



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA



AVALIAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DO RESFRIAMENTO DE AMBIENTES POR UM SISTEMA CICLÔNICO-PSICROMÉTRICO

Daiane Ribeiro Dias

Uberlândia – MG

2020



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA



AVALIAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DO RESFRIAMENTO DE AMBIENTES POR UM SISTEMA CICLÔNICO-PSICROMÉTRICO

Daiane Ribeiro Dias

Orientadores: Prof. Dr. Luiz Gustavo Martins Vieira
Prof. Dr. Danylo de Oliveira Silva

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Química.

Uberlândia – MG

2020

Ficha Catalográfica Online do Sistema de Bibliotecas da UFU
com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).

| | |
|--------------|--|
| D541 2020 | <p>Dias, Daiane Ribeiro, 1988- Avaliação numérico-experimental do resfriamento de ambientes por um sistema ciclônico-psicrométrico [recurso eletrônico] / Daiane Ribeiro Dias. - 2020.</p> <p>Orientador: Luiz Gustavo Martins Vieira. Coorientador: Danylo de Oliveira Silva. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia, Pós-graduação em Engenharia Química. Modo de acesso: Internet. Disponível em: http://doi.org/10.14393/ufu.di.2020.570 Inclui bibliografia. Inclui ilustrações.</p> <p>1. Engenharia química. I. Vieira, Luiz Gustavo Martins, 1976-, (Orient.). II. Silva, Danylo de Oliveira, 1981-, (Coorient.). III. Universidade Federal de Uberlândia. Pós-graduação em Engenharia Química. IV. Título.</p> <p style="text-align: right;">CDU: 66.0</p> |
|--------------|--|

Bibliotecários responsáveis pela estrutura de acordo com o AACR2:
Gizele Cristine Nunes do Couto - CRB6/2091
Nelson Marcos Ferreira - CRB6/3074



ATA DE DEFESA - PÓS-GRADUAÇÃO

| | | | | | |
|------------------------------------|---|-----------------|-------|-----------------------|-------|
| Programa de Pós-Graduação em: | Engenharia Química | | | | |
| Defesa de: | Dissertação de Mestrado, 15/2020, PPGEQ | | | | |
| Data: | 07 de agosto de 2020 | Hora de início: | 08:30 | Hora de encerramento: | 11:15 |
| Matrícula do Discente: | 11822EQU004 | | | | |
| Nome do Discente: | Daiane Ribeiro Dias | | | | |
| Título do Trabalho: | Avaliação numérico-experimental do resfriamento de ambientes por um sistema ciclônico-psicrométrico | | | | |
| Área de concentração: | Desenvolvimento de processos químicos | | | | |
| Linha de pesquisa: | Processos de Separação | | | | |
| Projeto de Pesquisa de vinculação: | Estudo experimental e de simulação em hidrociclones não convencionais | | | | |

Reuniu-se por meio de webconferência, a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Química, assim composta: Professores Doutores: Ligia Damasceno Ferreira Marczak - DEQUI/UFRGS; Ricardo Correa de Santana - PPGEA/UFU; Fábio de Oliveira Arouca - PPGEQ/UFU; Danylo de Oliveira Silva - PPGEA/UFU, coorientador e Luiz Gustavo Martins Vieira - PPGEQ/UFU, orientador da candidata.

Iniciando os trabalhos o presidente da mesa, Prof. Dr. Luiz Gustavo Martins Vieira, apresentou a Comissão Examinadora e a candidata, agradeceu a presença do público, e concedeu à Discente a palavra para a exposição do seu trabalho. A duração da apresentação da Discente e o tempo de arguição e resposta foram conforme as normas do Programa.

A seguir o senhor(a) presidente concedeu a palavra, pela ordem sucessivamente, aos(às) examinadores(as), que passaram a arguir o(a) candidato(a). Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o(a) candidato(a):

Aprovada.

Esta defesa faz parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre.

O competente diploma será expedido após cumprimento dos demais requisitos, conforme as normas do Programa, a legislação pertinente e a regulamentação interna da UFU.

Nada mais havendo a tratar foram encerrados os trabalhos. Foi lavrada a presente ata que após lida e achada conforme foi assinada pela Banca Examinadora.



Documento assinado eletronicamente por **Luiz Gustavo Martins Vieira, Professor(a) do Magistério Superior**, em 07/08/2020, às 11:17, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Ricardo Correa de Santana, Professor(a) do Magistério Superior**, em 07/08/2020, às 11:48, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Danylo de Oliveira Silva, Professor(a) do Magistério Superior**, em 07/08/2020, às 12:51, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Ligia Damasceno Ferreira Marczak, Usuário Externo**, em 07/08/2020, às 14:19, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Fabio de Oliveira Arouca, Professor(a) do Magistério Superior**, em 07/08/2020, às 18:08, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **2174231** e o código CRC **82C77E0F**.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a Deus pela presença constante em minha vida, pelas oportunidades e por me proporcionar força para concluir este trabalho.

Aos meus amados pais, José Alberto e Ana Maria, pela confiança, amor incondicional e doce exemplo que me ajudaram a compreender que, para tudo, há um tempo determinado por Deus. Aos meus queridos irmãos, meus grandes companheiros, Daniel, Raiany e Maicon, obrigada pela parceria e cuidado. Ao meu sobrinho, Pyetro, presente de Deus, que trouxe mais brilho para a família.

Ao meu esposo, Fernando, obrigada pelo incentivo, paciência, apoio às minhas decisões, compreensão e companheirismo. Um privilégio estar ao seu lado.

Aos meus avós, Gerônimo Avelino e Maria Hilda; e aos meus tios, em especial Beto e Edivalda, por todo apoio e ensinamentos. Vocês são seres de luz e uma bênção em minha vida.

Sou grata ao meu sogro Antônio, minha sogra Francisca e aos cunhados (as) que sempre me incentivaram. Enfim, a toda família obrigada por tudo.

Agradeço imensamente aos meus orientadores, Prof. Dr. Luiz Gustavo Martins Vieira e Prof. Dr. Danylo de Oliveira Silva, que aceitaram me orientar neste trabalho. Sou grata pela presença constante, instruções, direcionamentos, força, paciência e por acreditarem no meu potencial. Obrigada por tudo.

Aos companheiros do laboratório LASER pelo auxílio e sugestões que contribuíram para o desenvolvimento desta dissertação. Em especial, ao Grégori Ullmann, que sempre esteve presente e empenhou para me ajudar. Sou grata à discente de iniciação científica, Ana Vitória Couto Lacerda Alliprandini, por toda a ajuda prestada durante os experimentos. À amiga Joicy Alice Ferreira Joaquim pelo auxílio em uma das etapas experimentais.

Aos amigos que a Pós-graduação me presenteou, Ana Carolina Mocci, Flávia Souza Pio, Fernanda Santos Silva e Marcus Paulo Barbosa Martins, que compartilharam comigo os desafios da Pós, além de momentos de alegria. O meu muito obrigada pelos gestos de carinho e pela companhia diária.

Aos membros da banca pelas contribuições importantes para melhoria deste trabalho.

Aos professores e funcionários da Faculdade de Engenharia Química que contribuíram de forma direta e indireta para a execução deste trabalho.

Ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Química pela oportunidade, estrutura e recursos concedidos; e ao CNPq pelo pagamento de minha bolsa de mestrado.

SUMÁRIO

| | |
|---|------|
| LISTA DE FIGURAS | i |
| LISTA DE TABELAS | iv |
| LISTA DE SÍMBOLOS | v |
| RESUMO | viii |
| ABSTRACT | iv |
| CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO..... | 1 |
| 1.1 Objetivos..... | 3 |
| CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA..... | 5 |
| 2.1 Classificação climática do Brasil..... | 5 |
| 2.2 Localização e características meteorológicas de Uberlândia (MG)..... | 7 |
| 2.3 Princípios básicos de psicrometria..... | 9 |
| 2.4 Sistemas de resfriamento que utilizam princípios de psicrometria..... | 10 |
| 2.5 Ciclones | 14 |
| 2.5.1 Famílias de ciclones | 16 |
| 2.5.2 Escoamento em um ciclone | 17 |
| CAPÍTULO 3 - MATERIAL E MÉTODOS..... | 20 |
| 3.1 Ciclone | 20 |
| 3.2 Curva característica do ciclone | 21 |
| 3.3 Coeficiente convectivo de transferência de calor interno no ciclone | 23 |
| 3.4 Ensaio ciclônico-psicrométrico..... | 24 |
| 3.5 Regressão não-linear aplicada ao fenômeno de resfriamento ciclônico-psicrométrico | 28 |
| 3.6 Números adimensionais relevantes no fenômeno de resfriamento ciclônico-psicrométrico | 31 |
| 3.7 Metodologia numérica da dinâmica de resfriamento de uma sala com o sistema ciclônico-psicrométrico | 32 |
| CAPÍTULO 4 - RESULTADOS E DISCUSSÃO..... | 35 |
| 4.1 Configuração do ciclone | 35 |
| 4.2 Curva característica do ciclone | 37 |
| 4.3 Coeficiente convectivo de transferência de calor entre o fluido e as paredes internas do ciclone..... | 38 |
| 4.4 Análise do resfriamento do ar por meio do sistema ciclônico-psicrométrico..... | 39 |

| | | |
|---|--|----|
| 4.4.1 | Avaliação das variáveis independentes na resposta (ΔT)..... | 39 |
| 4.4.2 | Eficiência térmica de bulbo úmido..... | 43 |
| 4.4.3 | Consumo específico de água para o resfriamento ciclônico-psicrométrico | 44 |
| 4.5 | Números Adimensionais relevantes no fenômeno de resfriamento ciclônico- psicrométrico | 44 |
| 4.6 | Análise numérica da dinâmica de resfriamento de um recinto acoplado a um ciclone “psicrométrico”..... | 46 |
| CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES..... | | 52 |
| 5.1 | Conclusões..... | 52 |
| 5.2 | Sugestões para trabalhos futuros..... | 53 |
| REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | | 54 |
| APÊNDICE A - Determinação dos grupos adimensionais relevantes ao processo ciclônico- psicrométrico | | 60 |
| APÊNDICE B - Resultados experimentais do sistema ciclônico-psicrométrico | | 62 |
| APÊNDICE C - Determinação da regressão não-linear dos resultados da eficiência de bulbo úmido (η) | | 64 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1.1 – Valores médios de umidade relativa (H) e temperatura (T) do ar ao longo de um dia quente e seco típico de Uberlândia (MG). Elaborado pela autora por meio de dados disponíveis do INMET (2020) para 12 de setembro de 2019..... | 1 |
| Figura 1.2 – Efeito da Temperatura de bulbo seco e umidade relativa do ar sobre a temperatura de bulbo úmido para estruturas umedecidas com água. Fonte: Elaborado pela autora por meio de dados disponíveis (carta psicrométrica) de Legg (2017)..... | 2 |
| Figura 2.1 – Domínios climáticos do Brasil e principais subtipos. Fonte: Mendonça e Danni-Oliveira (2007). | 6 |
| Figura 2.2 – Climatologia de umidade relativa média e temperatura média do clima tropical - período de 1981-2010, para as cidades Quixeramobim (CE), Petrolina (PE), Formosa (GO) e Uberaba (MG)..... | 7 |
| Figura 2.3 – Mapa de localização do município de Uberlândia – MG. Fonte: Adaptada do IBGE (2020) – Organização pela autora..... | 8 |
| Figura 2.4 – Climatologia de umidade relativa média e temperatura média do clima tropical - período de 1981-2010, para Uberlândia (MG). | 8 |
| Figura 2.5 – Representação do sistema de resfriamento evaporativo direto. Fonte: Adaptada de Yang; Cui e Lan (2019)..... | 11 |
| Figura 2.6 – Representação do sistema de resfriamento evaporativo indireto. Fonte: Adaptada de Yang, Cui e Lan (2019). | 11 |
| Figura 2.7 – Representação esquemática do sistema de resfriamento evaporativo duplo estágio. Fonte: Adaptado de Shirmohammadi e Gilani (2019)..... | 12 |
| Figura 2.8 – Resfriamento evaporativo direto, indireto e duplo estágio em carta psicrométrica. Fonte: Adaptada de Silva (2004). | 12 |
| Figura 2.9 – Descrição de um resfriador evaporativo semidireto com base em membrana porosa. Fonte: Adaptada de Cui <i>et al.</i> (2020). | 14 |
| Figura 2.10 – Vista superior e o correspondente corte longitudinal de um ciclone a gás. Fonte: Massarani (2002). | 15 |
| Figura 2.11 – Esquema de um ciclone com entrada tangencial. Fonte: Adaptada de Hoffmann e Stein (2008). | 18 |
| Figura 2.12 – Escoamentos secundários decorrentes do escoamento em espiral de ciclones. Fonte: Adaptada de Hoffmann e Stein (2008)..... | 19 |

| | |
|---|----|
| Figura 3.1 – Ciclone metálico descoberto (a) e ciclone metálico com tecido externo de algodão (b). | 21 |
| Figura 3.2 – Representação esquemática da unidade experimental para determinação da curva característica do ciclone..... | 21 |
| Figura 3.3 – Representação esquemática para determinação do coeficiente convectivo de transferência de calor no interior do ciclone. | 23 |
| Figura 3.4 – Representação esquemática do sistema de resfriamento ciclônico-psicrométrico. | 25 |
| Figura 3.5 – Unidade experimental do sistema de resfriamento ciclônico-psicrométrico. | 25 |
| Figura 3.6 – Esquema simplificado do resfriamento evaporativo indireto por meio do sistema ciclônico-psicrométrico. | 27 |
| Figura 3.7 – Representação esquemática de um sistema de resfriamento de um recinto a partir do efeito psicrométricos em ciclones..... | 32 |
| Figura 4.1 – Tempo de residência e área superficial dos hidrociclones avaliados por Salvador (2017) na queda de pressão de 1,47 kPa..... | 35 |
| Figura 4.2 – Influência dos diâmetros de alimentação e do <i>overflow</i> no tempo de residência médio do fluido para configurações geométricas com mesma área lateral. | 36 |
| Figura 4.3 – Comparação entre os tempos de residência médios e áreas superficiais do novo ciclone em relação aos ciclones Lapple e Stairmand para $D_C = 0,12$ m e $Q = 0,024$ m ³ /s. | 37 |
| Figura 4.4 – Curva característica do ciclone para o resfriamento psicrométrico na modalidade original e adimensionalizada. | 38 |
| Figura 4.5 – Coeficiente convectivo de transferência de calor (h) em função da vazão volumétrica de ar (Q) do ciclone utilizado para o resfriamento psicrométrico. | 39 |
| Figura 4.6 – Variações térmicas observadas para os ensaios experimentais de resfriamento das correntes primárias de ar submetidas ao novo ciclone. | 39 |
| Figura 4.7 – Acompanhamento da temperatura do ar na saída de <i>overflow</i> , ao longo de 20 min, frente à variação da temperatura de alimentação e umidade relativa do ar para $Q = 0,0096$ m ³ /s, em que os pares: $T_i = 40,1^\circ\text{C}$ e $H = 20,3\%$; $T_i = 29,7^\circ\text{C}$ e $H = 68,5\%$; $T_i = 36,5^\circ\text{C}$ e $H = 35,5\%$ e $T_i = 37,9^\circ\text{C}$ e $H = 30,1\%$; representam os casos a, b, c e d, respectivamente. | 40 |
| Figura 4.8 – Superfícies de Respostas e curvas de contorno para ΔT em função dos pares X_3 - X_2 e X_1 - X_2 | 42 |
| Figura 4.9 – Eficiência térmica de bulbo úmido para o resfriador ciclônico-psicrométrico. | 43 |
| Figura 4.10 – Avaliação do consumo específico de água para resfriar determinado volume de ar no sistema de refrigeração ciclônico-psicrométrico. | 44 |

| | |
|--|----|
| Figura 4.11 – Dependência funcional entre os Números Adimensionais Π_1 e Π_2 | 45 |
| Figura 4.12 – Previsão das temperaturas de bulbo úmido (T_{BU}) em resposta às condições ambientais..... | 46 |
| Figura 4.13 – Temperatura no interior das salas em função do tempo de resfriamento de acordo com as condições operacionais da matriz de planejamento, para combinações de temperatura ambiente e umidade relativa: (28°C; 22,5% e 47,5%), (36°C; 22,5% e 47,5%), (32°C; 35%) e (40°C, 32°C e 25°C; 10%, 35% e 60%), respectivamente para os casos a, b, c e d..... | 48 |
| Figura 4.14 – Variações térmicas no interior da sala para as 26 condições operacionais da Matriz de Planejamento a partir do resfriamento psicrométrico em ciclones em 15 min de operação. | 49 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|----|
| Tabela 2.1 – Relações geométricas para algumas famílias de ciclones..... | 17 |
| Tabela 3.1 – Valores originais e codificados para as variáveis envolvidas nos ensaios ciclônico- psicrométricos..... | 29 |
| Tabela 3.2 – Matriz de Planejamento para o estudo da dinâmica de resfriamento ciclônico- psicrométrico de salas..... | 33 |
| Tabela 4.1 – Razões geométricas propostas para o novo ciclone..... | 36 |
| Tabela 4.2 – Potência elétrica requerida para prover uma variação térmica de 7,0°C de uma sala de 20 m ² em um dia quente e seco típico de Uberlândia ($T_{\infty} = 32^{\circ}\text{C}$, $H = 20\%$, $N = 10$) a partir do sistema ciclônico-psicrométrico e ar-condicionado convencional. | 51 |
| Tabela B.1 – Valores experimentais do decaimento térmico ΔT , eficiência de bulbo úmido (η), consumo específico de água (ε) e adimensionais propostos (Π_1 e Π_2). | 62 |
| Tabela C. 1 – Coeficientes de regressão para a eficiência térmica de bulbo úmido (η)..... | 64 |

LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|------------------|--|
| A_C | área lateral dos ciclones disponíveis à troca térmica [m ²] |
| A_R | área lateral das paredes do recinto [m ²] |
| A_s | área superficial do ciclone [m ²] |
| C_A | concentração de água no fluido a ser refrigerado [kg/m ³] |
| c_p | calor específico do ar [J/(kg·°C)] |
| d_i | diferença entre o nível alto (+1) e o nível baixo (-1) |
| D_c | diâmetro da seção cilíndrica [m] |
| D_i | diâmetro do duto de alimentação [m] |
| D_o | diâmetro do tubo de <i>overflow</i> [m] |
| D_u | diâmetro do orifício de <i>underflow</i> [m] |
| Eu | número de Euler |
| FI | indicador de vazão [m ³ /s] |
| h | coeficiente convectivo de transferência de calor interno do ciclone [W/(m ² ·°C)] |
| H | umidade relativa do ar ambiente [%] |
| $H_{máx}$ | umidade relativa máxima [%] |
| $H_{mín}$ | umidade relativa mínima [%] |
| L | comprimento total do ciclone [m] |
| L_c | comprimento da parte cilíndrica [m] |
| \dot{m} | vazão mássica do fluido [kg/s] |
| $m_{preparação}$ | massa de água somente para umedecer o tecido (preparação) [g] |
| m_{20min} | massa de água borrifada durante os 20 min de experimento [g] |
| m_{Total} | massa total de água utilizada (preparação + experimento) [g] |
| N | número de ciclones acoplado à sala |
| P_v | pressão de vapor da água [Pa] |
| P_{vs} | pressão de saturação correspondente à temperatura de bulbo seco [Pa] |
| Q | vazão volumétrica de ar [m ³ /s] |
| Re | número de Reynolds |
| S | área da sala a ser resfriada [m ²] |
| S_c | comprimento do tubo de <i>vortex finder</i> [m] |
| t_{20min} | tempo de experimento [min] |
| t | tempo de acompanhamento da dinâmica de resfriamento [min] |

| | |
|--------------|---|
| T | temperatura instantânea do ar do recinto a cada passo de tempo [°C] |
| T_{BU} | temperatura de bulbo úmido [°C] |
| $T_{BU,S}$ | temperatura de bulbo úmido da superfície metálica do ciclone [°C] |
| T_i | temperatura do gás na alimentação do ciclone [°C] |
| T_g | temperatura da mistura água-gelo [°C] |
| T_m | temperatura média logarítmica do gás no interior do ciclone [°C] |
| $T_{máx}$ | temperatura máxima [°C] |
| $T_{mín}$ | temperatura mínima [°C] |
| T_o | temperatura do gás na saída do tubo de <i>overflow</i> do ciclone [°C] |
| T_{∞} | temperatura do ar ambiente [°C] |
| v_c | velocidade média do fluido na seção cilíndrica do ciclone [m/s] |
| U_R | Coefficiente Global de Troca Térmica da Sala e meio ambiente [W/(m ² ·°C)] |
| V_R | volume da sala a ser resfriada [m ³] |
| X_i | variável i codificada |
| X_1 | vazão volumétrica de ar codificada |
| X_2 | temperatura da alimentação de ar codificada |
| X_3 | umidade relativa do ar ambiente codificada |
| X_4 | umidade relativa do ar ambiente codificada |
| X_5 | temperatura do ar ambiente codificada |
| X_6 | área de uma sala codificada |
| X_7 | quantidade de ciclones codificada |
| Z_c | comprimento do tronco de cone do ciclone [m] |

Símbolos grego

| | |
|------------------|--|
| $-\Delta P$ | queda de pressão entre a alimentação e o <i>overflow</i> do ciclone [Pa] |
| ΔT | diferença de temperatura entre alimentação e <i>overflow</i> do ciclone [°C] |
| ΔT_S | variação térmica no interior da sala [°C] |
| δ_i | valor do fator na escala original |
| $\bar{\delta}_i$ | nível central na escala original |
| ε | consumo específico de água [g água/m ³ ar] |

| | |
|--------|---|
| η | eficiência térmica de bulbo úmido [%] |
| μ | viscosidade dinâmica do ar [$\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$] |
| ρ | massa específica do ar [kg/m^3] |

RESUMO

O conforto térmico é uma necessidade presente em muitos ambientes como casas, comércios e espaços públicos, especialmente em um país tropical como o Brasil que tem períodos de seca bem definidos, caracterizado principalmente pela alta temperatura e baixa umidade relativa do ar. Ar quente e seco provoca um efeito térmico de resfriamento quando interage com alguma estrutura umedecida com água – efeito psicrométrico – devido à evaporação da água que absorve calor latente no processo. Em condições ideais, decaimentos térmicos de até 18°C podem ser obtidos na estrutura, dependendo dos valores de temperatura e umidade relativa observados. Assim, esta dissertação propõe e investiga experimentalmente um sistema de climatização sustentável e de baixo consumo energético mediante a combinação da potencialidade do ar seco com as características do escoamento em ciclones revestidos por uma estrutura de tecido umedecida. Para tanto, uma nova configuração de ciclone foi proposta para potencializar a troca de calor entre fluido e parede. A nova família de ciclone com 0,2627 m² de área superficial mostrou-se satisfatória para aplicação em fenômenos de troca térmica, uma vez que apresentou coeficientes convectivos de transferência de calor variando entre 37,6 e 56,9 W/(m²°C) e números de Euler entre 1525 e 2821. O sistema ciclônico-psicrométrico proposto proporcionou decaimentos térmicos no fluido entre 3,9 e 13,1°C, enquanto o sistema atingiu uma eficiência térmica média de 60,5%. Os resultados também indicaram que o consumo de água para manter a umidificação do tecido é relativamente baixo, em que cerca de 16,02 g de líquido são necessários para resfriar 1 m³ de ar que escoar pelo ciclone. Previsões numéricas indicaram que, em 15 minutos, um sistema ciclônico-psicrométrico constituído por 10 ciclones pode proporcionar uma redução de até 7,0°C em uma sala de 20,0 m² durante um dia quente (32,0°C) a uma umidade relativa de 20,0%. Balanços de energia e análises econômicas mostraram ainda que a potência elétrica a ser consumida pelos acessórios do resfriamento ciclônico-psicrométrico representaria apenas 19,8% da potência elétrica requerida por um aparelho de ar-condicionado convencional de 18000 BTU para realizar a mesma redução de temperatura. Tal economia certamente teria um impacto direto e positivo no orçamento dos usuários, especialmente para aqueles de menor renda ou que vivem em regiões secas e remotas.

Palavras-chave: ciclones, sustentabilidade, resfriamento evaporativo indireto, psicrometria, troca térmica.

ABSTRACT

Thermal comfort is a necessity present in many environments such as houses, stores, and public spaces, especially in a tropical country like Brazil that has well defined dry periods, which are mainly characterized by high temperature the low relative humidity. Hot, dry air causes a thermal cooling effect when it interacts with some structure dampened with water – psychrometric effect – due to the evaporation of the fluid that absorbs latent heat in the process. In ideal conditions, thermal decays of up to 18°C can be obtained in the structure, depending on the observed temperature and relative humidity values. Thus, this dissertation proposes and experimentally investigates a sustainable and low energy consumption air conditioning system by combining the potentiality of dry air with the characteristics of the flow within a cyclone covered with a wet fabric structure. For this purpose, a new cyclone geometry was proposed to enhance the heat transfer between fluid and walls. The new cyclone family with 0.2627 m² of surface area was satisfactory for application in thermal exchange phenomena, since it presented convective coefficients of heat transfer ranging between 37.6 and 56.9 W/(m²°C) and Euler numbers between 1525 and 2821. The proposed cyclonic-psychrometric system provided thermal decays in the fluid between 3.9 and 13.1°C, whereas the system achieved an average thermal efficiency of 60.5%. The results also indicated that the water consumption to maintain tissue humidification is relatively low, in which about 16.02 g of liquid is needed to cool 1 m³ of air flowing through the cyclone. The numerical simulations indicated that, in 15 minutes, a cyclonic-psychrometric system consisting of 10 cyclones can provide a reduction of up to 7.0°C in a room of 20.0 m² during a hot day (32.0°C) at a relative humidity of 20.0%. Energy balances and economic analysis showed that the electric power consumed by the proposed system would represent only 19.8% of the power required by a conventional 18,000 Btu air conditioner to promote the same reduction of temperature. This energy-saving would certainly have a direct and positive impact on the user's budget, especially those with low income and who live in dry and remote regions.

Keywords: cyclones, sustainability, indirect evaporative cooling, psychrometrics, heat transfer.

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

O Estado de Minas Gerais apresenta, climaticamente, uma transição bastante acentuada de períodos secos e úmidos na maioria do seu território. Dependendo da região (semiárido), o período seco – baixo teor de umidade do ar – pode se prolongar por até oito meses. A localidade de Uberlândia (MG), um exemplo que também apresenta um contraste climático, possui baixas umidades relativas em um período prolongado, de aproximadamente seis meses, gerando ambientes de ar seco e quente (MENDONÇA e DANNI-OLIVEIRA, 2007).

Em um ciclo diário de um dia seco típico da cidade (Figura 1.1) a umidade relativa no período da tarde está próxima a 11,5% e a temperatura apresenta os maiores valores (35,6°C). Durante a madrugada, devido à diminuição da temperatura, a umidade relativa aumenta até valores próximos de 38%.

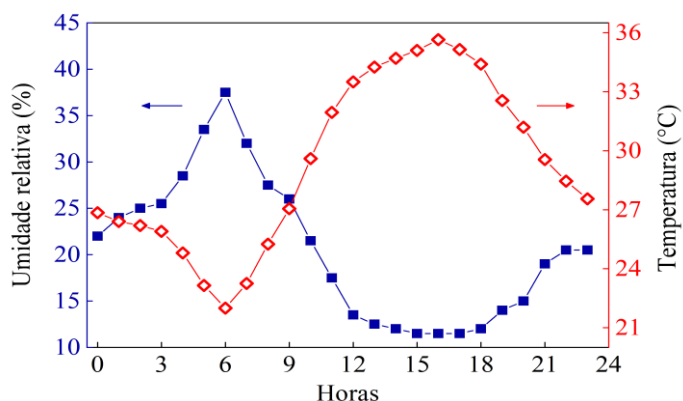


Figura 1.1 – Valores médios de umidade relativa (H) e temperatura (T) do ar ao longo de um dia quente e seco típico de Uberlândia (MG). Elaborado pela autora por meio de dados disponíveis do INMET (2020) para 12 de setembro de 2019.

Fica evidente que tais características incitam a necessidade de sistemas de resfriamento de ambientes. No entanto, esses dispositivos devem apresentar características que reduzam custos energéticos, bem como danos ambientais (CAMIOTO *et al.*, 2018; CHUA *et al.*, 2013). Logo, utilizar as condições climáticas de regiões que apresentam períodos quentes e secos, como em Uberlândia (MG), assim como de outras localidades do Brasil e do mundo, para propor novas tendências de sistemas de resfriamento é uma estratégia técnica para o aproveitamento adequado e sustentável do potencial meteorológico da região. Se correntes de ar quentes e secas entrarem em contato com estruturas umidificadas, a evaporação do líquido

nelas presente ocorre naturalmente. O líquido ao mudar de fase retira calor latente da estrutura, cujo efeito imediato é um decaimento térmico.

Dependendo da combinação entre a temperatura ambiente (temperatura de bulbo seco) e sua respectiva umidade relativa, pode-se obter decaimentos térmicos acima de 15°C, conforme bem ilustram as partes componentes da Figura 1.2. Nesse caso, o decaimento térmico é considerando como a diferença entre as duas temperaturas (temperatura de bulbo seco – temperatura de bulbo úmido). Para exemplificar, uma temperatura de bulbo seco de 30°C e umidade relativa de 10% proporcionam uma temperatura de bulbo úmido de aproximadamente 13°C e, conseqüentemente, um decaimento térmico próximo de 17°C [Figura 1.2 (a)].

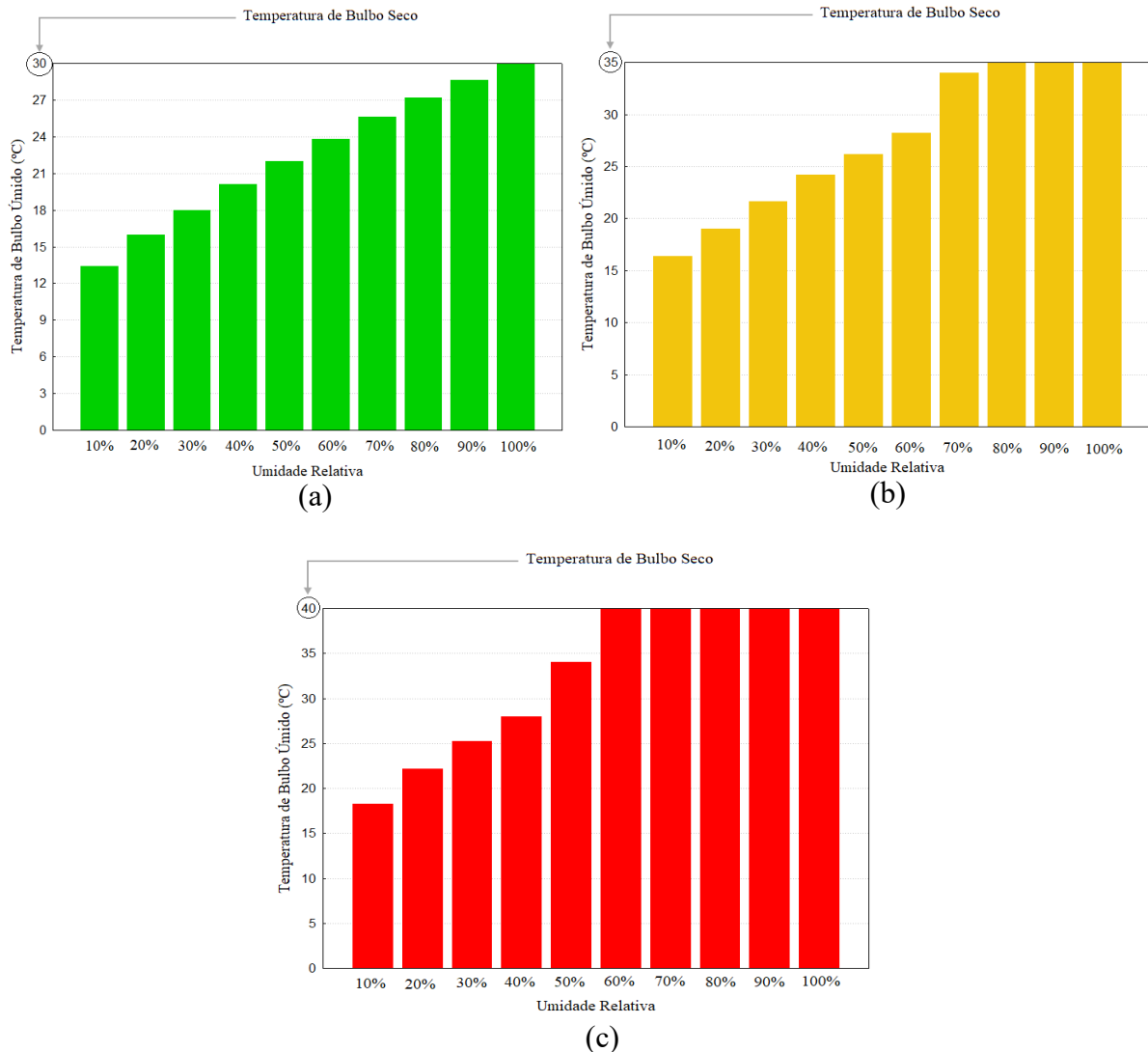


Figura 1.2 – Efeito da Temperatura de bulbo seco e umidade relativa do ar sobre a temperatura de bulbo úmido para estruturas umedecidas com água. Fonte: Elaborado pela autora por meio de dados disponíveis (carta psicrométrica) de Legg (2017).

Nesse sentido, a proposta do presente trabalho é proporcionar uma inovação quanto à metodologia e configuração/tipo de trocador de calor que promova resfriamento de ambientes. Para tanto, sugere-se um sistema sustentável, associando efeitos psicométricos ar-água com as características de um ciclone trocador de calor.

As aplicações dos ciclones, incluem separação de partículas e troca térmica entre fluido interno e paredes desses. Nesse campo, Dasar e Patil (2020) mostraram que um ciclone com aletas helicoidais acopladas à seção cilíndrica poderia ser usado como trocador de calor para reduzir a perda de energia, sem prejudicar a separação de material. Ma *et al.* (2020) avaliaram a recuperação de energia e a separação de fuligem em um ciclone trocador de calor revestido com uma jaqueta de resfriamento e observaram que os aumentos na transferência de calor melhoram a eficiência da separação da fuligem.

