi_a \ln \left(\frac{\psi_a}{\psi_{a,0}} \right) + \psi_v \ln \left(\frac{\psi_v}{\psi_{v,0}} \right) \right] \right\} + [(\psi_a - \psi_{a,0})\bar{h}_{0,a} - T_0(\psi_a - \psi_{a,0})\bar{s}_{0,a}] + \\
&[(\psi_v - \psi_{v,0})\bar{h}_{0,v} - T_0(\psi_v - \psi_{v,0})\bar{s}_{0,v}] + \bar{R}T_0 [(\psi_a - \psi_{a,0}) \ln(\psi_{a,0}) + (\psi_v - \\
&\psi_{v,0}) \ln(\psi_{v,0})] + \bar{R}T_0 [-\ln(Z) + \ln(Z_0)] + \bar{R} \left[(T + T_0) \frac{\bar{B}}{\bar{v}} + \left(T + \frac{T_0}{2} \right) \frac{\bar{C}}{\bar{v}^2} + \right. \\
&\left. (TT_0 - T^2) \left(\frac{1}{\bar{v}} \frac{d\bar{B}}{dT} + \frac{1}{2\bar{v}^2} \frac{d\bar{C}}{dT} \right) \right] - \bar{R}T_0 \left[\frac{2\bar{B}_0}{\bar{v}_0} + \frac{3\bar{C}_0}{2\bar{v}_0^2} \right]
\end{aligned}
\tag{A.17}$$

onde os dois primeiros termos entre chaves são identificados com as componentes física (\overline{ex}_{GI}^{ph}) e química (\overline{ex}_{GI}^{ch}) da exergia molar do ar úmido como mistura de gases ideais, formando a equação 3.54, conforme havia sido previsto:

$$\begin{aligned} & \{\psi_a[(\bar{h}_a - \bar{h}_{0,a}) - T_0(\bar{s}_a - \bar{s}_{0,a})] + \psi_v[(\bar{h}_v - \bar{h}_{0,v}) - T_0(\bar{s}_v - \bar{s}_{0,v})]\} \\ & = T_0 \left\{ (\psi_a \bar{C}_{p_a} + \psi_v \bar{C}_{p_v}) \left[\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + \bar{R} \ln \left(\frac{p}{p_0} \right) \right\} = \overline{ex}_{GI}^{ph} \\ & \left\{ \bar{R} T_0 \left[\psi_a \ln \left(\frac{\psi_a}{\psi_{a,0}} \right) + \psi_v \ln \left(\frac{\psi_v}{\psi_{v,0}} \right) \right] \right\} = \overline{ex}_{GI}^{ch} \end{aligned} \tag{A.18a, b}$$

Assim, conclui-se que a equação A.17 se resume à:

$$\overline{ex} = \overline{ex}_{GI}^{ph} + \overline{ex}_{GI}^{ch} + \overline{ex}_{GR}^{cor} = \overline{ex}_{GI} + \overline{ex}_{GR}^{cor} \tag{A.19}$$

onde \overline{ex}_{GR}^{cor} é interpretado como a correção da exergia molar para gás real, correspondente aos termos da equação A.17 não visualizados nas equações A.18a e b.

Portanto, concluiu-se que a forma original do desenvolvimento, a equação A.13, inclui implicitamente a composição da exergia do ar úmido em parcelas que representam seu comportamento hipotético como gás ideal (\overline{ex}_{GI}), e a respectiva correção para o seu comportamento real (\overline{ex}_{GR}^{cor}), como indicou a equação A.19.

Assim sendo, a tabela A.1 apresenta a comparação entre os resultados da exergia do ar úmido na abordagem de gases reais, obtidos através da equação A.13, com resultados de gases ideais, obtidos das equações 3.54 e 3.55, extraídas de MORAN *et al.* (2014), para condições de temperatura e umidade do ar indicadas em GATLEY (2013) para validação de modelos, considerando pressão atmosférica ao nível do mar. Tais resultados foram obtidos através do mesmo programa de cálculo desenvolvido para as simulações desta dissertação, e considera o mesmo estado de referência indicado anteriormente na equação 3.59.

Tabela A.1 Comparação de resultados das exergias molar e específica do ar úmido obtidas pelas abordagens de gás real e ideal

t [°C]	t^* [°C]	Gás real		Gás ideal	
		$\bar{e}x$ [kJ/kmol]	ex [kJ/kg _a]	$\bar{e}x$ [kJ/kmol]	ex [kJ/kg _a]
5	5	49,2926	1,8026	47,9736	1,6707
5	2	63,0015	2,2860	61,4837	2,1335
25	25	-0,0209	-0,0047	0,0400	0,0014
25	20	5,8584	0,2482	5,2232	0,1840
25	15	23,5078	0,8993	22,3184	0,7786
25	10	56,3732	2,0608	54,7365	1,8944

A similaridade dos resultados obtidos preconiza que ambas abordagens devem produzir resultados similares na análise exérgica de sistemas de HVAC. Esta similaridade é visualizada através da figura A.1, que aplica as exergias molares obtidas para $t = 25^\circ\text{C}$, indicadas na tabela A.1, em um gráfico $t^* \times \bar{e}x$.

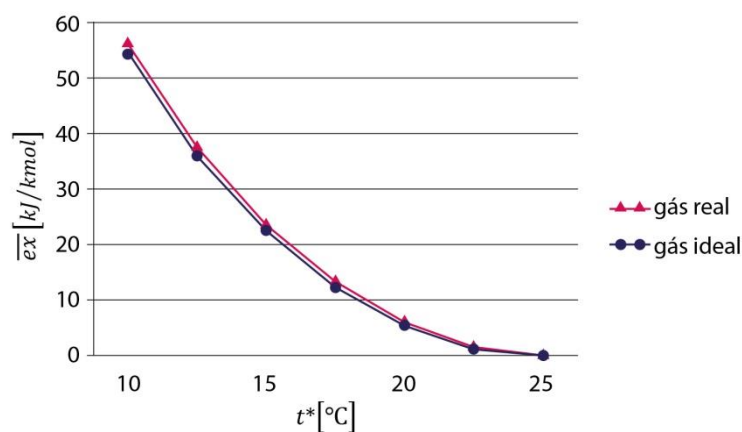


Figura A.1 Variação da exergia molar do ar úmido nas abordagens de gás real e ideal para diferentes valores de t^* , com $t = 25^\circ\text{C}$

ANEXO B

RESULTADOS DA VALIDAÇÃO DO PROGRAMA DE CÁLCULO PSICROMÉTRICO COM ABORDAGEM DE GÁS REAL

As tabelas a seguir apresentam os resultados da comparação dos cálculos de propriedades psicrométricas conforme a sequência de cálculos descrita por OLIVIERI *et al.* (1996), considerando o ar úmido como uma mistura de gases reais; e o padrão indicado por GATLEY (2013) para comparação de modelos e teste de acurácia de programas de cálculo psicrométrico. Nas tabelas B.1, B.2, B.3 e B.4, os dados de entrada foram as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido, enquanto nas tabelas B.5, B.6 e B.7 foram utilizadas a temperatura de bulbo seco e a razão de umidade.

Tabela B.1 Resultados de w na validação do programa desenvolvido para cálculo psicrométrico na abordagem de gases reais, aplicando t e t^ como dados de entrada*

t [°C]	t^* [°C]	w [kg_v/kg_a]		Desvio (%)
		Resultado obtido	GATLEY (2013)	
5	5	0,00540	0,00542	-0,37
5	2	0,00315	0,00317	-0,63
25	25	0,02008	0,02017	-0,46
25	20	0,01260	0,01266	-0,47
25	15	0,00652	0,00656	-0,61
25	10	0,00153	0,00155	-1,29

Tabela B.2 Resultados de h na validação do programa desenvolvido para cálculo psicrométrico na abordagem de gases reais, aplicando t e t^ como dados de entrada*

t [°C]	t^* [°C]	h [kJ/kg _a]		Desvio (%)
		Resultado obtido	GATLEY (2013)	
5	5	18,585	18,639	-0,29
5	2	12,932	12,971	-0,30
25	25	76,278	76,503	-0,29
25	20	57,239	57,384	-0,25
25	15	41,766	41,853	-0,21
25	10	29,045	29,096	-0,17

Tabela B.3 Resultados de s na validação do programa desenvolvido para cálculo psicrométrico na abordagem de gases reais, aplicando t e t^ como dados de entrada*

t [°C]	t^* [°C]	s [kJ/kg _a K]		Desvio (%)
		Resultado obtido	GATLEY (2013)	
5	5	0,06947	0,06968	-0,30
5	2	0,04889	0,04904	-0,30
25	25	0,26904	0,26986	-0,30
25	20	0,20433	0,20487	-0,26
25	15	0,15025	0,15058	-0,22
25	10	0,10369	0,10389	-0,19

Tabela B.4 Resultados de v na validação do programa desenvolvido para cálculo psicrométrico na abordagem de gases reais, aplicando t e t^ como dados de entrada*

t [°C]	t^* [°C]	v [m^3/kg_a]		Desvio (%)
		Resultado obtido	GATLEY (2013)	
5	5	0,7944	0,7944	-
5	2	0,7916	0,7915	0,01
25	25	0,8716	0,8716	-
25	20	0,8615	0,8615	-
25	15	0,8532	0,8532	-
25	10	0,8465	0,8464	0,01

Tabela B.5 Resultados de h na validação do programa desenvolvido para cálculo psicrométrico na abordagem de gases reais, aplicando t e w como dados de entrada

t [°C]	w [kg_v/kg_a]	h [kJ/kg_a]		Desvio (%)
		Resultado obtido	GATLEY (2013)	
5	0,00152	18,629	18,639	-0,05
5	0,00317	12,984	12,971	0,10
25	0,02017	76,499	76,503	-0,01
25	0,01266	57,387	57,384	0,01
25	0,00656	41,858	41,853	0,01
25	0,00155	29,100	29,096	0,01

Tabela B.6 Resultados de s na validação do programa desenvolvido para cálculo psicrométrico na abordagem de gases reais, aplicando t e w como dados de entrada

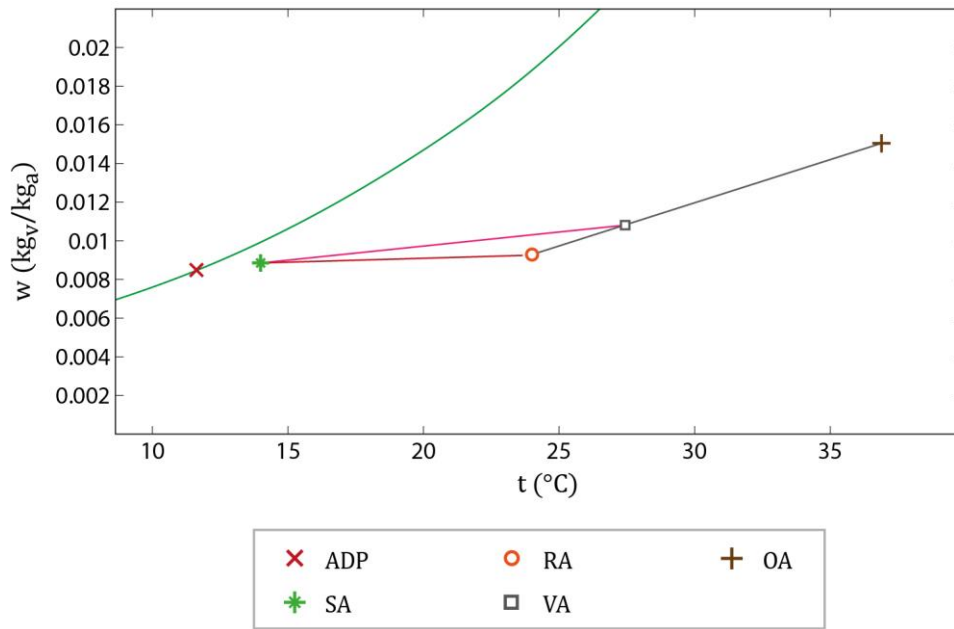
t [°C]	w [kg_v/kg_a]	s [kJ/kg_aK]		Desvio (%)
		Resultado obtido	GATLEY (2013)	
5	0,00152	0,06963	0,06968	-0,07
5	0,00317	0,04908	0,04904	0,08
25	0,02017	0,26978	0,26986	-0,03
25	0,01266	0,20484	0,20487	-0,01
25	0,00656	0,15058	0,15058	-
25	0,00155	0,10390	0,10389	-

Tabela B.7 Resultados de v na validação do programa desenvolvido para cálculo psicrométrico na abordagem de gases reais, aplicando t e w como dados de entrada

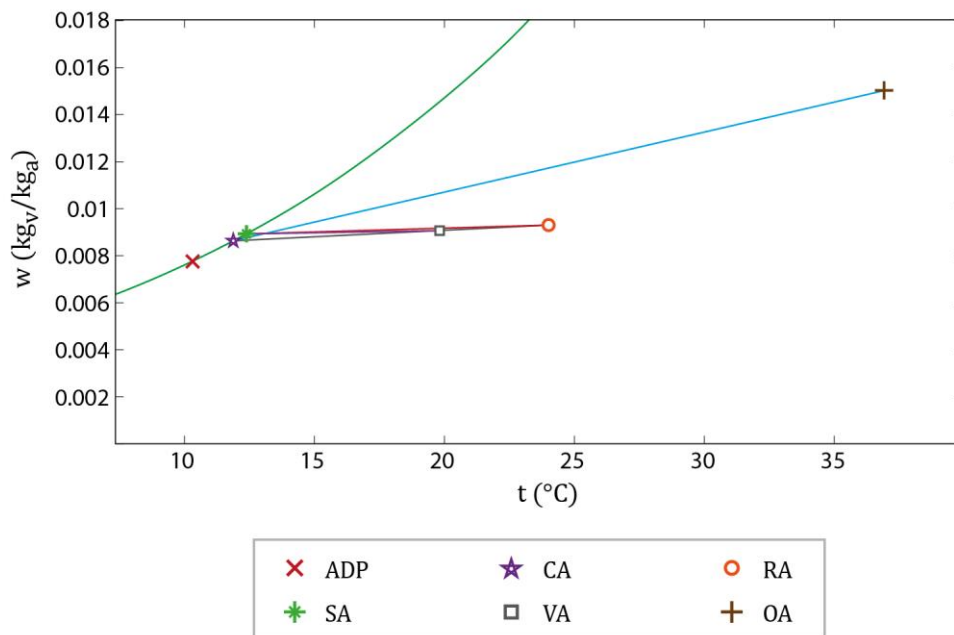
t [°C]	w [kg_v/kg_a]	v [m^3/kg_a]		Desvio (%)
		Resultado obtido	GATLEY (2013)	
5	0,00152	0,7944	0,7944	-
5	0,00317	0,7916	0,7915	0,01
25	0,02017	0,8717	0,8716	0,01
25	0,01266	0,8615	0,8615	-
25	0,00656	0,8533	0,8532	0,01
25	0,00155	0,8465	0,8464	0,01