Devido aos efeitos de transferência de massa, é possível diminuir a temperatura da carcaça finamente encapada e umedecida com água de um ciclone exposto ao ar ambiente “seco”. Por sua vez, se o ar de determinada sala for circulado no interior desse ciclone, devido à fluidodinâmica presente em seu interior, garantir-se-á uma boa troca térmica entre o gás e a carcaça fria, a fim de se alcançar o resultado esperado (resfriamento) a um baixo custo energético, quando comparado ao sistema tradicional (ciclos de compressão).

É importante ressaltar que aplicações de ciclone como trocadores térmicos e princípios de psicrometria são objetos de estudos antigos, no entanto, acredita-se que essas duas características não foram combinadas para promover o resfriamento do ar ambiente por método indireto.

1.1 Objetivos

Diante dos aspectos citados, o objetivo geral desta dissertação é investigar os efeitos psicométricos do ar insaturado sobre paredes umedecidas externas de um ciclone, bem como estudar a troca de calor entre o escoamento interno do fluido e as paredes do equipamento para resfriamento de ambientes.

Dessa forma, os objetivos específicos do presente trabalho são:

- identificar uma configuração geométrica de ciclone que promova o maior de tempo de residência do fluido e maior área lateral para troca térmica;
- determinar a curva característica, o número de Euler e o coeficiente convectivo de transferência de calor para a nova configuração geométrica de ciclone;

- montar uma unidade experimental em que um ciclone com carcaça umedecida seja utilizado para resfriamento de ar a partir das variações de vazão volumétrica de alimentação do ar (Q), temperatura de alimentação do ar (T_i) e umidade relativa do ar ambiente (H);
- analisar a influência da vazão volumétrica de alimentação do ar (Q), temperatura de alimentação do ar (T_i) e umidade relativa (H) no decaimento térmico do sistema de resfriamento ciclônico-psicrométrico;
- avaliar a eficiência térmica de bulbo úmido do sistema ciclônico-psicrométrico;
- estimar o consumo específico de água na umidificação para prover o resfriamento;
- propor grupos adimensionais para representar o sistema ciclônico-psicrométrico;
- caracterizar numericamente a dinâmica de resfriamento do sistema proposto em função do número de ciclones (N), dimensão da sala (S), temperatura ambiente externa (T_∞) e umidade relativa do ar ambiente (H);
- estimar numericamente o decaimento térmico em uma sala de 20 m² em um dia quente e seco na cidade de Uberlândia (MG-Brasil) a partir do sistema de climatização ciclônico-psicrométrico proposto nesta dissertação, bem como a respectiva redução da potência elétrica em comparação a um ar-condicionado convencional.

CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo apresentam-se, de forma geral, as características climáticas do Brasil, com ênfase em algumas regiões de clima quente e seco, além das definições e relatos de sistemas de resfriamento evaporativos convencionais baseados nos efeitos psicrométricos do ar insaturado. Em sequência, apresentam-se as principais características dos ciclones e algumas aplicações desses como trocadores de calor; ademais, alguns aspectos sobre as particularidades do escoamento no interior do equipamento.

2.1 Classificação climática do Brasil

Esta seção apresenta de forma resumida os tipos de clima do Brasil com o intuito de apontar possíveis regiões com potencial de utilização de resfriamento evaporativo sob condições de clima quente e seco.

O Brasil apresenta uma grande variabilidade climática que abrange desde climas quentes e secos/úmidos a climas frios e úmidos, conforme apresentado na Figura 2.1. De maneira geral, diversos aspectos particulares contribuem para os diferentes climas observados, entre eles: a fisionomia geográfica, a maritimidade/continentalidade, características naturais da grande extensão territorial, formas e altitudes do relevo e a dinâmica de massas de ar, entre outros (ALMEIDA, 2016; MENDONÇA e DANNI-OLIVEIRA, 2007).

De forma geral, os domínios climáticos do Brasil são classificados em três tipos: Equatorial, Tropical e Subtropical. O clima Equatorial, com característica quente e úmida, abrange grande parte do território brasileiro (55%). Já o clima Tropical (39%) varia conforme a região, mas com características de tempo quente e com chuvas menos regulares; ademais, os subtipos climáticos apresentam desde períodos sem seca, até períodos prolongados de seca, de 9 a 11 meses. No Sul do Brasil (6%), predomina o clima subtropical, apresentando estações bem definidas, ou seja, verões com temperaturas altas e invernos frios. Além disso, é caracterizado por uma distribuição praticamente uniforme do teor de umidade do ar ao longo do ano e menos susceptível à seca (MENDONÇA e DANNI-OLIVEIRA, 2007).

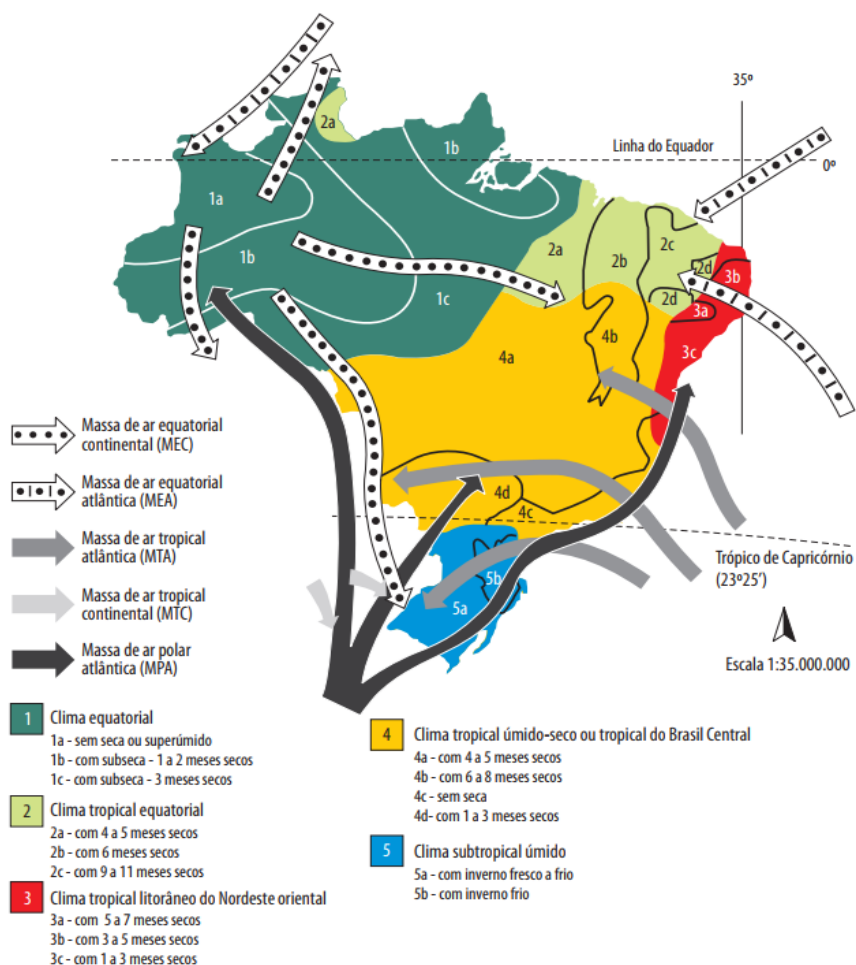


Figura 2.1 – Domínios climáticos do Brasil e principais subtipos. Fonte: Mendonça e Danni-Oliveira (2007).

Com base nos dados disponíveis do Instituto Nacional de Meteorologia – INMET (2020), apresenta-se, na Figura 2.2, a climatologia de umidade relativa e temperatura de quatro localidades distribuídas em diferentes locais dentro da zona climática tropical. De acordo com a figura, Quixeramobim (CE) tem temperaturas elevadas o ano todo, enquanto a umidade relativa mínima é baixa, apresentando valores inferiores a 40% nos meses de março, abril e entre junho e novembro. O clima da região de Formosa (GO) registra, simultaneamente, nos meses de agosto, setembro e outubro, os menores valores de umidade relativa e as maiores temperaturas. Petrolina (PE) apresenta moderada variação térmica anual, com temperaturas máximas superiores a 29,7°C; já a umidade relativa mínima fica abaixo dos 40%, destacando-se os meses de janeiro, setembro, outubro e novembro por apresentarem os menores valores. A variabilidade de umidade relativa mínima de Uberaba (MG), contrariamente à térmica, é bastante acentuada ao longo do ano. O período entre junho e setembro registra os menores valores de umidade relativa mínima (menores que 37%).

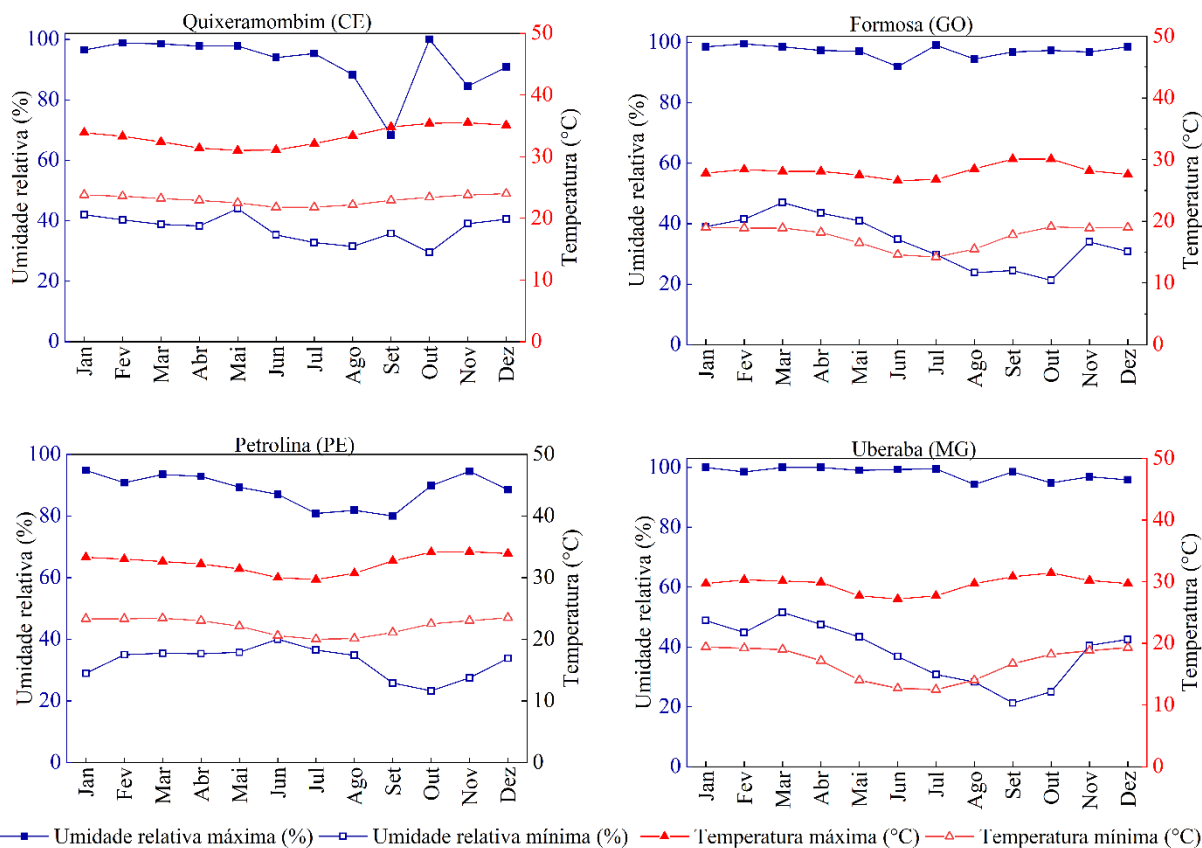


Figura 2.2 – Climatologia de umidade relativa média e temperatura média do clima tropical - período de 1981-2010, para as cidades Quixeramobim (CE), Petrolina (PE), Formosa (GO) e Uberaba (MG).

2.2 Localização e características meteorológicas de Uberlândia (MG)

O município em que foi realizada essa dissertação – Uberlândia (MG), localizado na região de clima tropical Brasil central, está situado no Triângulo Mineiro (aproximadamente na latitude $18^{\circ}55'23''$ Sul e longitude $48^{\circ}17'19''$ Oeste) (CARRIJO e BACCARO, 2000), conforme ilustrado na Figura 2.3. Apresenta área territorial de 4.115 km², população estimada de 691.395 mil habitantes para 2019 e densidade demográfica de 147 habitantes/km² (dados de 2019), segundo o Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística – IBGE (2020).

Climaticamente, o município é caracterizado pela marcante alternância de estações úmidas e secas, que são controladas pelas massas de ar continental (Equatorial e Tropical) e Atlântica (Polar e Tropical). São os deslocamentos dessas massas de ar que caracterizam, direta e indiretamente, as condições climáticas da região (CARRIJO e BACCARO, 2000).

Com base nos dados disponíveis do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET, 2020) apresentam-se, na Figura 2.4, a climatologia de umidade relativa e temperatura para Uberlândia. Observa-se que o clima da região apresenta, de forma geral, temperaturas elevadas com

moderada variação térmica anual, com leve tendência de diminuição térmica entre os meses de maio a julho. O período seco fica compreendido entre junho e outubro, em que as mínimas de umidade relativa são inferiores a 36%. Observa-se que o trimestre agosto, setembro e outubro é caracterizado por apresentar, simultaneamente, as mínimas de umidade relativa (inferior a 29%) e as máximas de temperatura (superior a 29,3°C).

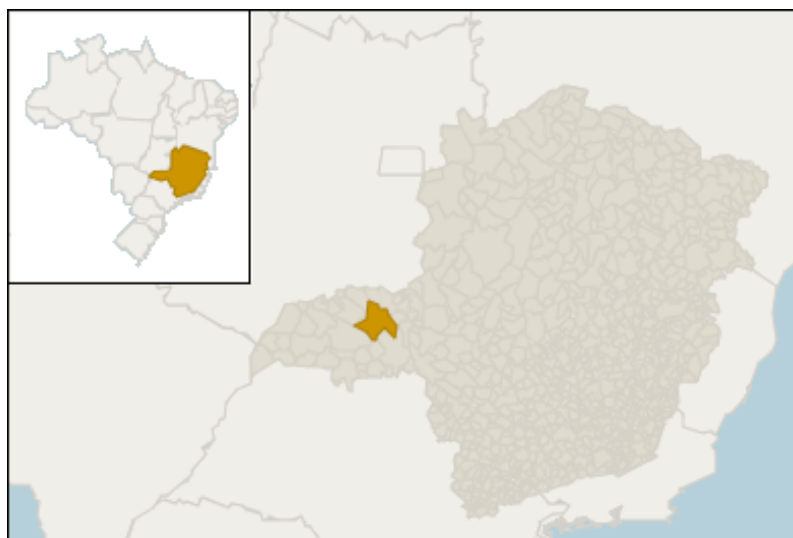


Figura 2.3 – Mapa de localização do município de Uberlândia – MG. Fonte: Adaptada do IBGE (2020) – Organização pela autora.

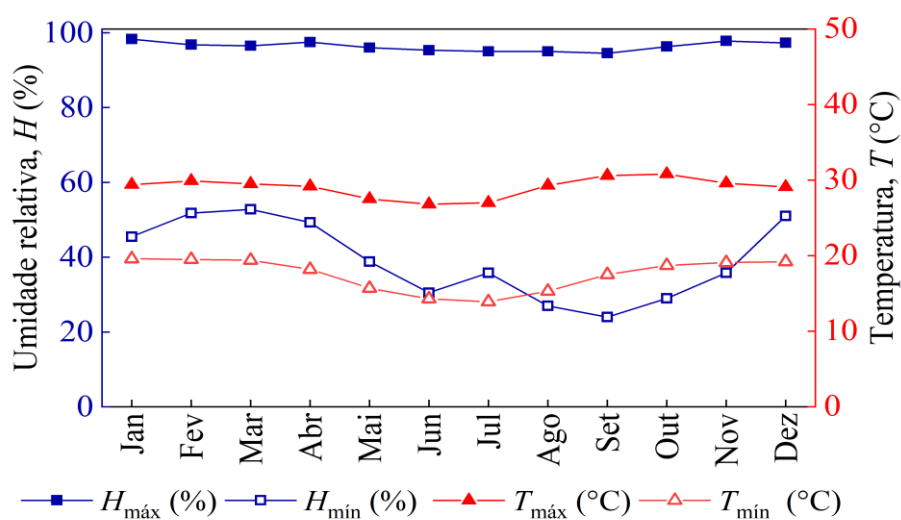


Figura 2.4 – Climatologia de umidade relativa média e temperatura média do clima tropical - período de 1981-2010, para Uberlândia (MG).

2.3 Princípios básicos de psicrometria

Esta seção apresenta de forma sucinta algumas considerações básicas a respeito da psicrometria para melhor análise e compreensão de seus princípios na aplicação deste trabalho.

Os efeitos térmicos e mássicos obtidos por meio das propriedades termodinâmicas da mistura ar-vapor são descritos pela psicrometria, que analisa as condições e processos que envolvem o ar úmido, como em processos de aquecimento, resfriamento e até desenho de materiais de construção (isolamento e cobertura) (DINCER e ROSEN, 2007; HALL, 2010). Essas propriedades estão relacionadas à temperatura, à quantidade de vapor de água, ao volume ocupado pelo ar e à energia nele contidas (SILVA, 2008). Nesse campo de estudo, as propriedades termodinâmicas mais relevantes incluem a temperatura de bulbo seco, a temperatura de bulbo úmido e a umidade relativa do ar, que serão descritas na sequência.