ANEXO C

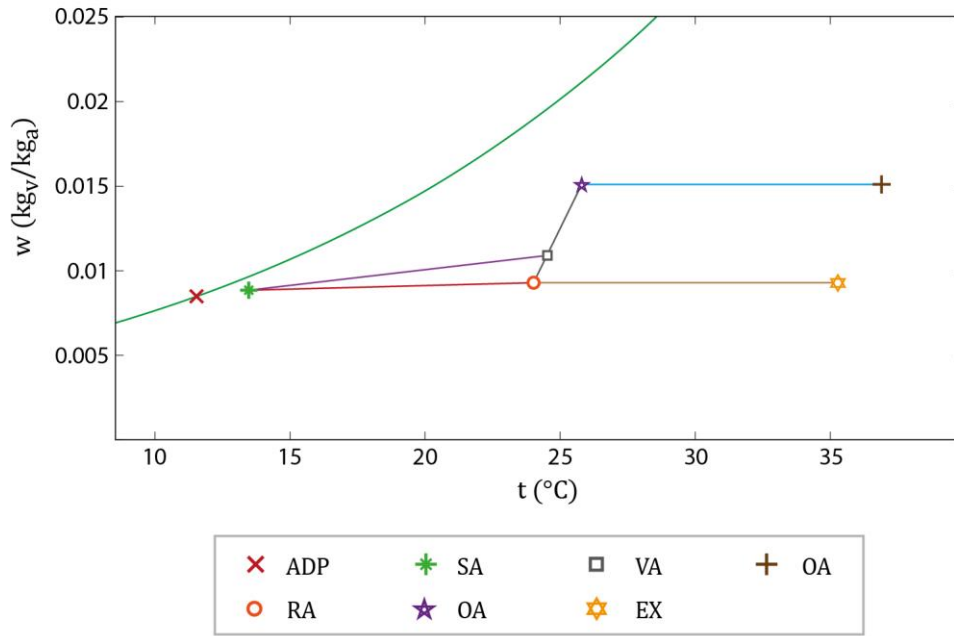
DIAGRAMAS PSICROMÉTRICOS DAS SIMULAÇÕES REALIZADAS EM CONDIÇÕES DE PROJETO DE RESFRIAMENTO



(a)

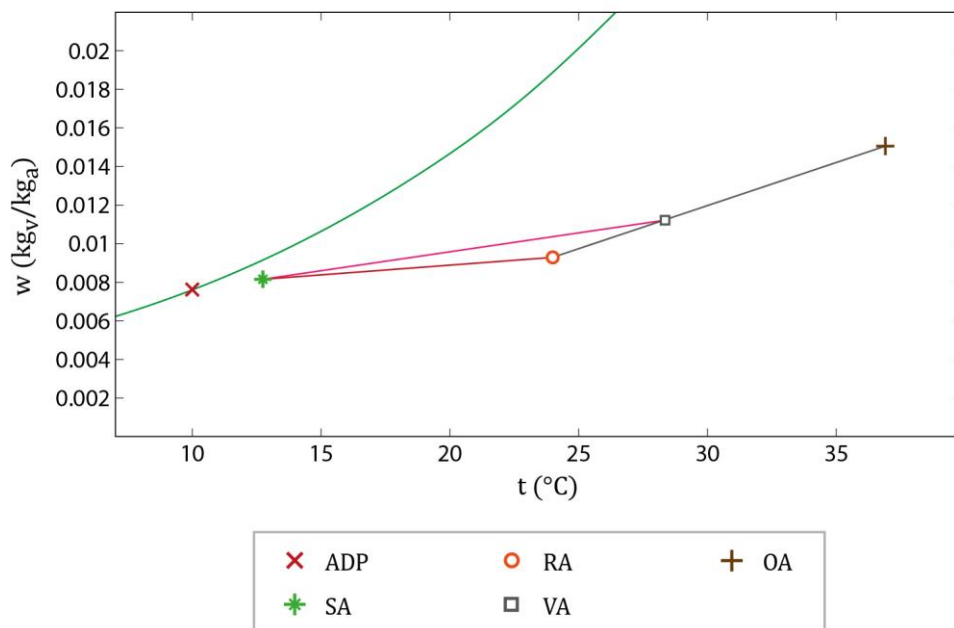


(b)

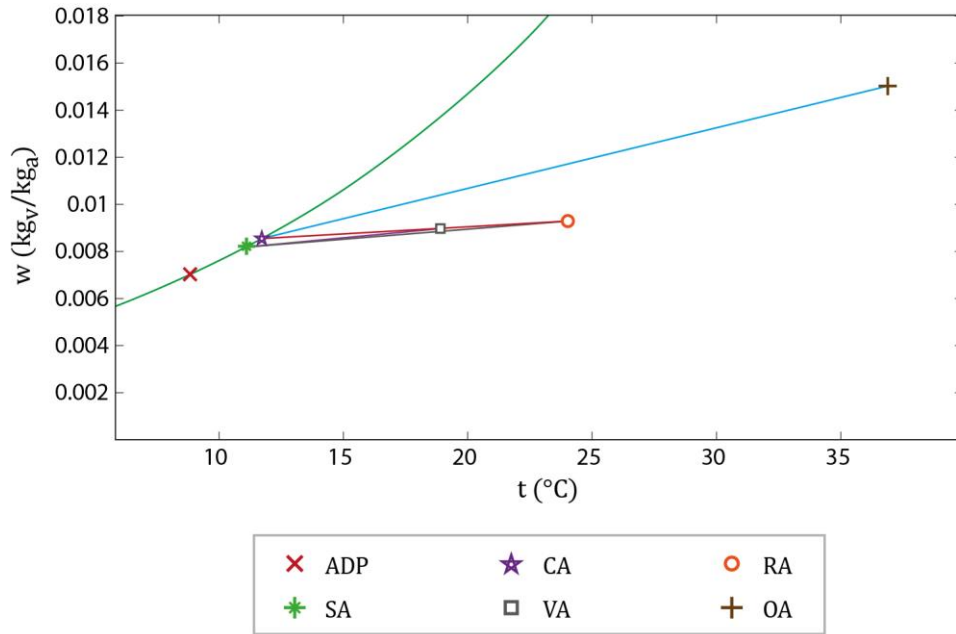


(c)

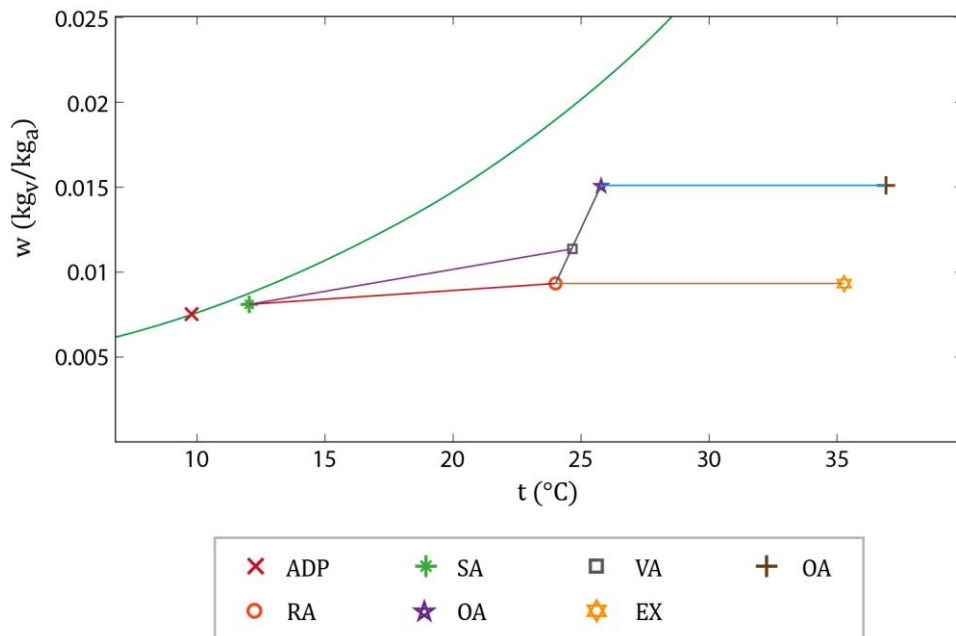
Figura C.1 Diagramas psicrométricos dos processos realizados nos sistemas UTA convencional (a), UTA+DOAS (b) e UTA+HRV (c), obtidos para condições de projeto de resfriamento, com $RSHF = 0,9$



(a)

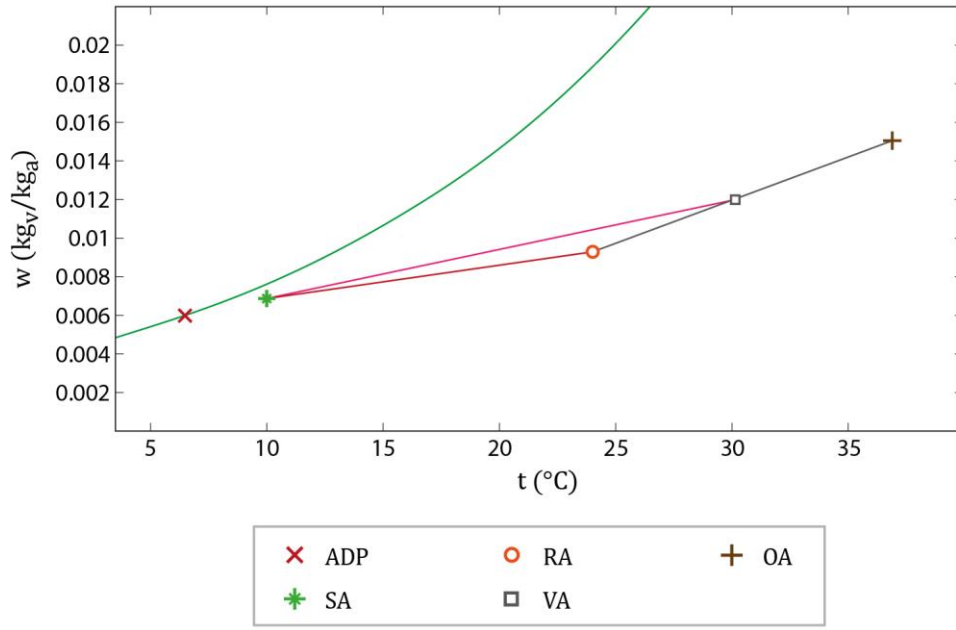


(b)

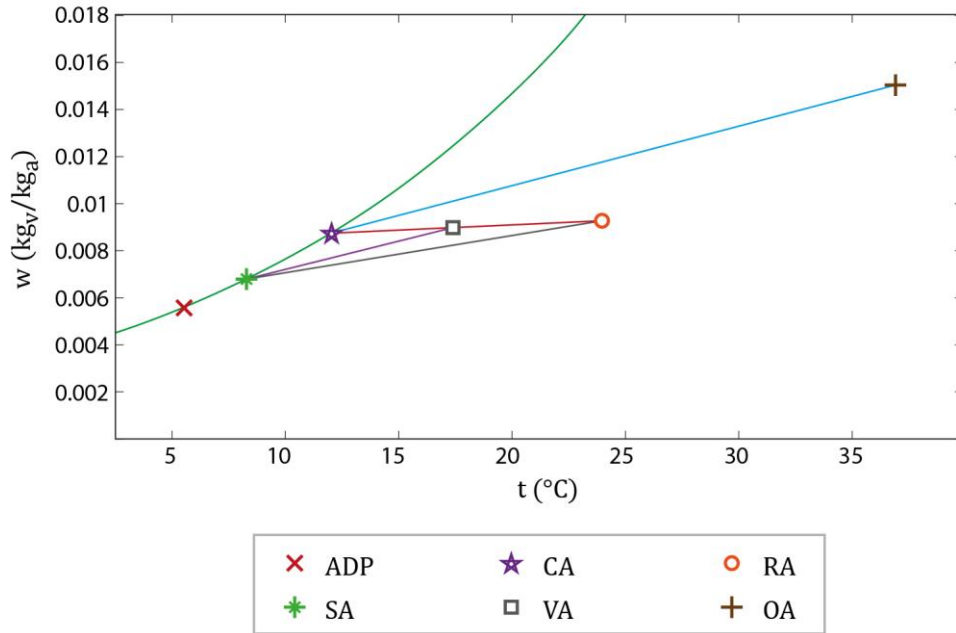


(c)