A temperatura de bulbo seco é a temperatura do ar insaturado, indicada por um termômetro comum. A menor temperatura que o ar pode alcançar por meio de um processo de evaporação da água para uma corrente de ar insaturado à pressão constante e sem efeitos da radiação é denominada temperatura de bulbo úmido (RAZAK, 2007).

Para obter o bulbo úmido, cobre-se o bulbo de um termômetro com uma gaze embebida em água destilada. O bulbo molhado deve ser ventilado com ar insaturado a determinadas umidade relativa e temperatura de bulbo seco. Como o ar está insaturado, ocorre transferência simultânea de calor e massa, cujo efeito é a evaporação contínua da água. Outro reflexo da transferência de massa é o resfriamento da estrutura devido ao calor latente necessário à evaporação. Conforme a temperatura da camada embebida com água se torna menor que a do ar, calor sensível é transferido do ar por convecção para ela até que se alcance o estado estacionário (temperatura de bulbo úmido), em que o calor perdido devido à evaporação da água é igual ao calor cedido pelo ar (GEANKOPLIS, 1993; HALL, 2010; LEGG, 2017).

A velocidade do ar sobre o bulbo úmido é uma condição operacional que influencia diretamente a taxa de evaporação da água, conseqüentemente, a temperatura de bulbo úmido é dependente dessa condição operacional. Contudo, o bulbo úmido se torna independente da velocidade do ar quando seu valor é superior a 2 m/s (LEGG, 2017).

Outra propriedade que interfere na temperatura de bulbo úmido é o teor de umidade do ar. Quanto menor essa última, maior o efeito térmico obtido, ou seja, maior a diferença entre as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido (RAZAK, 2007). A presença de vapor de água no ar é normalmente expressa em termos de umidade relativa (H) que é definida como sendo a relação

entre a pressão parcial de vapor de água na mistura (P_v) e a pressão de saturação correspondente à temperatura de bulbo seco da mistura (P_{vs}) (SILVA, 2008), conforme a Equação (2.1).

$$H = 100 \frac{P_v}{P_{vs}} \quad (2.1)$$

2.4 Sistemas de resfriamento que utilizam princípios de psicrometria

Devido às exigências das principais economias mundiais de desenvolver tecnologias mais sustentáveis (CAMIOTO *et al.*, 2018), pesquisadores em todo o mundo buscam alternativas que reduzam a demanda de energia (CHUA *et al.*, 2013). Neste contexto, o resfriamento evaporativo é uma tecnologia alternativa que pode ser usada para substituir de forma sustentável sistemas convencionais de refrigeração por compressão a vapor, especialmente em regiões quentes e áridas (KASHYAP, SARKAR e KUMAR, 2020; QIU e RIFFAT, 2006). Essa tecnologia de resfriamento consiste em reduzir a temperatura do ambiente por meio da evaporação contínua da água que, para evaporar, necessita ganhar calor, retirando-o do ambiente (XUAN *et al.*, 2012).

Os benefícios desse tipo de processo incluem economia de energia e custos (DIZAJI *et al.*, 2018), configuração simples, redução das emissões de gases de efeito estufa e uso de água em vez de outros fluidos potencialmente poluentes e mais caros (XUAN *et al.*, 2012; ZHANG *et al.*, 2019). Por outro lado, devido à alta complexidade dos fenômenos de transferência de calor e massa presentes nesse processo, sua modelagem matemática não é trivial (LIN *et al.*, 2018; RIANGVILAIKUL e KUMAR, 2010). Além disso, a eficiência do resfriamento evaporativo depende das propriedades do ar (temperatura, umidade relativa, velocidade), da temperatura da água e da superfície de contato entre os dois meios (SILVA, 2004).

O processo de resfriamento evaporativo pode ser direto, indireto ou de duplo estágio. O resfriamento evaporativo direto é um processo no qual a água evapora em contato com o ar que se deseja resfriar, umidificando-o (YANG, CUI e LAN, 2019), conforme ilustrado na Figura 2.5. No espaço a ser resfriado, um ar com alta umidade pode não ser apropriado, uma vez que pode ocasionar oxidação de material e contaminação do ambiente devido à proliferação de bactérias pela água. Portanto, o sistema de resfriamento direto é adequado apenas para climas extremamente secos e quentes, ou para espaços com ar condicionado que demandam, simultaneamente, resfriamento e umidificação (XUAN *et al.*, 2012; YANG, CUI e LAN, 2019).

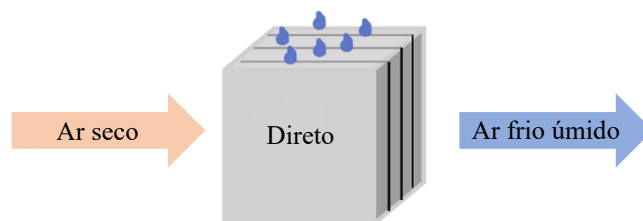


Figura 2.5 – Representação do sistema de resfriamento evaporativo direto. Fonte: Adaptada de Yang; Cui e Lan (2019).

Em vista das desvantagens do sistema de resfriamento direto, em 1903 o Dr. Willi Elfert desenvolveu o sistema de resfriamento evaporativo indireto (WATT, 1986), em que se evita o aumento na umidade do ar que se deseja resfriar porque os escoamentos são fisicamente separados. O escoamento de ar secundário permeia a superfície da água para promover a evaporação e, conseqüentemente, o resfriamento; já o escoamento primário separado da água serve como meio de resfriamento. O calor é transferido do escoamento do ar primário para o ar secundário por meio da interface de troca de calor que separa ambos (YANG, CUI e LAN, 2019), conforme ilustrado na Figura 2.6.

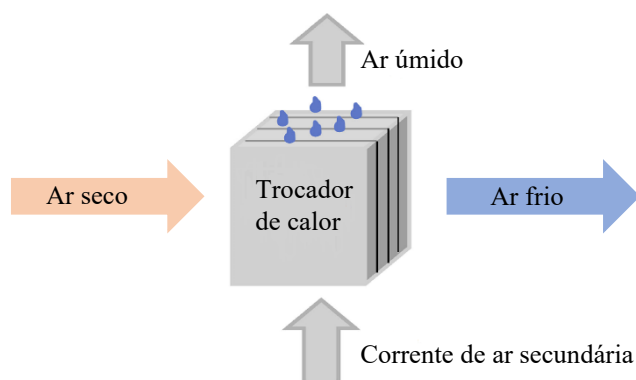


Figura 2.6 – Representação do sistema de resfriamento evaporativo indireto. Fonte: Adaptada de Yang, Cui e Lan (2019).

Dependendo das condições climáticas e da aplicação, a combinação de resfriadores evaporativos diretos e indiretos pode ser interessante para aumentar a capacidade térmica do resfriamento (MAZZEI e PALOMBO, 1999; SHIRMOHAMMADI e GILANI, 2019). Se o ar é previamente resfriado em um estágio indireto e depois adicionado em um segundo estágio direto, é obtido um resfriamento de duplo estágio (indireto/direto) (SILVA, 2004).

Uma representação ilustrativa de um sistema resfriamento indireto/direto específico pode ser vista na Figura 2.7.

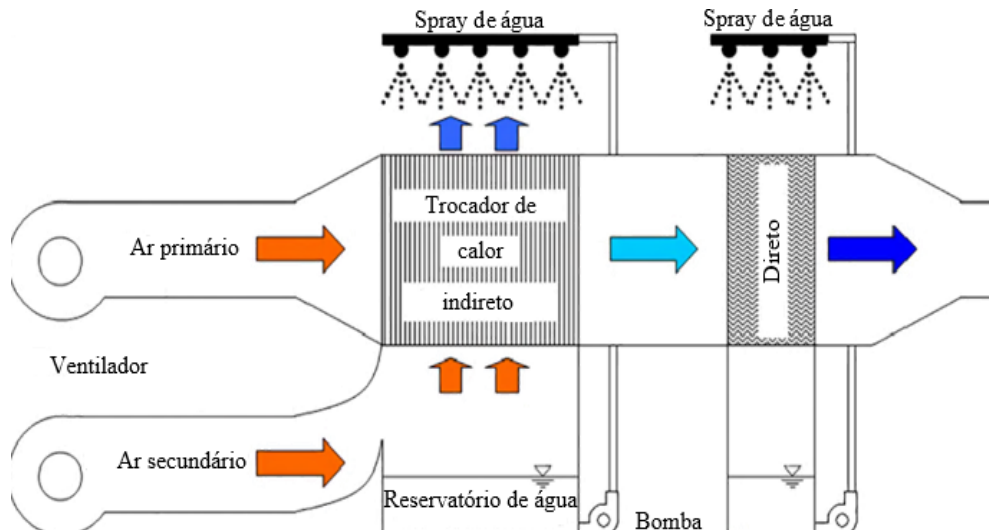


Figura 2.7 – Representação esquemática do sistema de resfriamento evaporativo duplo estágio.
Fonte: Adaptado de Shirmohammadi e Gilani (2019).

Os sistemas descritos também podem ser representados na carta psicrométrica, conforme Figura 2.8.

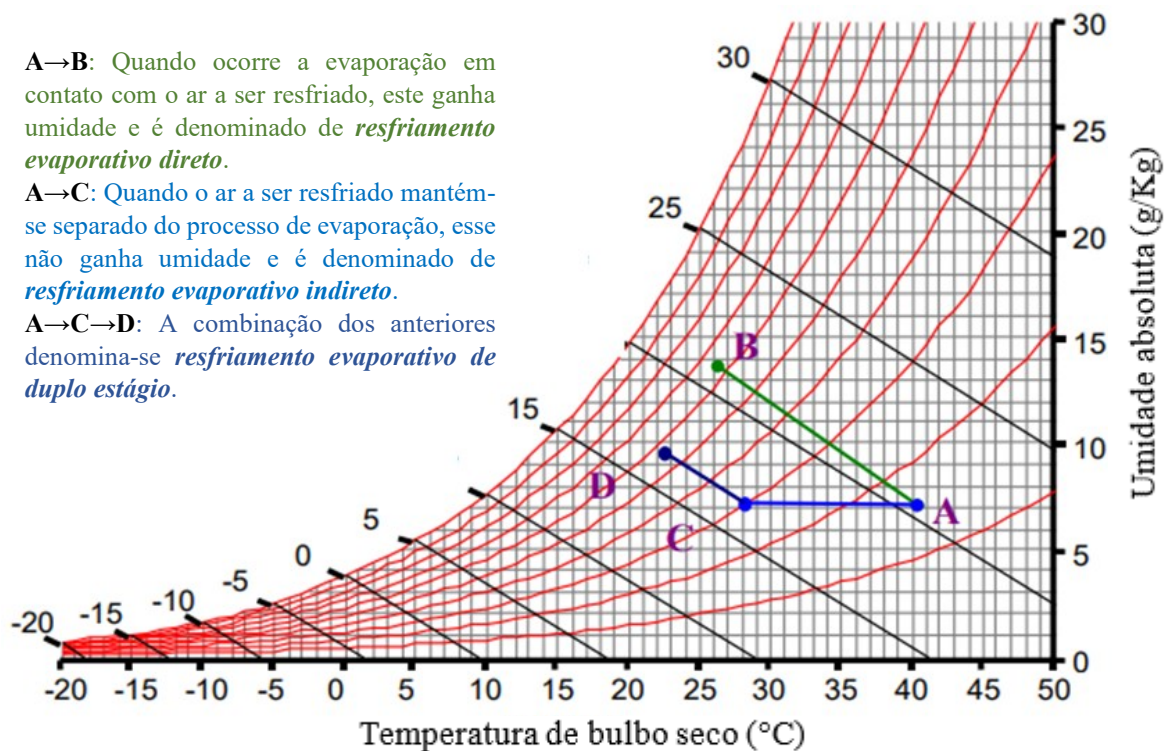


Figura 2.8 – Resfriamento evaporativo direto, indireto e duplo estágio em carta psicrométrica.
Fonte: Adaptada de Silva (2004).

Estudos experimentais e numéricos, utilizando os efeitos psicrométricos do ar em sistemas de resfriamento, são relatados na literatura. Heidarinejad e Moshari (2015) compararam numericamente um sistema de resfriamento evaporativo duplo estágio com um sistema de estágio único e obtiveram uma eficácia térmica 50% maior de bulbo úmido para a unidade de duplo estágio.

Rafique *et al.* (2016) realizaram uma avaliação teórica do desempenho de um resfriador evaporativo acoplado a um desumidificador dessecante sob condições climáticas de Dhahran, na Arábia Saudita. Os autores descobriram que a maior eficiência de resfriamento poderia ser obtida com condições do verão, que é caracterizado por temperaturas elevadas e baixa umidade relativa.

Shirmohammadi e Gilani (2019) avaliaram o impacto de parâmetros geométricos e operacionais no desempenho de diferentes resfriadores evaporativos. De acordo com seus resultados, apontaram os sistemas diretos e indiretos mais adequados para uma variabilidade de clima do mundo, considerando a configuração de cada dispositivo. Entre os sistemas de resfriamento propostos, selecionaram, com base na maior eficiência, um resfriador indireto e outro direto para serem combinados em um sistema duplo estágio mais conveniente para diferentes climas do Irã.

Em condições ideais, a eficiência de um sistema de resfriamento evaporativo direto à base de energia solar fotovoltaica pode chegar a 45% conforme estudos conduzidos por Kiyania, Karimi e Avargani (2019). Shahzad *et al.* (2019), experimentando um sistema de refrigeração mais sustentável, descobriram que a temperatura do ar poderia ser reduzida em até 10°C em uma célula genérica com uma pequena área de transferência de calor.

Al Horr *et al.* (2020) avaliaram o desempenho de um sistema de resfriamento evaporativo indireto para diferentes modos de operação e distintas condições climáticas típicas do Catar. Os autores descreveram o desempenho do sistema em termos da diferença de temperatura do trocador de calor, eficácia térmica de bulbo seco e bulbo úmido, condutância térmica e carga de resfriamento e mostraram que o desempenho do dispositivo é dependente do modo de operação e das condições do ar ambiente. Para um modo de operação específico, decaimentos térmicos de até 13°C foram observados para condições ambientais de alta temperatura (42°C) e baixa umidade relativa (25%).

Além das condições ambientais, a configuração do trocador de calor afeta as respostas de um sistema de resfriamento indireto. A configuração em paralelo resulta em maior eficiência de bulbo úmido e menor queda de pressão, quando comparada à configuração contracorrente (DE ANTONELLIS *et al.*, 2020).

Por meio da investigação do desempenho de uma unidade de resfriamento evaporativo semidireto com base em membrana Cui *et al.* (2020) apontaram que um melhor desempenho de resfriamento pode ser alcançado com baixa velocidade do ar na entrada e com um tubo de fibra maior, em virtude de maior tempo de residência e maior área de contato da interface ar-água, respectivamente. Nesse sistema (Figura 2.9), a água escoava através do tubo de fibra, enquanto o ar escoava através do espaço anular entre os dois tubos. O canal poroso separa fisicamente a corrente de água líquida e ar, permitindo apenas água na forma de vapor permear pela membrana. Esse processo de evaporação promove a redução e umidificação do ar.

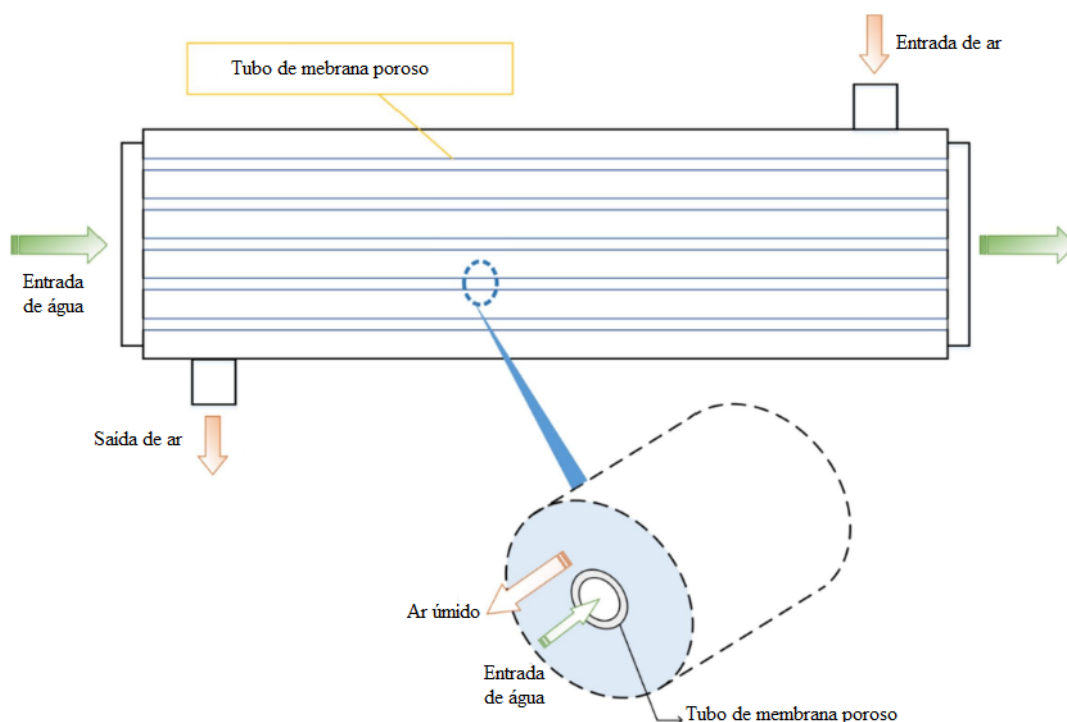


Figura 2.9 – Descrição de um resfriador evaporativo semidireto com base em membrana porosa. Fonte: Adaptada de Cui *et al.* (2020).