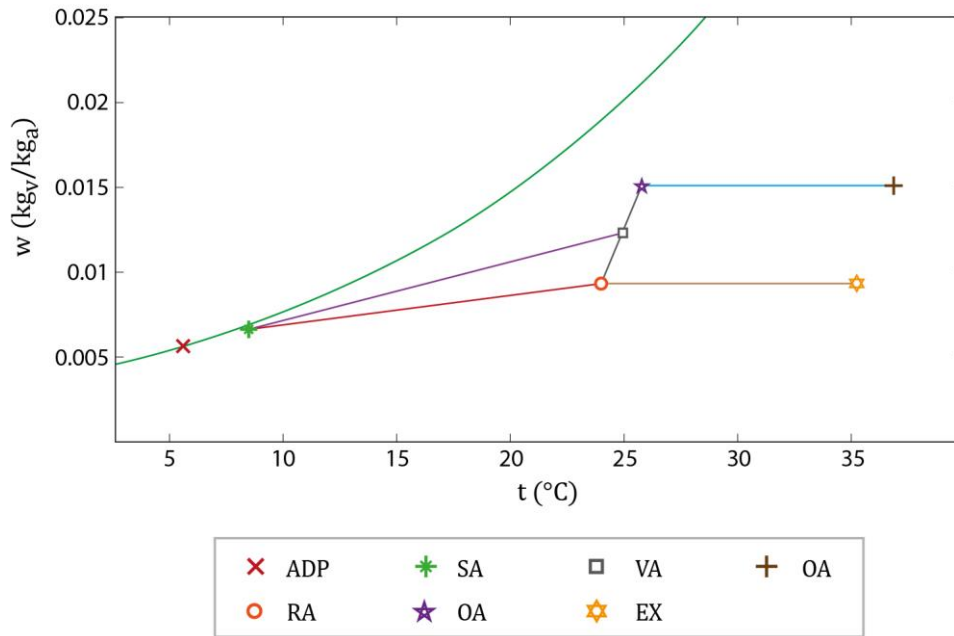
Figura C.2 Diagramas psicrométricos dos processos realizados nos sistemas UTA convencional (a), UTA+DOAS (b) e UTA+HRV (c), obtidos para condições de projeto de resfriamento, com $RSHF = 0,8$



(a)

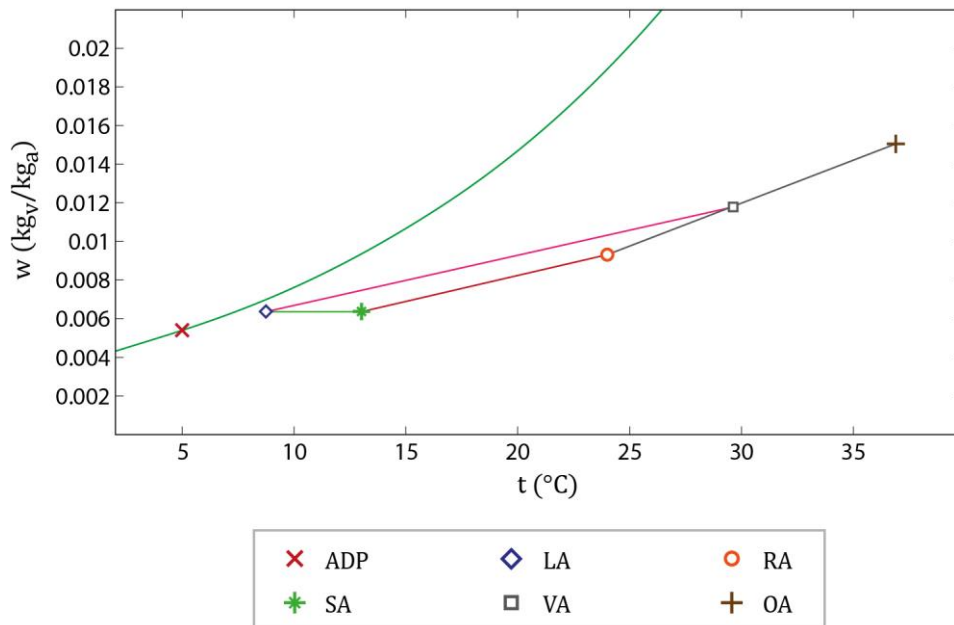


(b)

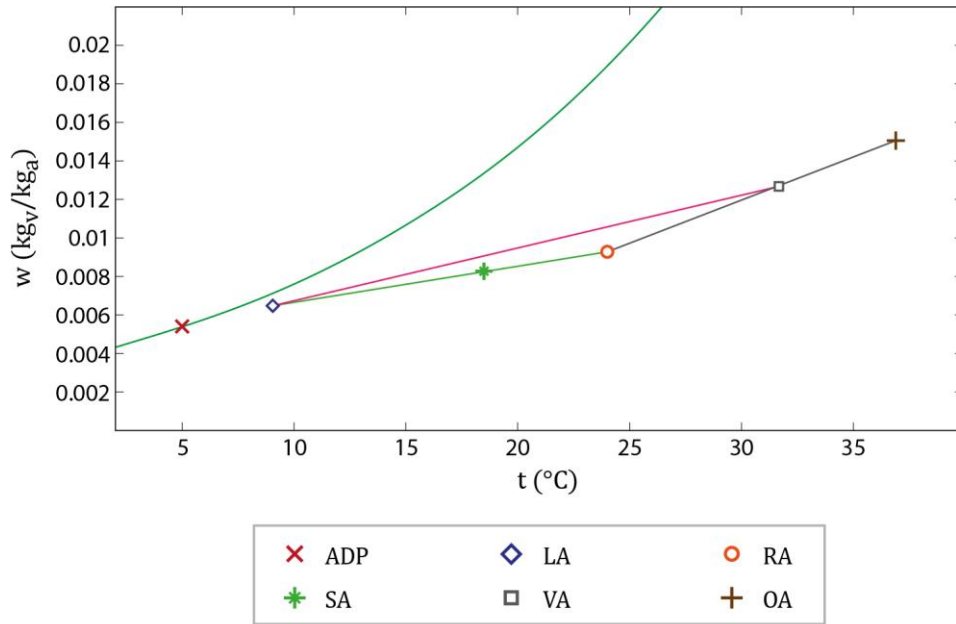


(c)

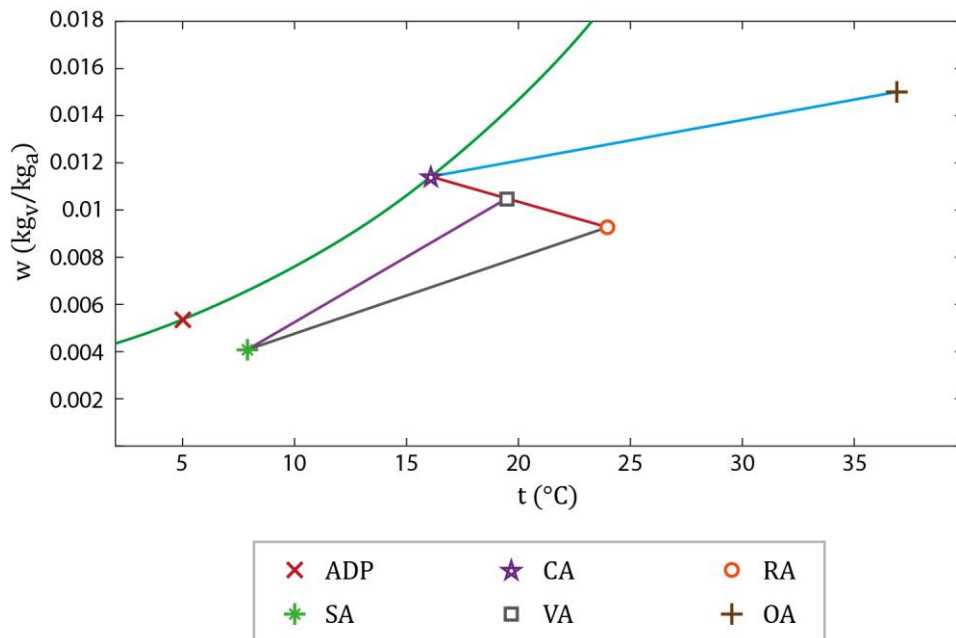
Figura C.3 Diagramas psicrométricos dos processos realizados nos sistemas UTA convencional (a), UTA+DOAS (b) e UTA+HRV (c), obtidos para condições de projeto de resfriamento, com $RSHF = 0,7$



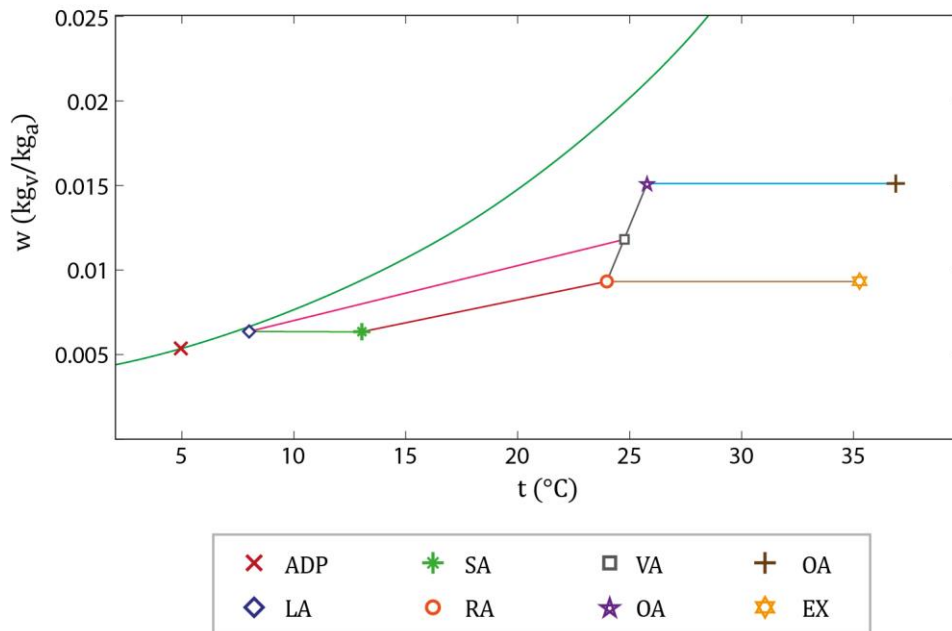
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura C.4 Diagramas psicrométricos dos processos realizados nos sistemas UTA convencional (a), UTA com damper (b), UTA+DOAS (c) e UTA+HRV (d), obtidos para condições de projeto de resfriamento, com $RSHF = 0,6$

ANEXO D

DADOS DE ENTRADA DO AR EXTERIOR NAS SIMULAÇÕES CONSIDERANDO A VARIAÇÃO CLIMÁTICA

Tabela D.1 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de janeiro, medidas no Aeroporto do Galeão - Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018)

Horário	Temperatura (°C)	Desvio padrão	Umidade Relativa (%)	Desvio padrão	Medições
00:00	25,25	1,86	79,83	7,58	628
01:00	24,99	1,73	80,90	7,05	624
02:00	24,74	1,69	81,96	6,93	630
03:00	24,49	1,62	82,80	6,61	628
04:00	24,35	1,53	83,43	6,29	628
05:00	24,22	1,47	83,88	5,96	634
06:00	24,53	1,54	83,10	6,02	626
07:00	25,58	1,84	78,79	7,82	630
08:00	26,70	2,10	74,44	8,77	636
09:00	29,21	2,40	69,64	9,69	622
10:00	30,18	2,72	64,25	10,77	626
11:00	30,85	2,91	60,41	11,49	625
12:00	31,21	3,06	57,94	11,98	632
13:00	31,04	3,31	56,74	12,85	637
14:00	30,52	3,38	57,75	13,64	647
15:00	31,87	3,30	59,24	13,29	651
16:00	29,64	3,28	62,15	13,44	670
17:00	28,85	3,16	64,81	13,15	670
18:00	27,82	3,09	68,64	13,07	666
19:00	26,93	2,66	72,26	11,62	662
20:00	26,46	2,43	74,11	10,67	644
21:00	26,16	2,25	75,36	9,64	636
22:00	25,80	2,06	77,14	8,66	636
23:00	25,54	1,95	78,43	8,10	628

Tabela D.2 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de fevereiro, medidas no Aeroporto do Galeão – Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018)

Horário	Temperatura (°C)	Desvio padrão	Umidade Relativa (%)	Desvio padrão	Medições
00:00	25,82	1,47	77,64	6,46	571
01:00	25,52	1,40	78,91	6,45	569
02:00	25,24	1,31	80,12	5,95	565
03:00	24,98	1,27	81,01	5,92	569
04:00	24,75	1,20	82,06	5,46	571
05:00	24,59	1,19	82,63	5,36	577
06:00	24,54	1,19	82,99	5,31	575
07:00	25,80	1,43	78,30	6,32	581
08:00	27,12	1,64	72,84	7,51	569
09:00	28,36	1,94	68,18	8,36	570
10:00	29,83	2,29	62,12	9,82	569
11:00	31,08	2,45	56,81	10,40	567
12:00	31,89	2,72	53,65	11,06	577
13:00	32,34	2,75	52,21	11,04	576
14:00	32,37	2,91	52,48	11,67	573
15:00	31,87	2,96	54,18	11,97	585
16:00	31,01	2,86	56,81	11,44	602
17:00	29,96	2,88	60,47	12,14	611
18:00	28,67	2,73	65,29	11,96	621
19:00	27,84	2,44	68,40	11,15	583
20:00	27,32	2,17	70,33	10,12	579
21:00	26,87	2,05	72,16	8,97	577
22:00	26,51	1,81	73,80	8,38	575
23:00	26,17	1,63	75,64	7,41	571

Tabela D.3 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de março, medidas no Aeroporto do Galeão – Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018)

Horário	Temperatura (°C)	Desvio padrão	Umidade Relativa (%)	Desvio padrão	Medições
00:00	24,60	1,63	82,03	6,60	622
01:00	24,37	1,53	83,22	5,96	614
02:00	24,16	1,51	84,38	5,36	612
03:00	23,99	1,46	85,08	5,33	608
04:00	23,78	1,41	85,93	4,88	614
05:00	23,67	1,41	86,45	4,81	618
06:00	23,59	1,43	86,64	4,79	632
07:00	24,34	1,53	84,18	5,28	625
08:00	25,44	1,79	79,52	6,39	626
09:00	26,61	2,05	74,31	7,55	626
10:00	27,90	2,44	68,55	9,12	614
11:00	28,98	2,73	64,18	9,88	611
12:00	29,56	2,95	61,52	10,61	623
13:00	29,71	3,27	60,91	12,32	631
14:00	29,65	3,25	61,28	12,34	620
15:00	29,05	3,17	63,16	12,02	634
16:00	28,39	2,90	65,32	11,60	626
17:00	27,50	2,64	68,49	11,03	632
18:00	26,63	2,27	72,03	10,02	634
19:00	25,95	2,13	75,20	9,77	643
20:00	25,65	1,99	76,41	9,01	623
21:00	25,43	1,89	77,49	8,46	627
22:00	25,10	1,73	79,30	7,84	620
23:00	24,86	1,65	80,67	7,14	619