2.5 Ciclones

Ciclones são equipamentos que promovem a separação sólido-gás em um campo centrífugo, que não possuem partes móveis, sendo constituídos basicamente por um cilindro acoplado a um tronco de cone, e ordinariamente utilizados na separação de partículas presentes em correntes gasosas. Como mostrado esquematicamente na Figura 2.10, tradicionalmente, tais equipamentos possuem uma entrada na parte superior da parede cilíndrica e duas saídas orientadas no eixo central do dispositivo; uma saída de partículas, denominada de *underflow*, situada na parte inferior do dispositivo e outra saída, denominada de *overflow*, para descarga da

corrente fluida com baixa concentração de partículas finas, disposta no topo do equipamento (HOFFMANN e STEIN, 2008; PEÇANHA, 2014).

Devido à alimentação tangencial do gás na seção cilíndrica, o escoamento no interior do dispositivo é espiralado e promove, além da separação de material particulado (PEÇANHA, 2014), uma rápida e eficaz troca térmica com a carcaça metálica (se fria ou quente) e o gás, antes de ele ser descarregado pelo tubo de *overflow* (DIAS *et al.*, 2019; SZEKELY e CARR, 1966). Além do regime de escoamento turbulento e anisotrópico dos ciclones (HOFFMANN e STEIN, 2008), a área disponível nesses equipamentos favorece o processo de transferência de calor entre o fluido e as paredes desses (PERES, 1997).

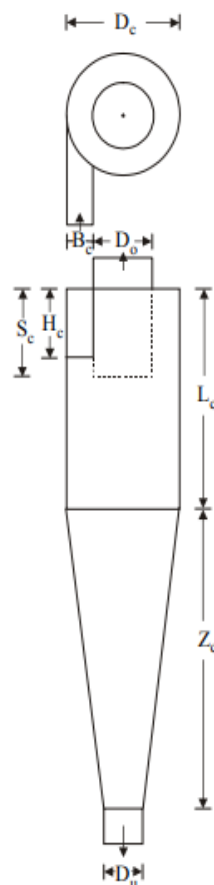


Figura 2.10 – Vista superior e o correspondente corte longitudinal de um ciclone a gás. Fonte: Massarani (2002).

As características já mencionadas dos ciclones contribuem significativamente para o desenvolvimento e uso desses dispositivos como trocadores de calor. Nesse campo, Szekely e Carr (1966) efetuaram estudos de transferência de calor entre as paredes de um ciclone e do gás contendo partículas em suspensão (areia, bronze e ferro). O aquecimento provinha de uma manta de aquecimento no exterior do ciclone para aquecer a carcaça e, conseqüentemente, o

sistema fluido-partículas no interior do equipamento. Os autores mostraram que a presença de particulados na suspensão gasosa, mesmo em pequenas quantidades, é uma barreira para a transferência de calor das paredes para o gás. Também mostraram que as características das partículas influenciam na transferência de calor.

Com o objetivo de avaliar a transferência de calor em ciclones tipo Lapple, Peres (1997) realizou um estudo experimental de troca térmica gás-parede, com e sem a presença de particulados e gás-partícula nesses ciclones. Nesse estudo, ar quente foi introduzido no equipamento, juntamente com uma alimentação de sólidos na linha de alimentação do ciclone. Em decorrência do estudo, o autor concluiu que as características da partícula e a geometria do ciclone são parâmetros que influenciam na troca térmica entre a suspensão e as paredes, assim como entre o gás e as partículas.

Mothilal e Pitchandi (2015) mostraram que a taxa de transferência de calor em separadores ciclônicos aumenta com incrementos na velocidade de entrada e na taxa de alimentação de partículas. Os autores realizaram um estudo numérico sobre o escoamento gás-sólido em ciclone utilizando a fluidodinâmica computacional (CFD). As simulações foram conduzidas no *softwares* ANSYS FLUENT, o modelo de turbulência RNG k- ϵ foi utilizado para modelar o escoamento turbulento, e a modelagem da fase discreta (DPM) para descrever o comportamento das partículas. A taxa de transferência de calor foi estudada para uma temperatura de alimentação de ar de 473 K.

Ainda no ensejo de investigar a taxa de transferência de calor em ciclones frente às variações das dimensões do *vortex finder*, Mothilal e Pitchandi (2018) realizaram um estudo fluidodinâmico computacional do escoamento fluido-partículas com sete diferentes configurações de *vortex finder*. Os resultados mostraram que a taxa de transferência de calor aumentava com decréscimos no diâmetro e no comprimento do *vortex finder*. A mudança do diâmetro desse dispositivo teve efeito mais significativo na transferência de calor quando comparada à mudança do seu comprimento.

2.5.1 Famílias de ciclones

Os ciclones são agrupados em famílias que possuem como característica a manutenção da proporção constante das suas principais dimensões geométricas, expressas usualmente em termos do diâmetro da parte cilíndrica (MASSARANI, 2002; PEÇANHA, 2014). Tal relação específica entre as principais dimensões geométricas desse dispositivo é extremamente importante nos processos de separação, pois está diretamente relacionada com a capacidade e o poder de classificação desses equipamentos. As famílias de ciclones mais conhecidas e mais

estudadas são: Lapple e Stairmand. As proporções geométricas dessas e outras famílias de ciclones estão indicadas na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 – Relações geométricas para algumas famílias de ciclones.

| Proporções Geométricas | Família de Ciclone | | | | | |
|------------------------|--------------------|-------------|-----------------|-------------|-----------------|-------------|
| | Lapple PG | Swift PG | Stairmand AE | Swift AE | Stairmand AV | Swift AV |
| B_c/D_c | 0,250 | 0,25 | 0,20 | 0,21 | 0,375 | 0,35 |
| D_o/D_c | 0,500 | 0,50 | 0,50 | 0,40 | 0,750 | 0,75 |
| H_c/D_c | 0,500 | 0,50 | 0,50 | 0,44 | 0,750 | 0,80 |
| L_c/D_c | 2,000 | 1,75 | 1,50 | 1,40 | 1,500 | 1,70 |
| S_c/D_c | 0,625 | 0,60 | 0,50 | 0,50 | 0,875 | 0,85 |
| Z_c/D_c | 2,000 | 2,00 | 2,50 | 2,50 | 2,500 | 2,00 |
| D_u/D_c | 0,250 | 0,60 | 0,37 | 0,50 | 0,875 | 0,85 |

Fonte: Adaptada de Wang, Pereira e Hung (2004). Legenda: PG – Propósito Geral, AE – Alta Eficiência, AV – Alta Vazão.

A escolha de uma determinada configuração de ciclones depende do processo no qual o dispositivo será empregado. Na indústria, eles podem ser aplicados em processos típicos como a separação e classificação de material sólido (HOFFMANN e STEIN, 2008), bem como nos processos de secagem e troca térmica.

2.5.2 Escoamento em um ciclone

Ao adentrar tangencialmente na região cilíndrica de um ciclone, a corrente gás-sólido é induzida a realizar, ao longo de sua trajetória, um movimento rotacional gerando, assim, um intenso campo centrífugo (PEÇANHA, 2014). A força centrífuga atua nas partículas de diferentes tamanhos ou densidades enviando grande parcela delas em direção à parede do equipamento e, ao alcançarem-na, perdem quantidade de movimento, sendo posteriormente coletadas no *underflow* (HOFFMANN e STEIN, 2008).

À medida que o fluido adentra a parte cônica do ciclone, a referida geometria causa um aumento na velocidade das fases que ocorre por meio da diminuição progressiva da área transversal de escoamento disponível. Isso, somado ao vácuo formado ao longo do eixo central do ciclone, causa a reversão do escoamento, formando um vórtice ascendente e, portanto, o gás é descarregado pelo tubo de *overflow*. Juntamente com essa corrente de gás, partículas menores e mais leves que não foram descarregadas no *underflow* são descarregadas (MCCABE, SMITH

e HARRIOTT, 2005; PEÇANHA, 2014). Na Figura 2.11 é ilustrado o comportamento descrito para um ciclone característico com entrada tangencial.

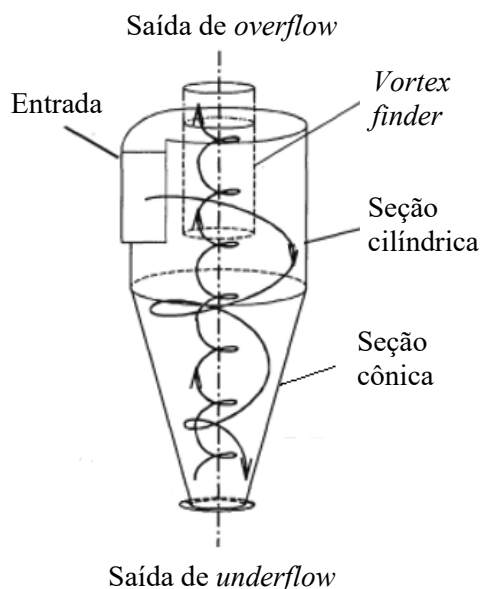


Figura 2.11 – Esquema de um ciclone com entrada tangencial. Fonte: Adaptada de Hoffmann e Stein (2008).

Apesar das características construtivas bastante simples, os ciclones são caracterizados por apresentar escoamento de grande complexidade, anisotrópico e turbulento. O movimento do fluido é explicado por sua distribuição de velocidade, que pode ser decomposta em três componentes: a velocidade axial, a velocidade radial e a velocidade tangencial. A mais significativa dessas três componentes é a tangencial porque é a responsável por gerar forças centrífugas e de cisalhamento que atuam nas partículas suspensas na corrente gasosa em um ciclone; ao passo que as componentes axial e radial são as responsáveis pela coleta de partículas (HOFFMANN e STEIN, 2008).

Além do escoamento básico, descrito anteriormente, o ciclone apresenta outras particularidades no escoamento – escoamentos secundários – conforme ilustrado na Figura 2.12. Nesses casos, podem ser incluídos um escoamento descendente próximo à parede externa do *vortex finder* e um fluxo de recirculação dentro do corpo do equipamento que ocorrem devido aos gradientes de pressão causados pelo turbilhão interno (HOFFMANN e STEIN, 2008).

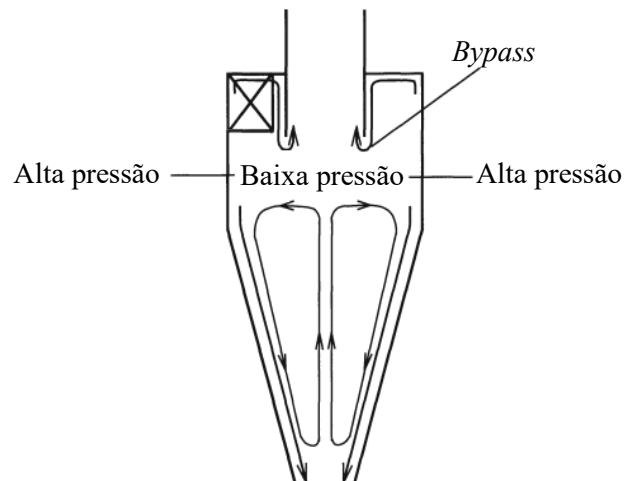


Figura 2.12 – Escoamentos secundários decorrentes do escoamento em espiral de ciclones.

Fonte: Adaptada de Hoffmann e Stein (2008).

CAPÍTULO 3 - MATERIAL E MÉTODOS

Neste capítulo, são apresentadas as informações relevantes sobre a escolha da nova configuração geométrica de ciclone a ser utilizada para promover a troca térmica. Em sequência, são apresentadas as unidades e os procedimentos experimentais para determinar a curva característica do ciclone, o coeficiente convectivo de transferência de calor entre o fluido a ser resfriado e as paredes do ciclone, e os decaimentos térmicos no ciclone, bem como os respectivos procedimentos a eles relacionados. Por fim, são apresentados os detalhes da metodologia numérica empregada para a análise das dinâmicas de resfriamento do sistema ciclônico-psicrométrico acoplado em salas.

3.1 Ciclone

A nova configuração geométrica do ciclone empregada nesta dissertação foi inspirada no trabalho de Salvador (2017) que estudou experimentalmente 28 hidrociclones (na modalidade impermeável e cilíndrico-cônico-filtrantes) com relações geométricas diferentes das convencionais.

Mesmo versando sobre um trabalho de hidrociclones, foi realizada uma investigação da matriz de planejamento de Salvador (2017), a fim de identificar características que pudessem, por analogia, ser também aplicadas favoravelmente a um ciclone para promover a troca de calor entre o ar e suas paredes. Foram considerados critérios decisivos as configurações geométricas que proporcionaram o maior tempo de residência do fluido no interior do equipamento e a maior área lateral disponível à troca térmica.

O cilindro e tronco de cone do ciclone foram feitos com chapa de alumínio impermeável de 0,30 mm de espessura. Devido às dificuldades de usinagem, o duto de alimentação e o tubo de *overflow* consistiram em tubulações comerciais de PVC. Chapas de acrílico foram utilizadas para vedar o orifício de *underflow* e o topo do cilindro do ciclone. Tecido de algodão cru foi empregado para revestir toda a parte externa do ciclone. O revestimento apresentou as mesmas dimensões cônico-cilíndrico do ciclone, para garantir contato direto entre a carcaça metálica e o tecido. O ciclone metálico e o ciclone com o tecido de algodão estão apresentados na Figura 3.1.

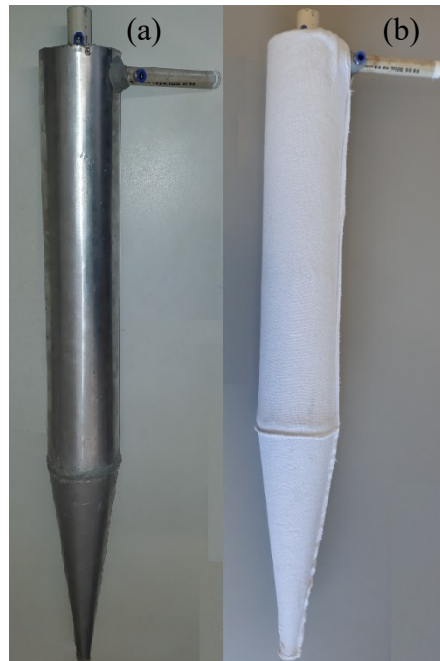
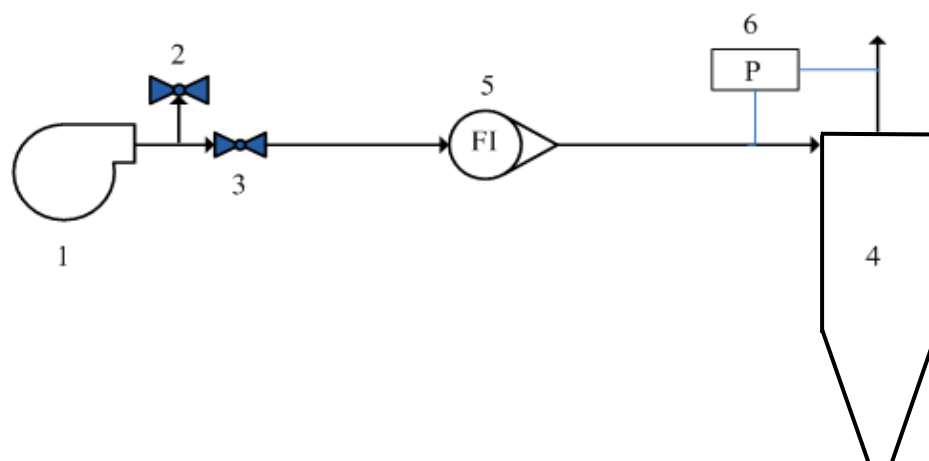


Figura 3.1 – Ciclone metálico descoberto (a) e ciclone metálico com tecido externo de algodão (b).

3.2 Curva característica do ciclone

A representação esquemática da unidade experimental para determinação da curva característica do ciclone utilizado neste trabalho é apresentada na Figura 3.2.



- | | |
|-----------------------------|--------------------------------|
| (1) Soprador radial | (5) Rotâmetro para ar |
| (2 e 3) Válvulas tipo globo | (6) Manômetro diferencial em U |
| (4) Ciclone | |

Figura 3.2 – Representação esquemática da unidade experimental para determinação da curva característica do ciclone.

O sistema era composto por um soprador radial (1) (Modelo: CR-6, potência: 4,0 cv, vazão máxima de 0,065 m³/s e pressão máxima: mca25 kPa); válvulas tipo globo (2 e 3) para ajuste da vazão volumétrica de ar; um rotâmetro para ar (5) na faixa de 0 a 0,021 m³/s, um manômetro diferencial em U (6) para medida de queda de pressão entre a entrada e a descarga de *overflow* no ciclone (4).

Nesta etapa, levantou-se a curva característica do ciclone, variando-se a vazão de ar no equipamento e registrando-se a queda de pressão entre o duto de entrada e a saída do tubo de *overflow*. Inicialmente, o soprador (1) foi ligado e a vazão de ar alimentada era direcionada ao ciclone mediante a manipulação das válvulas tipo globo (2, 3). Uma vez que o sistema estava em condições de estado estacionário, eram registradas a vazão volumétrica de ar (Q) alimentada ao ciclone e respectiva queda de pressão ($-\Delta P$) indicada pelo manômetro de tubo em U.

A partir das informações experimentais mencionadas anteriormente, foi possível estimar os números de Euler (Eu) e Reynolds (Re) envolvidos no processo. O número de Euler (Eu) expressa a relação entre a queda de pressão e a energia cinética por volume, conforme a Equação (3.1).

$$Eu = \frac{-\Delta P}{\frac{\rho v_c^2}{2}} \quad (3.1)$$

Em que $-\Delta P$ é a queda de pressão entre a alimentação e o *overflow*; ρ é a massa específica do fluido e v_c é a velocidade média do fluido na seção cilíndrica, representada pela Equação (3.2).

$$v_c = \frac{4Q}{\pi D_c^2} \quad (3.2)$$

Em que Q é a vazão volumétrica de ar alimentada no ciclone e D_c é o diâmetro da seção cilíndrica.

O número de Reynolds (Re) foi determinado pela Equação (3.3) e representa a relação entre as forças inerciais e viscosas atuantes no sistema.

$$Re = \frac{\rho v_c D_c}{\mu} \quad (3.3)$$

Em que μ é a viscosidade dinâmica do fluido e D_c é o diâmetro da parte cilíndrica do ciclone.

3.3 Coeficiente convectivo de transferência de calor interno no ciclone

Nesta etapa, a curva do coeficiente convectivo de transferência de calor para o interior do ciclone (h) foi determinada em função da vazão de ar alimentada ao dispositivo, utilizando-se praticamente a mesma montagem experimental usada para determinação da curva característica do ciclone. No entanto, pequenas adaptações foram necessárias (Figura 3.3): o ciclone foi totalmente imerso em um recipiente agitado com água e gelo (8) e dois termopares do tipo J foram utilizados para indicação da temperatura no duto de alimentação do ciclone (6) e na saída do tubo de *overflow* (7).

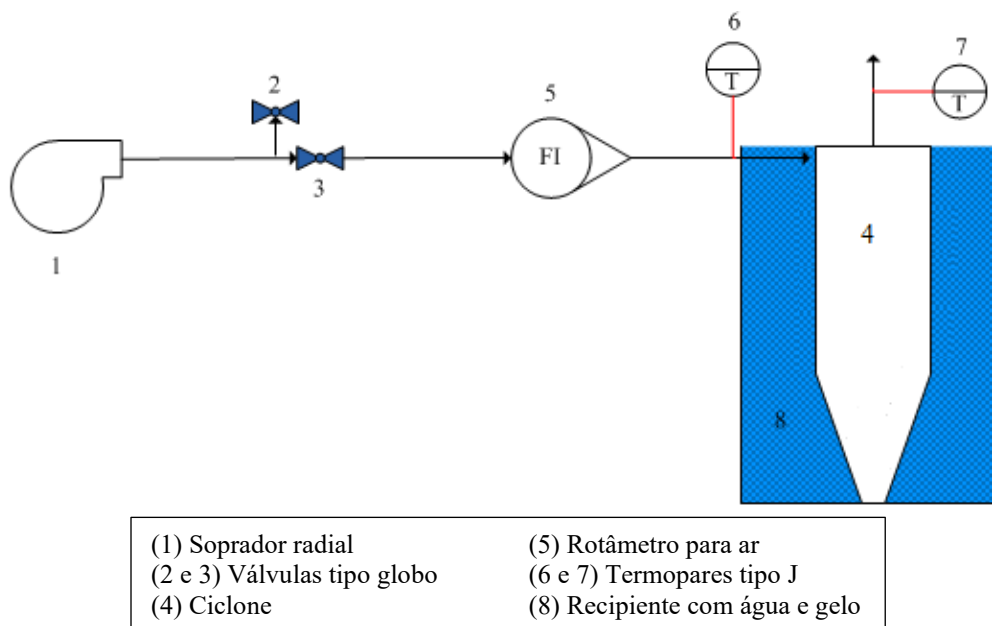


Figura 3.3 – Representação esquemática para determinação do coeficiente convectivo de transferência de calor no interior do ciclone.

Com o soprador ligado, a vazão de ar era direcionada ao ciclone mediante a manipulação das válvulas tipo globo (2, 3). Certificando-se que o sistema estava em condições de estado estacionário, a vazão volumétrica de ar alimentada ao ciclone era aferida no rotâmetro e as temperaturas de alimentação e de *overflow* eram aferidas pelos termopares tipo J.

O coeficiente convectivo de transferência de calor (h) foi determinado a partir da aplicação de balanços globais de energia no fluido interno no ciclone e na vizinhança (carcaça resfriada). Sabe-se que em estado estacionário, o calor sensível cedido pelo fluido foi equivalente ao calor transportado do fluido para a carcaça resfriada. Logo, o coeficiente convectivo de transferência de calor (h) pôde ser estimado pelas Equações (3.4) e (3.5).

$$h = \frac{\rho Q c_p (T_i - T_o)}{A_s (T_m - T_g)} \quad (3.4)$$

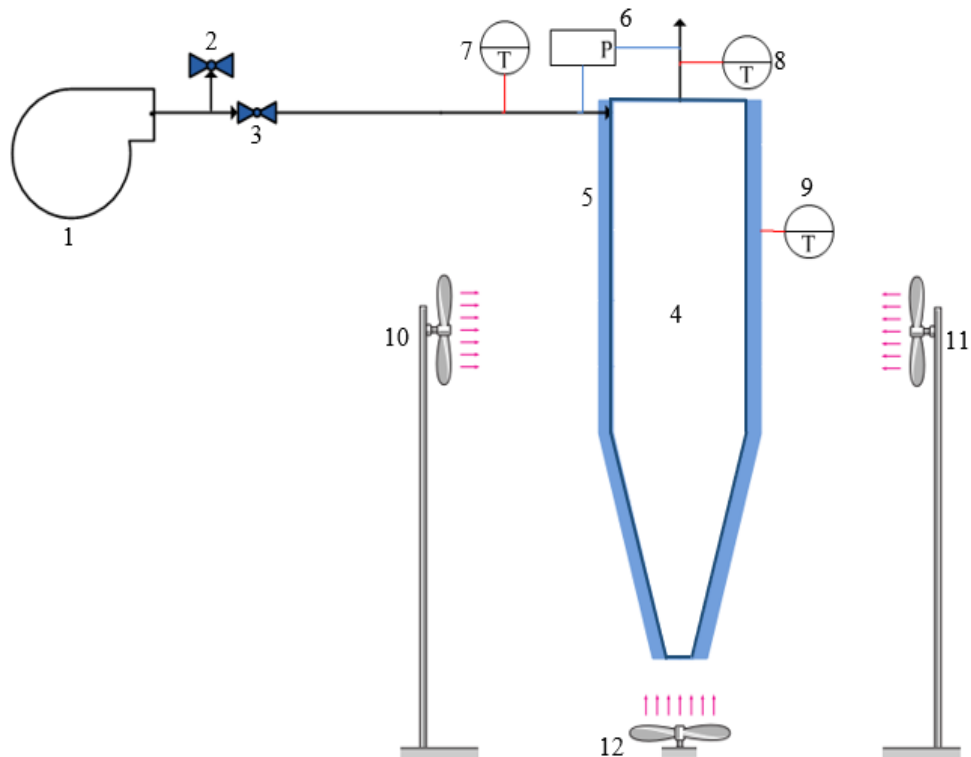
$$T_m = \frac{T_i - T_o}{\ln\left(\frac{T_i}{T_o}\right)} \quad (3.5)$$

Em que Q é a vazão volumétrica do fluido que escoo pelo ciclone; ρ e c_p são a massa específica e calor específico do ar, respectivamente, calculados a T_m (temperatura média logarítmica do gás); T_i é a temperatura do gás na alimentação do ciclone; T_o a temperatura do gás na saída do tubo de *overflow*; T_g é a temperatura da mistura água-gelo. Nesse caso, tanto a resistência condutiva das paredes do ciclone quanto a resistência convectiva externa a ele foram consideradas desprezíveis durante o procedimento de determinação do coeficiente convectivo de transferência de calor interno.

3.4 Ensaios ciclônico-psicrométricos

A representação esquemática e foto do processo ciclônico-psicrométrico para resfriamento do ar ambiente são apresentadas nas Figura 3.4 e Figura 3.5, respectivamente.

O sistema era composto por um soprador de 0,91 cv (1); duas válvulas tipo globo para ajuste da vazão volumétrica de ar (2, 3); um ciclone de alumínio para escoamento interno da corrente de ar a ser resfriada (corrente de ar primária) (4); um tecido fino de algodão cru umedecido e externo ao ciclone (5); um manômetro inclinado (6) para medida de queda de pressão no ciclone. Faziam parte ainda do sistema três sensores de temperatura tipo PT 100 para medir a temperatura do ar alimentado no dispositivo (7), a temperatura do ar resfriado na saída do tubo de *overflow* (8) e a temperatura do tecido de algodão umedecido que revestia a superfície externa do ciclone (9). Foram utilizados também três pequenos ventiladores com potência unitária de 5 W (10, 11 e 12) para promover o escoamento forçado do ar ambiente sobre toda a estrutura externa umedecida do ciclone (corrente de ar secundária).



- | | |
|-----------------------------|---|
| (1) Soprador radial | (6) Manômetro inclinado |
| (2 e 3) Válvulas tipo globo | (7, 8 e 9) Sensores de temperatura PT 100 |
| (4) Ciclone | (10, 11 e 12) Ventiladores |
| (5) Tecido Umedecido (■) | |

Figura 3.4 – Representação esquemática do sistema de resfriamento ciclônico-psicrométrico.



Figura 3.5 – Unidade experimental do sistema de resfriamento ciclônico-psicrométrico.

Inicialmente, realizou-se uma análise do processo em que foram definidas as variáveis independentes e as variáveis dependentes (respostas de interesse) a serem analisadas. Foram

consideradas variáveis independentes: a vazão de ar alimentada ao ciclone (Q), a temperatura da alimentação do ar (T_i) e a umidade relativa do ar ambiente (H). As respostas de interesse foram a variação de temperatura do ar entre alimentação e *overflow* do ciclone (ΔT), a eficiência térmica de bulbo úmido (η), os adimensionais relevantes no fenômeno (II_1 , II_2) (propostos neste trabalho) e o consumo específico de água requerido pelo sistema (ε).

As respostas desejadas foram obtidas mediante a variação da vazão volumétrica de ar alimentada ao ciclone para diferentes dias em condições meteorológicas variadas. Portanto, os ensaios foram realizados entre maio e novembro de 2019, que compreende o período de estação seca em Uberlândia (MG). Os ensaios experimentais eram realizados à sombra, entre 14h00 e 17h00, em local aberto no *Campus* Santa Mônica da UFU.

Uma vez que o sistema estava em regime de estado estacionário de vazão, iniciava-se o preparo de umidificação do tecido de algodão que revestia o ciclone. Para tanto, água líquida, na mesma temperatura do ar de alimentação do ciclone, era borrifada uniformemente em todo o tecido. Ambas as temperaturas eram iguais para garantir que o resfriamento da corrente primária de ar fosse proveniente exclusivamente do efeito psicrométrico da corrente secundária de ar. Somente após essa umidificação preliminar, os ventiladores externos eram acionados, iniciando-se, portanto, a contagem do tempo. Durante a execução do experimento, o procedimento de umidificação do tecido era realizado de 4 em 4 min, para garantir que sempre houvesse água líquida disponível no tecido durante a operação.

A massa de água utilizada para umidificar o tecido externo ao ciclone foi determinada em balança semianalítica com precisão de $\pm 0,01$ g, sendo aferida ao início e término de cada experimento.

Visto que o tecido estava preparado a partir da primeira umidificação, os ventiladores eram ligados para promover o escoamento forçado sobre a superfície externa do ciclone. Em todos os ensaios experimentais, o ar insaturado incidia sobre o ciclone em velocidade média de 2,67 m/s, cuja aferição se deu por meio de um anemômetro de fio quente.

O ar quente e seco, ao interagir com a superfície fibrosa e umedecida, promovia a evaporação da água e uma diminuição da temperatura de toda a estrutura. Essa menor temperatura foi utilizada como a força motriz para resfriar a corrente de fluido no interior do ciclone. Nesse sistema, conforme exemplificado na Figura 3.6, o ar a ser resfriado mantinha-se separado do processo evaporativo externo e não receberia qualquer umidade do borrifamento.

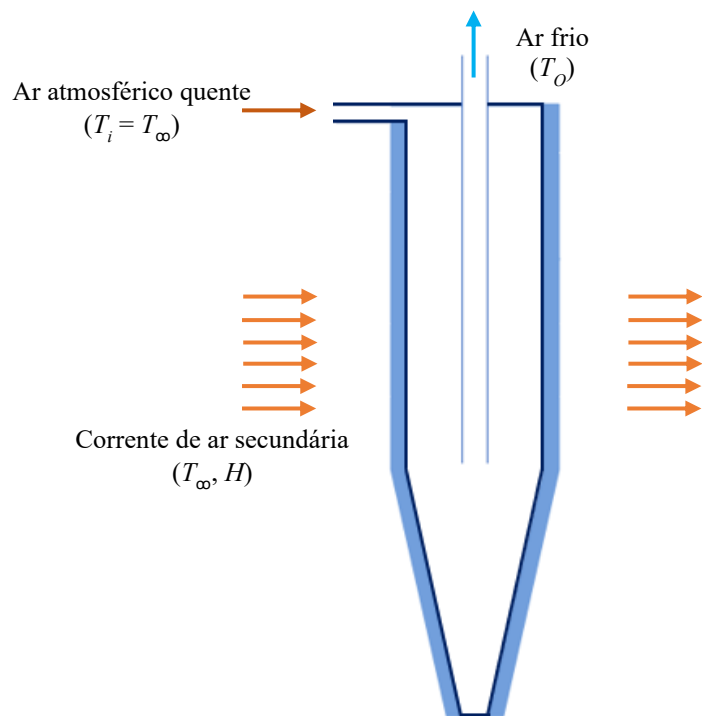


Figura 3.6 – Esquema simplificado do resfriamento evaporativo indireto por meio do sistema ciclônico-psirométrico.

O processo apresentava duas correntes de ar: a corrente de ar primária e a corrente de ar secundária. Esta escoava externamente sobre a superfície de tecido umedecida para promover a evaporação da água e, conseqüentemente, o resfriamento da estrutura; aquela, separada, servia como meio de resfriamento.

Na etapa ciclônico-psirométrica, eram lidas e registradas a temperatura da água a ser utilizada para umidificação, a umidade relativa da corrente secundária de ar, a temperatura do ar ambiente, a temperatura de alimentação do ar no ciclone, a temperatura do ar na saída do tubo de *overflow* e a temperatura entre tecido e estrutura metálica do ciclone. Para todos os ensaios, o registro de variáveis foi realizado a cada 2 min, exceto para a temperatura da água borrifada que era registrada a cada 4 min (momento em que a água era utilizada para umidificação do tecido). Cada experimento tinha duração de 20 min.

Outras duas grandezas avaliadas nos ensaios experimentais de resfriamento ciclônico-psirométrico foram a eficiência térmica de bulbo úmido (η) e o consumo específico de água gasto no processo de resfriamento (ε).

A eficiência térmica de bulbo úmido (η) é um parâmetro de desempenho para avaliar os sistemas de resfriamento evaporativo, que é uma medida do quanto a temperatura do ar

resfriado (T_o) aproxima-se da temperatura de bulbo úmido (T_{BU}) (RAZAK, 2007), conforme mostrado na Equação (3.6).

$$\eta = \frac{T_i - T_o}{T_i - T_{BU,S}} \quad (3.6)$$

Em que η é a eficiência térmica de bulbo úmido; T_i é a temperatura do ar na entrada do ciclone; T_o é a temperatura do ar na saída do tubo de *overflow*, e $T_{BU,S}$ é a temperatura de bulbo úmido da superfície metálica interna do ciclone. Neste trabalho, vale mencionar que a resistência condutiva das paredes do ciclone foi considerada desprezível, por serem finas e constituídas de material condutor (alumínio). Logo, a temperatura ao longo da espessura da parede foi considerada uniforme e equivalente à temperatura de bulbo úmido do próprio tecido de algodão (T_{BU}).

Menciona-se que, após a umidificação inicial do tecido de algodão, era contabilizada a massa de água borrifada (m_{20min}) durante os 20 min de experimento (t_{20min}). Salienta-se que parte da água borrifada acabava sendo inevitavelmente perdida para o meio ambiente sob a forma de névoa devido ao arraste provocado pela corrente de ar secundária. No entanto, independentemente das perdas, foi considerada toda a massa de água borrifada durante o procedimento de resfriamento. Logo, o consumo específico de água gasto no processo de refrigeração foi avaliado com base na Equação (3.7).

$$\varepsilon = \frac{m_{20min}}{Qt_{20min}} \quad (3.7)$$

3.5 Regressão não-linear aplicada ao fenômeno de resfriamento ciclônico-psicrométrico

Devido à grande variabilidade inerente às condições meteorológicas (temperatura e umidade relativa do ar ambiente) de um ensaio para outro, foi proposta uma regressão não-linear dos resultados experimentais, para verificação dos principais efeitos sobre as respostas acompanhadas. As variáveis escolhidas para essa regressão foram a vazão volumétrica de ar alimentada ao ciclone (Q), a temperatura do gás na alimentação do ciclone (T_i) e a umidade relativa do ar ambiente (H), sendo que as duas últimas estavam relacionadas com as condições climáticas, não sendo possível manipulá-las, mas apenas observá-las.