Tabela D.4 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de abril, medidas no Aeroporto do Galeão – Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018)

Horário	Temperatura (°C)	Desvio padrão	Umidade Relativa (%)	Desvio padrão	Medições
00:00	23,25	1,73	82,21	5,53	608
01:00	22,97	1,69	83,35	5,33	606
02:00	22,65	1,70	84,73	4,90	604
03:00	22,46	1,70	85,77	4,33	600
04:00	22,21	1,74	86,40	4,37	602
05:00	22,12	1,73	86,99	4,27	612
06:00	22,02	1,73	87,24	4,50	634
07:00	22,65	1,72	85,43	4,72	624
08:00	23,81	1,84	80,56	6,18	624
09:00	25,04	2,10	75,08	7,76	626
10:00	26,18	2,27	70,09	8,95	616
11:00	27,26	2,53	64,75	10,10	602
12:00	27,89	2,75	61,94	10,92	612
13:00	28,22	2,90	60,28	11,87	612
14:00	28,00	2,87	61,37	11,99	608
15:00	27,59	2,90	63,11	12,07	630
16:00	26,94	2,71	65,17	11,60	616
17:00	25,93	2,48	69,09	10,54	620
18:00	25,16	2,14	72,22	9,44	611
19:00	24,77	2,05	74,43	8,32	613
20:00	24,43	2,01	76,07	8,21	619
21:00	24,11	1,95	77,53	7,58	620
22:00	23,78	1,85	79,32	6,63	607
23:00	23,47	1,81	80,70	6,12	610

Tabela D.5 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de maio, medidas no Aeroporto do Galeão – Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018)

Horário	Temperatura (°C)	Desvio padrão	Umidade Relativa (%)	Desvio padrão	Medições
00:00	20,94	1,58	82,54	5,50	628
01:00	20,58	1,55	84,43	5,10	620
02:00	20,28	1,56	85,54	4,67	624
03:00	20,05	1,62	86,22	4,67	624
04:00	19,81	1,67	86,95	4,71	626
05:00	19,71	1,71	87,18	5,01	632
06:00	19,67	1,73	87,25	5,40	682
07:00	19,95	1,72	86,51	5,69	654
08:00	21,19	1,68	82,26	6,21	657
09:00	22,44	1,85	76,74	7,97	662
10:00	23,72	2,14	70,43	9,54	634
11:00	24,78	2,40	65,29	10,14	634
12:00	25,57	2,68	61,38	11,47	632
13:00	25,99	2,92	58,97	11,79	632
14:00	26,00	2,99	58,89	11,84	630
15:00	25,69	3,00	60,53	12,30	630
16:00	24,99	2,79	63,58	11,33	638
17:00	23,93	2,31	68,21	9,72	630
18:00	23,11	1,92	72,07	8,40	624
19:00	22,72	1,79	73,99	7,84	630
20:00	22,37	1,76	75,70	7,83	628
21:00	22,01	1,70	77,20	7,07	628
22:00	21,66	1,70	79,13	6,67	627
23:00	21,26	1,66	80,94	5,98	630

Tabela D.6 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de junho, medidas no Aeroporto do Galeão – Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018)

Horário	Temperatura (°C)	Desvio padrão	Umidade Relativa (%)	Desvio padrão	Medições
00:00	19,82	1,73	83,15	6,02	603
01:00	19,47	1,76	84,48	6,08	599
02:00	19,17	1,80	85,72	6,13	608
03:00	18,88	1,84	86,54	5,94	603
04:00	18,66	1,85	87,27	5,88	621
05:00	18,55	1,88	87,81	5,83	629
06:00	18,44	1,85	88,28	5,68	673
07:00	18,58	1,83	87,90	5,85	647
08:00	19,80	1,82	84,32	7,21	633
09:00	21,06	1,86	78,96	8,48	641
10:00	22,26	1,95	73,00	9,21	617
11:00	23,37	2,30	67,68	10,41	604
12:00	24,33	2,52	62,96	10,62	598
13:00	24,78	2,78	60,54	11,56	605
14:00	24,93	2,95	59,41	12,89	607
15:00	24,70	3,03	61,06	12,99	601
16:00	24,05	2,86	63,91	12,46	603
17:00	23,01	2,40	68,52	10,75	611
18:00	22,12	1,99	72,57	9,47	608
19:00	21,66	1,88	74,49	8,71	602
20:00	21,30	1,85	76,18	8,08	608
21:00	20,95	1,75	77,93	7,18	601
22:00	20,57	1,75	79,65	7,11	603
23:00	20,21	1,70	81,52	6,55	605

Tabela D.7 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de julho, medidas no Aeroporto do Galeão – Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018)

Horário	Temperatura (°C)	Desvio padrão	Umidade Relativa (%)	Desvio padrão	Medições
00:00	19,61	1,64	81,74	6,20	623
01:00	19,27	1,73	83,07	6,53	623
02:00	18,91	1,75	84,21	6,63	616
03:00	18,59	1,80	85,33	6,50	620
04:00	18,35	1,78	86,01	6,25	620
05:00	18,22	1,84	86,59	6,38	630
06:00	18,16	1,81	86,94	6,11	705
07:00	18,26	1,82	86,46	6,17	640
08:00	19,67	1,80	82,01	7,73	641
09:00	21,03	2,16	76,27	9,59	651
10:00	22,31	2,56	70,07	11,25	635
11:00	23,51	2,87	64,42	12,09	618
12:00	24,46	3,05	60,10	12,23	622
13:00	24,90	3,19	57,75	12,70	626
14:00	25,13	3,29	56,59	13,31	615
15:00	24,88	3,37	57,90	13,92	617
16:00	24,20	3,22	60,96	13,66	623
17:00	23,11	2,69	65,68	11,84	624
18:00	22,01	2,17	70,49	9,56	624
19:00	21,63	1,92	72,29	8,47	618
20:00	21,22	1,84	74,23	8,04	620
21:00	20,88	1,85	75,97	7,83	630
22:00	20,39	1,67	78,13	6,83	622
23:00	20,03	1,69	79,67	6,69	618

Tabela D.8 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de agosto, medidas no Aeroporto do Galeão – Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018)