Pela regressão não-linear múltipla, cada variável passou a ser representada pela forma codificada. Neste trabalho Q , T_i e H foram codificadas e representadas por X_1 , X_2 e X_3 , respectivamente. A Equação (3.8) representa a expressão matemática genérica de codificação para uma determinada variável (δ_i). Nela, X_i representa a variável codificada; δ_i é o valor do fator na escala original; $\bar{\delta}_i$ é o nível central na escala original e d_i a diferença entre o nível alto (+1) e o nível baixo (-1).

$$X_i = 2 \frac{\delta_i - \bar{\delta}_i}{d_i} \quad (3.8)$$

Na presente análise estatística, os intervalos observados experimentalmente para os fatores mencionados anteriormente foram: $0,0096 \leq Q \text{ (m}^3/\text{s)} \leq 0,0115$; $29,7 \leq T_i \text{ (}^\circ\text{C)} \leq 41,6$ e $18,9 \leq H \text{ (%)} \leq 70,3$.

Tabela 3.1 – Valores originais e codificados para as variáveis envolvidas nos ensaios ciclônico-psicrométricos.

| Ensaio | $Q \text{ (m}^3/\text{s)}$ | X_1 | $T_i \text{ (}^\circ\text{C)}$ | X_2 | $H \text{ (%)}$ | X_3 |
|--------|----------------------------|-------|--------------------------------|-------|-----------------|-------|
| 1 | 0,0097 | -0,83 | 34,0 | -0,28 | 30,0 | -0,57 |
| 2 | 0,0097 | -0,82 | 36,0 | 0,07 | 28,0 | -0,64 |
| 3 | 0,0104 | -0,10 | 38,2 | 0,44 | 25,2 | -0,75 |
| 4 | 0,0102 | -0,38 | 39,2 | 0,61 | 25,6 | -0,74 |
| 5 | 0,0103 | -0,24 | 37,7 | 0,35 | 27,6 | -0,66 |
| 6 | 0,0103 | -0,23 | 36,9 | 0,21 | 30,6 | -0,54 |
| 7 | 0,0112 | 0,66 | 40,7 | 0,85 | 25,0 | -0,76 |
| 8 | 0,0111 | 0,54 | 41,0 | 0,90 | 23,9 | -0,81 |
| 9 | 0,0110 | 0,42 | 39,6 | 0,67 | 24,4 | -0,79 |
| 10 | 0,0107 | 0,17 | 37,7 | 0,35 | 29,5 | -0,59 |
| 11 | 0,0112 | 0,66 | 37,8 | 0,36 | 30,4 | -0,55 |
| 12 | 0,0096 | -0,99 | 37,1 | 0,25 | 31,1 | -0,53 |
| 13 | 0,0096 | -1,00 | 37,2 | 0,27 | 32,4 | -0,48 |
| 14 | 0,0099 | -0,68 | 37,5 | 0,31 | 30,9 | -0,53 |
| 15 | 0,0102 | -0,38 | 37,2 | 0,27 | 32,0 | -0,49 |
| 16 | 0,0104 | -0,10 | 37,4 | 0,29 | 31,8 | -0,50 |
| 17 | 0,0107 | 0,17 | 37,0 | 0,23 | 32,3 | -0,48 |
| 18 | 0,0112 | 0,66 | 35,6 | -0,01 | 27,3 | -0,67 |
| 19 | 0,0110 | 0,42 | 36,0 | 0,06 | 25,6 | -0,74 |
| 20 | 0,0096 | -1,00 | 36,3 | 0,11 | 24,6 | -0,78 |
| 21 | 0,0112 | 0,66 | 40,7 | 0,85 | 19,3 | -0,98 |
| 22 | 0,0104 | -0,10 | 40,4 | 0,80 | 20,2 | -0,95 |
| 23 | 0,0096 | -1,00 | 40,2 | 0,76 | 20,3 | -0,95 |
| 24 | 0,0099 | -0,68 | 39,4 | 0,63 | 20,1 | -0,95 |
| 25 | 0,0104 | -0,10 | 40,3 | 0,79 | 18,9 | -1,00 |
| 26 | 0,0107 | 0,17 | 40,9 | 0,89 | 18,9 | -1,00 |
| 27 | 0,0110 | 0,42 | 41,0 | 0,90 | 18,9 | -1,00 |
| 28 | 0,0112 | 0,66 | 40,6 | 0,83 | 19,1 | -0,99 |
| 29 | 0,0100 | -0,53 | 38,8 | 0,53 | 24,3 | -0,79 |
| 30 | 0,0104 | -0,10 | 39,2 | 0,60 | 24,2 | -0,79 |
| 31 | 0,0108 | 0,29 | 39,3 | 0,61 | 24,2 | -0,79 |
| 32 | 0,0112 | 0,66 | 39,2 | 0,61 | 24,1 | -0,80 |

Continua

Continuação

| Ensaio | Q (m ³ /s) | X_1 | T_i (°C) | X_2 | H (%) | X_3 |
|--------|-------------------------|-------|------------|-------|---------|-------|
| 33 | 0,0096 | -1,00 | 38,0 | 0,40 | 24,6 | -0,78 |
| 34 | 0,0096 | -1,00 | 40,2 | 0,77 | 23,5 | -0,82 |
| 35 | 0,0112 | 0,66 | 41,3 | 0,96 | 24,4 | -0,79 |
| 36 | 0,0108 | 0,29 | 41,6 | 1,00 | 25,2 | -0,75 |
| 37 | 0,0104 | -0,10 | 40,3 | 0,79 | 26,4 | -0,71 |
| 38 | 0,0100 | -0,53 | 40,9 | 0,88 | 26,4 | -0,71 |
| 39 | 0,0096 | -1,00 | 38,1 | 0,42 | 37,0 | -0,30 |
| 40 | 0,0100 | -0,52 | 37,9 | 0,39 | 36,2 | -0,32 |
| 41 | 0,0104 | -0,10 | 37,7 | 0,35 | 39,4 | -0,20 |
| 42 | 0,0108 | 0,30 | 37,6 | 0,32 | 38,6 | -0,23 |
| 43 | 0,0112 | 0,66 | 37,8 | 0,36 | 37,8 | -0,26 |
| 44 | 0,0112 | 0,66 | 37,3 | 0,29 | 36,9 | -0,30 |
| 45 | 0,0104 | -0,10 | 36,9 | 0,21 | 36,1 | -0,33 |
| 46 | 0,0100 | -0,52 | 36,3 | 0,11 | 35,9 | -0,34 |
| 47 | 0,0096 | -1,00 | 36,5 | 0,15 | 35,5 | -0,35 |
| 48 | 0,0096 | -0,99 | 31,0 | -0,78 | 49,1 | 0,18 |
| 49 | 0,0104 | -0,09 | 33,7 | -0,33 | 42,8 | -0,07 |
| 50 | 0,0112 | 0,66 | 34,0 | -0,28 | 44,4 | -0,01 |
| 51 | 0,0107 | 0,16 | 35,0 | -0,10 | 48,7 | 0,16 |
| 52 | 0,0104 | -0,17 | 33,9 | -0,30 | 47,6 | 0,12 |
| 53 | 0,0096 | -1,00 | 39,1 | 0,58 | 32,3 | -0,48 |
| 54 | 0,0112 | 0,66 | 40,4 | 0,81 | 31,4 | -0,51 |
| 55 | 0,0108 | 0,29 | 38,6 | 0,51 | 31,2 | -0,52 |
| 56 | 0,0108 | 0,29 | 39,5 | 0,65 | 27,8 | -0,65 |
| 57 | 0,0104 | -0,10 | 38,2 | 0,43 | 30,0 | -0,57 |
| 58 | 0,0100 | -0,53 | 38,1 | 0,41 | 29,2 | -0,60 |
| 59 | 0,0096 | -1,00 | 37,9 | 0,38 | 29,7 | -0,58 |
| 60 | 0,0096 | -1,00 | 37,4 | 0,30 | 37,2 | -0,29 |
| 61 | 0,0096 | -1,00 | 36,7 | 0,18 | 42,1 | -0,10 |
| 62 | 0,0100 | -0,52 | 36,6 | 0,16 | 41,5 | -0,12 |
| 63 | 0,0104 | -0,10 | 36,9 | 0,20 | 41,2 | -0,13 |
| 64 | 0,0108 | 0,30 | 37,1 | 0,25 | 40,1 | -0,17 |
| 65 | 0,0112 | 0,66 | 37,4 | 0,30 | 41,8 | -0,11 |
| 66 | 0,0096 | -0,99 | 33,8 | -0,31 | 43,8 | -0,03 |
| 67 | 0,0099 | -0,68 | 34,2 | -0,24 | 43,6 | -0,04 |
| 68 | 0,0096 | -1,00 | 37,5 | 0,32 | 34,1 | -0,41 |
| 69 | 0,0100 | -0,53 | 37,6 | 0,33 | 33,0 | -0,45 |
| 70 | 0,0104 | -0,10 | 38,0 | 0,40 | 32,8 | -0,46 |
| 71 | 0,0108 | 0,30 | 37,6 | 0,32 | 33,6 | -0,43 |
| 72 | 0,0112 | 0,66 | 37,3 | 0,27 | 35,1 | -0,37 |
| 73 | 0,0115 | 1,00 | 37,4 | 0,30 | 34,9 | -0,38 |
| 74 | 0,0097 | -0,86 | 35,9 | 0,04 | 44,9 | 0,01 |
| 75 | 0,0104 | -0,10 | 36,7 | 0,18 | 44,0 | -0,02 |
| 76 | 0,0108 | 0,30 | 36,1 | 0,08 | 44,2 | -0,01 |
| 77 | 0,0115 | 1,00 | 36,4 | 0,12 | 42,0 | -0,10 |
| 78 | 0,0109 | 0,40 | 33,3 | -0,39 | 62,3 | 0,69 |
| 79 | 0,0100 | -0,52 | 32,4 | -0,55 | 64,4 | 0,77 |
| 80 | 0,0096 | -0,99 | 35,2 | -0,07 | 53,2 | 0,34 |
| 81 | 0,0100 | -0,51 | 35,1 | -0,09 | 53,9 | 0,36 |
| 82 | 0,0107 | 0,20 | 33,8 | -0,31 | 56,0 | 0,44 |
| 83 | 0,0099 | -0,67 | 33,0 | -0,44 | 57,9 | 0,52 |
| 84 | 0,0106 | 0,04 | 34,2 | -0,24 | 54,6 | 0,39 |
| 85 | 0,0112 | 0,69 | 32,2 | -0,58 | 62,9 | 0,71 |
| 86 | 0,0099 | -0,67 | 33,3 | -0,40 | 54,8 | 0,40 |
| 87 | 0,0113 | 0,78 | 35,0 | -0,12 | 53,3 | 0,34 |
| 88 | 0,0108 | 0,26 | 34,6 | -0,17 | 52,6 | 0,31 |
| 89 | 0,0105 | -0,09 | 30,6 | -0,85 | 64,7 | 0,78 |
| 90 | 0,0113 | 0,78 | 31,2 | -0,74 | 70,3 | 1,00 |
| 91 | 0,0096 | -0,99 | 29,7 | -1,00 | 68,5 | 0,93 |
| 92 | 0,0102 | -0,33 | 30,5 | -0,87 | 64,1 | 0,76 |

Elaborou-se um modelo preditivo da resposta (ΔT) em função das variáveis independentes (Equação de Regressão). Foram considerados significativos apenas os parâmetros com p -valores menores que 5%. Aos parâmetros não significativos foram atribuídos valores iguais a zero na equação de regressão.

3.6 Números adimensionais relevantes no fenômeno de resfriamento ciclônico-psicrométrico

Complementarmente à análise estatística que visou à quantificação dos efeitos das principais variáveis sobre o decaimento térmico no ciclone, foram também propostos números adimensionais que pudessem representar o fenômeno de resfriamento ciclônico-psicrométrico.

O procedimento geral para obtenção dos números adimensionais relevantes (Π -grupos) do resfriamento ciclônico-psicrométrico foi realizado segundo a metodologia do Teorema π -Buckingham.

De acordo com análise dimensional efetuada, foi possível a propositura de dois Números Adimensionais relacionados ao fenômeno de resfriamento ciclônico-psicrométrico, representados respectivamente por Π_1 e Π_2 .

$$\Pi_1 = \frac{A_s^3 h \Delta T}{Q^3 C_A} \quad (3.9)$$

$$\Pi_2 = \left(\frac{A_s}{Q} \right)^2 \frac{P_v}{C_A} \quad (3.10)$$

Em que A_s representa a área superficial do ciclone disponível à troca térmica, h o coeficiente convectivo de transferência de calor interno do ciclone, Q a vazão volumétrica de ar a ser resfriada, C_A a concentração de água na corrente de ar secundária, ΔT a variação térmica da corrente primária de ar e P_v a pressão de vapor da água à temperatura ambiente (T_∞).

Vale esclarecer que C_A e P_v representam a umidade relativa (H) e a temperatura (T_∞) da corrente secundária de ar, respectivamente. Tais grandezas tiveram que ser utilizadas para garantir dimensões suficientes para compor a matriz de coeficientes durante a aplicação do Teorema π -Buckingham, haja vista que H já era uma grandeza física adimensional e T_∞ contribuía com apenas uma dimensão. Maiores detalhes sobre o procedimento de obtenção dos Números Adimensionais Π_1 e Π_2 podem ser visualizados no Apêndice A.

3.7 Metodologia numérica da dinâmica de resfriamento de uma sala com o sistema ciclônico-psicrométrico

A dinâmica de resfriamento de um recinto, usando efeitos psicrométricos em ciclones, foi realizada de acordo com a representação esquemática da Figura 3.7. Nessa proposta, considerou-se que haveria necessidade de energia elétrica na operação dos ventiladores que promoveriam a circulação interna do ar na sala e externa do ar nos ciclones, bem como do exaustor que proporcionaria o escoamento do ar para o interior da câmara cilíndrica do ciclone. Portanto, uma sugestão seria a utilização de um painel fotovoltaico que poderia ser perfeitamente acoplado ao sistema para suprir a demanda de energia elétrica. Vale ressaltar que este processo de resfriamento requer apenas água (líquido atóxico, livre de odor, disponível e barato) para promover a redução da temperatura por meio da evaporação contínua.

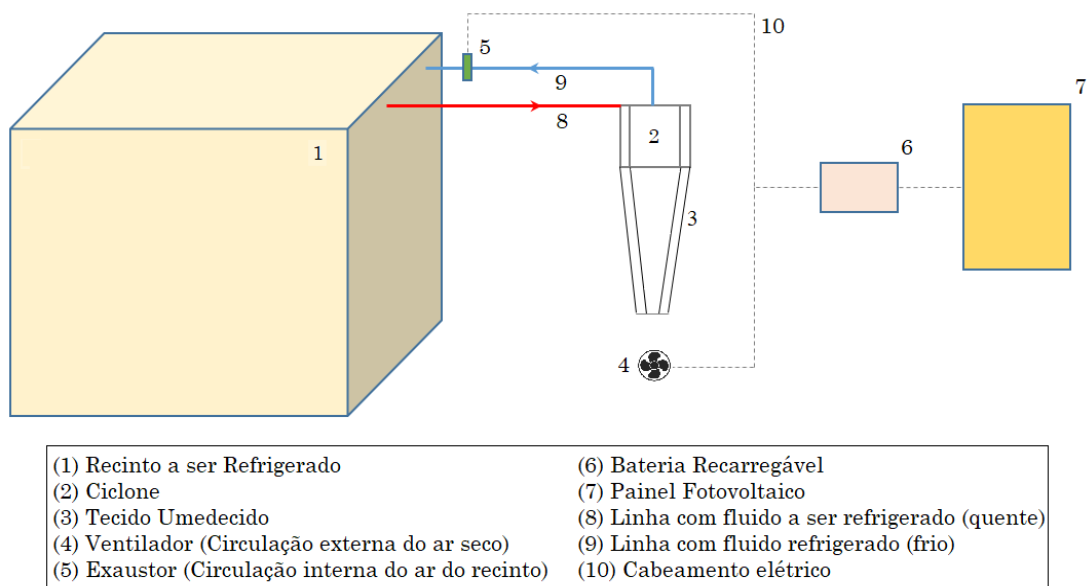


Figura 3.7 – Representação esquemática de um sistema de resfriamento de um recinto a partir do efeito psicrométricos em ciclones.

Considerando o sistema mencionado anteriormente, uma matriz de planejamento foi elaborada para a avaliação numérica da dinâmica de resfriamento de um recinto, cujas combinações estão dispostas na Tabela 3.2. As variáveis escolhidas para serem manipuladas numericamente foram a umidade relativa da corrente secundária [$10 \leq H (\%) \leq 60$], a temperatura ambiente [$25 \leq T_{\infty} (^{\circ}\text{C}) \leq 40$], a área do recinto a ser resfriado ($5 \leq S (\text{m}^2) \leq 20$) e o número de ciclones acoplado ao recinto ($4 \leq N \leq 20$). A resposta acompanhada foi a variação

térmica (ΔT_s) que o interior do recinto poderia atingir em relação à temperatura ambiente em 15 min de operação.