Horário	Temperatura (°C)	Desvio padrão	Umidade Relativa (%)	Desvio padrão	Medições
00:00	19,88	1,65	79,57	6,09	621
01:00	19,52	1,66	80,83	6,29	623
02:00	19,23	1,71	82,03	6,26	623
03:00	18,87	1,74	83,09	6,15	621
04:00	18,60	1,80	83,99	6,30	623
05:00	18,46	1,87	84,48	6,25	627
06:00	18,38	1,95	84,92	6,45	665
07:00	18,87	1,88	83,72	6,95	643
08:00	20,46	1,94	77,81	7,97	631
09:00	21,86	2,27	70,97	9,90	627
10:00	23,10	2,61	65,48	11,17	633
11:00	24,37	3,00	59,69	12,06	620
12:00	25,27	3,30	55,80	12,87	620
13:00	25,80	3,57	53,59	14,00	625
14:00	25,95	3,85	53,30	15,01	633
15:00	25,72	3,79	54,28	14,82	623
16:00	25,12	3,68	56,77	14,67	630
17:00	23,93	3,19	61,50	13,04	632
18:00	22,69	2,50	66,78	10,52	632
19:00	22,18	2,25	69,12	9,67	624
20:00	21,68	2,00	71,56	8,31	624
21:00	21,19	1,89	73,95	7,72	634
22:00	20,76	1,81	75,68	7,26	626
23:00	20,35	1,78	77,55	6,75	624

Tabela D.9 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de setembro, medidas no Aeroporto do Galeão – Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018)

Horário	Temperatura (°C)	Desvio padrão	Umidade Relativa (%)	Desvio padrão	Medições
00:00	21,11	1,96	77,53	7,17	542
01:00	20,78	1,93	78,85	6,76	544
02:00	20,47	1,92	80,20	6,65	544
03:00	20,20	1,94	81,45	6,13	548
04:00	19,93	1,93	82,51	5,96	540
05:00	19,82	2,02	82,90	6,16	550
06:00	19,78	2,06	82,94	6,32	558
07:00	20,78	2,00	80,11	7,05	552
08:00	22,10	2,26	73,97	8,89	553
09:00	23,32	2,62	68,45	10,68	543
10:00	24,67	3,12	62,49	12,47	548
11:00	25,72	3,48	57,84	13,49	544
12:00	26,55	3,84	54,70	14,47	546
13:00	26,84	3,97	53,56	14,77	551
14:00	26,81	4,09	53,60	15,37	545
15:00	26,49	4,03	55,15	14,99	550
16:00	25,77	3,89	57,76	14,21	548
17:00	24,89	3,53	61,26	12,99	546
18:00	23,76	2,85	65,84	10,84	554
19:00	23,16	2,54	68,30	10,03	554
20:00	22,71	2,36	70,49	9,02	540
21:00	22,28	2,18	72,58	8,23	560
22:00	21,91	2,06	74,15	7,54	545
23:00	21,55	2,06	75,65	7,28	546

Tabela D.10 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de outubro, medidas no Aeroporto do Galeão – Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018)

Horário	Temperatura (°C)	Desvio padrão	Umidade Relativa (%)	Desvio padrão	Medições
00:00	22,18	1,82	78,35	6,20	498
01:00	21,91	2,05	79,32	6,54	498
02:00	21,62	2,03	80,16	6,32	498
03:00	21,37	2,07	81,42	5,88	498
04:00	21,23	2,11	81,99	5,89	500
05:00	21,21	2,19	82,44	5,79	506
06:00	21,48	2,25	81,89	6,03	516
07:00	22,63	2,33	77,10	7,36	516
08:00	23,69	2,45	72,04	8,43	502
09:00	24,79	2,76	67,53	9,70	504
10:00	25,84	3,12	63,19	11,27	508
11:00	26,65	3,52	59,74	12,59	504
12:00	27,28	3,74	57,66	12,72	500
13:00	27,50	3,92	56,97	13,06	506
14:00	27,33	3,73	57,43	12,76	502
15:00	26,97	3,68	58,67	12,37	506
16:00	26,30	3,67	61,18	12,71	510
17:00	25,58	3,38	63,89	11,89	510
18:00	24,58	2,90	67,95	10,46	514
19:00	23,98	2,55	70,37	9,31	512
20:00	23,59	2,34	72,16	8,78	512
21:00	23,18	2,20	73,77	8,09	504
22:00	22,89	2,14	75,07	7,57	498
23:00	22,53	2,05	76,71	6,97	502

Tabela D.11 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de novembro, medidas no Aeroporto do Galeão – Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018)

Horário	Temperatura (°C)	Desvio padrão	Umidade Relativa (%)	Desvio padrão	Medições
00:00	23,16	2,06	79,64	8,38	547
01:00	22,93	2,06	80,42	8,06	541
02:00	22,75	2,08	81,27	7,89	541
03:00	22,53	2,06	82,08	7,72	545
04:00	22,36	2,02	82,91	7,17	545
05:00	22,26	2,09	83,58	7,03	555
06:00	22,91	2,05	81,69	7,36	552
07:00	23,86	2,23	77,30	8,97	563
08:00	24,77	2,37	73,14	9,89	543
09:00	25,80	2,60	68,88	10,99	543
10:00	26,65	2,89	65,69	11,87	550
11:00	27,36	3,18	62,84	12,88	546
12:00	27,81	3,44	61,34	13,74	547
13:00	27,93	3,60	60,94	13,93	549
14:00	27,79	3,71	61,57	14,22	554
15:00	27,50	3,63	62,09	14,22	548
16:00	26,88	3,49	64,18	13,84	566
17:00	26,02	3,24	67,24	13,05	569
18:00	25,28	2,91	70,05	11,69	554
19:00	24,77	2,61	72,63	10,75	570
20:00	24,32	2,38	74,97	10,61	572
21:00	24,03	2,32	75,83	10,03	558
22:00	23,76	2,20	77,21	9,42	553
23:00	23,48	2,06	78,38	8,89	545

Tabela D.12 Médias horárias das temperaturas e umidades relativas de dezembro, medidas no Aeroporto do Galeão – Rio de Janeiro entre 2008 e 2017, adaptada de ICEA (2018)

Horário	Temperatura (°C)	Desvio padrão	Umidade Relativa (%)	Desvio padrão	Medições
00:00	24,81	1,93	80,15	7,38	564
01:00	24,59	1,82	81,28	6,99	566
02:00	24,34	1,78	82,20	6,54	558
03:00	24,15	1,74	83,10	6,51	564
04:00	23,98	1,64	83,66	5,99	564
05:00	23,88	1,65	83,99	5,83	582
06:00	24,45	1,70	81,96	6,76	570
07:00	25,50	2,05	77,50	7,69	566
08:00	26,59	2,30	72,96	8,46	562
09:00	27,75	2,67	68,20	9,77	560
10:00	28,84	3,03	63,63	11,08	568
11:00	29,71	3,30	60,64	12,07	562
12:00	30,26	3,49	58,80	12,61	566
13:00	30,34	3,59	58,69	13,02	578
14:00	30,11	3,62	59,58	12,83	582
15:00	29,58	3,49	61,19	13,09	604
16:00	28,73	3,38	63,97	13,06	600
17:00	27,89	3,01	66,59	12,25	600
18:00	27,07	2,80	69,64	11,73	601
19:00	26,43	2,42	72,75	10,23	589
20:00	25,97	2,29	74,80	9,63	578
21:00	25,64	2,16	76,45	9,02	582
22:00	25,36	2,03	77,90	8,41	575
23:00	25,09	1,88	79,34	7,50	572