Vale esclarecer que, para esta análise numérica, cada ciclone teve 12 cm de diâmetro e seguiu a mesma configuração geométrica advinda do trabalho de Salvador (2017) e adaptações realizadas nesta dissertação. Independentemente da área útil das salas investigadas (S), um pé-direito sempre foi mantido constante em 2,5 m para todas as estimativas numéricas.

Tabela 3.2 – Matriz de Planejamento para o estudo da dinâmica de resfriamento ciclônico-psicrométrico de salas.

| n | H (%) | T_∞ (°C) | S (m ²) | N | n | H (%) | T_∞ (°C) | S (m ²) | N |
|-----|---------|-----------------|-----------------------|-----|-----|---------|-----------------|-----------------------|-----|
| 01 | 22,5 | 28,0 | 8,75 | 8 | 14 | 47,5 | 36,0 | 8,75 | 16 |
| 02 | 22,5 | 28,0 | 8,75 | 16 | 15 | 47,5 | 36,0 | 16,25 | 8 |
| 03 | 22,5 | 28,0 | 16,25 | 8 | 16 | 47,5 | 36,0 | 16,25 | 16 |
| 04 | 22,5 | 28,0 | 16,25 | 16 | 17 | 10,0 | 32,0 | 12,50 | 12 |
| 05 | 22,5 | 36,0 | 8,75 | 8 | 18 | 60,0 | 32,0 | 12,50 | 12 |
| 06 | 22,5 | 36,0 | 8,75 | 16 | 19 | 35,0 | 25,0 | 12,50 | 12 |
| 07 | 22,5 | 36,0 | 16,25 | 8 | 20 | 35,0 | 40,0 | 12,50 | 12 |
| 08 | 22,5 | 36,0 | 16,25 | 16 | 21 | 35,0 | 32,0 | 5,00 | 12 |
| 09 | 47,5 | 28,0 | 8,75 | 8 | 22 | 35,0 | 32,0 | 20,00 | 12 |
| 10 | 47,5 | 28,0 | 8,75 | 16 | 23 | 35,0 | 32,0 | 12,50 | 4 |
| 11 | 47,5 | 28,0 | 16,25 | 8 | 24 | 35,0 | 32,0 | 12,50 | 20 |
| 12 | 47,5 | 28,0 | 16,25 | 16 | 25 | 35,0 | 32,0 | 12,50 | 12 |
| 13 | 47,5 | 36,0 | 8,75 | 8 | 26 | 35,0 | 32,0 | 12,50 | 12 |

Cada uma das n condições mencionadas na matriz de planejamento (Tabela 3.2) foi aplicada a uma equação diferencial [Equação (3.11)], concebida especificamente para este estudo à luz de conceitos fenomenológicos e termodinâmicos. Na Equação (3.11) é descrita a dinâmica de resfriamento de um recinto em face da interação com os ciclones e as condições psicrométricas provocadas pelo meio ambiente.

$$\rho V_R c_p \frac{dT}{dt} = U_R A_R (T_\infty - T) - h A_C (T - T_{BU,S}) \quad (3.11)$$

Na Equação (3.11), ρ é a massa específica do ar no interior do recinto (kg/m³), V_R é o volume do recinto a ser resfriado (m³), c_p é o calor específico do ar no interior do recinto [J/(kg°C)], U_R é o coeficiente global de transferência de calor entre o recinto e o meio ambiente externo [W/(m²°C)], A_R é a área lateral das paredes do recinto (m²), T_∞ é a temperatura do meio

ambiente externo ($^{\circ}\text{C}$), h é o coeficiente convectivo de transferência de calor entre o ar recirculante do recinto com as paredes internas e frias dos ciclones [$\text{W}/(\text{m}^2\text{C})$], A_C é a área total dos ciclones disponíveis à troca térmica com o ar recirculante do recinto (m^2), $T_{BU,S}$ é a temperatura de bulbo úmido a que as paredes do ciclone estão submetidas ($^{\circ}\text{C}$), T é a temperatura instantânea do ar do recinto a cada passo de tempo ($^{\circ}\text{C}$) e t é o tempo de acompanhamento da dinâmica de resfriamento (s).

Exceto para o coeficiente convectivo de transferência de calor (h), todas as demais propriedades contidas na Equação (3.11) foram diretamente consultadas em manuais (ρ , c_p), facilmente levantadas por cálculos algébricos simples (V_R , A_R , A_C) ou passíveis de estimativa pela literatura científica (H , $T_{BU,S}$). O coeficiente convectivo de transferência de calor (h) foi o único parâmetro que era indisponível na literatura em face da inovação do sistema de resfriamento proposto, pois ele é uma grandeza física muito depende da geometria do sistema (ciclone) e do tipo de escoamento do fluido (movimento espiralado). Por causa das características inéditas do ciclone, testes experimentais tiveram que ser necessariamente realizados, conforme descritos na seção 3.3, para a estimativa dessa grandeza fluidodinâmica, sem a qual a resolução da Equação (3.11) seria inviabilizada.

Nas avaliações numéricas, uma vazão de recirculação de ar no interior de cada ciclone sempre foi mantida constante em $0,005 \text{ m}^3/\text{s}$.

Tijolos cozidos com espessura e condutividade térmica equivalentes a $0,20 \text{ cm}$ e $0,20 \text{ W}/(\text{m}^{\circ}\text{C})$, respectivamente, foram considerados para compor as paredes do recinto pretendido nas avaliações numéricas. Para este tipo de parede, o coeficiente global de transferência de calor entre o recinto e o meio ambiente foi estimado por meio do conceito de resistência térmica e da correlação para convecção natural em placa vertical recomendada por Churchill e Chu [$U_R = 0,7001 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C})$] (CHURCHILL e CHU, 1975). A temperatura de bulbo úmido ($T_{BU,S}$) foi estimada a partir da Correlação de Chilton-Colburn (WELTY *et al.*, 2007) para cada uma das “ n ” condições ambientais (H , T_{∞}) da matriz de planejamento, comumente verificadas no período de estiagem do Município de Uberlândia (MG).

CAPÍTULO 4 - RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo, são apresentados os principais resultados experimentais e numéricos referentes à proposta de resfriamento do ar por meio de um sistema ciclônico-psicrométrico.

4.1 Configuração do ciclone

De posse dos resultados experimentais de Salvador (2017), o tempo de residência médio do fluido e a área superficial (lateral) de cada hidrociclone foram estimados, cujos valores estão apresentados na Figura 4.1.

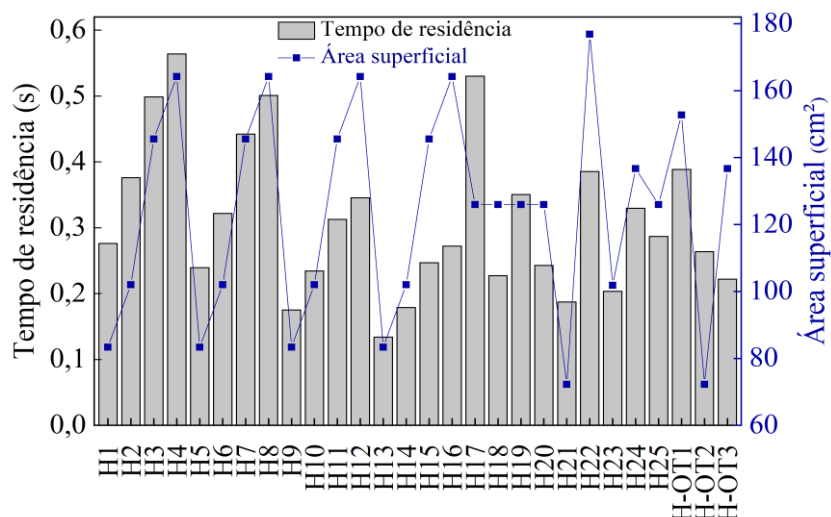


Figura 4.1 – Tempo de residência e área superficial dos hidrociclones avaliados por Salvador (2017) na queda de pressão de 1,47 kPa.

Analisando a Figura 4.1, verificou-se que o hidrociclone na configuração geométrica H4 destacou-se por apresentar o maior tempo de residência médio do fluido combinado com a maior área lateral. Portanto, essa configuração geométrica foi a escolhida, por analogia, para inspirar o novo de ciclone a ser utilizado nas análises de resfriamento desta dissertação. O ciclone concebido manteve todas as relações geométricas sugeridas para o cilindro e cone do hidrociclone H4 de Salvador (2017). No entanto, foram realizadas algumas modificações pontuais, a fim de aumentar ainda mais o tempo de residência médio do fluido no interior do ciclone, tais como a redução do diâmetro do duto de alimentação, a redução do diâmetro do tubo de *overflow* e o prolongamento do *vortex finder* até o final da parte cilíndrica do

equipamento. Esse prolongamento foi realizado para evitar possível curto-circuito do ar entre a entrada e *overflow* do ciclone, bem como para ampliar ainda mais o tempo de residência médio do ar no interior do dispositivo ciclônico.

Para explicitar a decisão de redução dos diâmetros de alimentação e do *overflow* do novo ciclone, tomaram-se três hidrociclones com mesma área lateral do dispositivo H4 e dispôs-se o comportamento do tempo de residência médio do fluido em relação às mudanças de diâmetros de *overflow* e alimentação, conforme descrito na Figura 4.2. Observou-se que os tempos de residência médios eram desfavorecidos conforme os diâmetros de alimentação ou *overflow* sofriam incrementos.

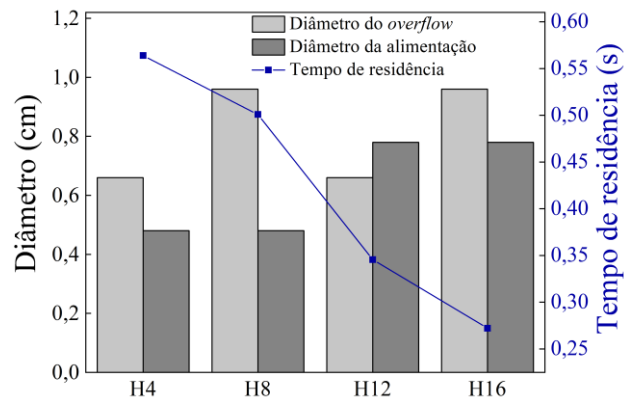


Figura 4.2 – Influência dos diâmetros de alimentação e do *overflow* no tempo de residência médio do fluido para configurações geométricas com mesma área lateral.

Assim, na Tabela 4.1 são apresentadas as relações geométricas do ciclone investigado numérica e experimentalmente neste trabalho. Cumpre ressaltar que a escolha dessa configuração foi baseada nas condições operacionais de pressão constante e com fluido de trabalho sendo líquido. No entanto, mesmo em face de eventual mudança de líquido para gás, as mesmas tendências serão observadas para o tempo de residência que está intimamente atrelado às características geométricas do equipamento.

Tabela 4.1 – Razões geométricas propostas para o novo ciclone.

| Relação | H4 | Novo Ciclone |
|-----------|-------|--------------|
| D_o/D_c | 0,220 | 0,210 |
| L_c/D_c | 4,230 | 4,230 |
| S_c/D_c | 0,400 | 4,230 |
| D_i/D_c | 0,160 | 0,125 |
| Z_c/D_c | 2,670 | 2,670 |
| D_u/D_c | 0,170 | 0,170 |

Uma vez definidas as relações geométricas do novo ciclone, o diâmetro da seção cilíndrica foi estabelecido em 0,12 m que lhe proporcionou uma área lateral de troca térmica equivalente a 0,2627 m². A fim de justificar a configuração do novo ciclone, o tempo de residência médio dele foi comparado com aqueles apresentados por ciclones convencionais (Lapple e Stairmand), conforme está ilustrado na Figura 4.3.

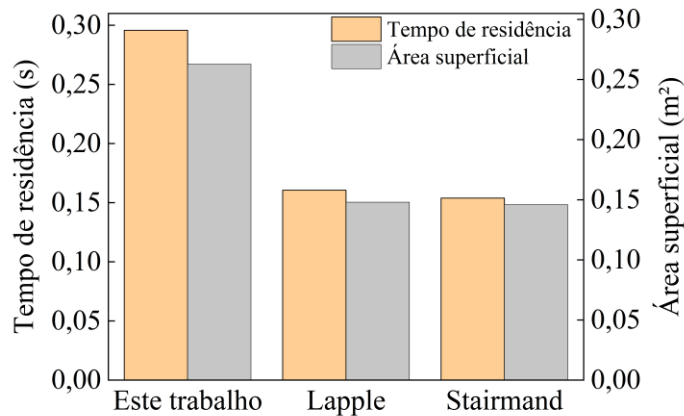


Figura 4.3 – Comparação entre os tempos de residência médios e áreas superficiais do novo ciclone em relação aos ciclones Lapple e Stairmand para $D_C = 0,12$ m e $Q = 0,024$ m³/s.

Observa-se na Figura 4.3 que o tempo de residência médio e a área superficial para o ciclone proposto neste trabalho são maiores em comparação às outras configurações clássicas. Como os fenômenos de troca térmica são intensificados com aumento da área da superfície e maiores tempo de residência (CENGEL e GHAJAR, 2012), o ciclone proposto parece ser uma alternativa interessante, uma vez que o objetivo não está centrado na separação de material particulado, mas em selecionar ciclones que possam favorecer as taxas de transferência de calor.

4.2 Curva característica do ciclone

A curva característica do ciclone investigado nessa dissertação é apresentada na Figura 4.4, em que a queda de pressão indica a diferença entre a pressão estática na alimentação e na saída de *overflow* do ciclone (PEÇANHA, 2014). Portanto, analisando a Figura 4.4, observou-se que a queda de pressão aumenta com o incremento da vazão de ar alimentada ao ciclone, comportamento também observado por outros autores trabalhando com outros tipos de ciclones (SUN *et al.*, 2019; WANG *et al.*, 2019; ZHOU *et al.*, 2019). Basicamente, isso pode ser explicado em razão de o aumento de vazão de ar intensificar a componente tangencial de velocidade do fluido, conforme indicado nos estudos de fluidodinâmica computacional desenvolvidos por Fu *et al.* (2019). De acordo com este autor, o movimento espiralado é o

principal responsável pelo consumo de energia do sistema sob a forma de pressão, cujo reflexo imediato consiste na majoração da queda de pressão do equipamento.

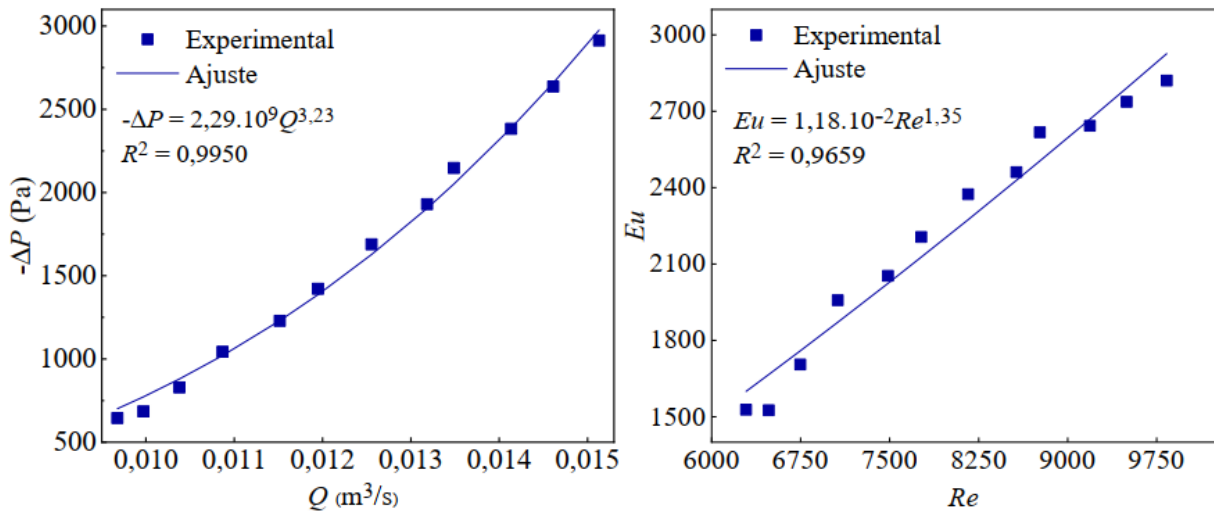


Figura 4.4 – Curva característica do ciclone para o resfriamento psicrométrico na modalidade original e adimensionalizada.

A importância de conhecer a capacidade do ciclone em termos de vazão de ar (Q), bem como a queda de pressão ($-\Delta P$), proveniente da fluidodinâmica do dispositivo, é a possibilidade de determinar o valor da potência requerida pelo equipamento sob determinada condição técnico-operacional. Somente a título de registro, cumpre mencionar que a curva característica do dispositivo centrífugo pode ser também representada sob a forma adimensionalizada, na qual o número de Euler é escrito como função do número de Reynolds. Essa representação adimensionalizada da curva característica pode ser útil e assessorar projetos de *scale-up* ou procedimentos que visem à substituição do fluido de trabalho.

4.3 Coeficiente convectivo de transferência de calor entre o fluido e as paredes internas do ciclone

Os resultados experimentais e o ajuste realizado para o coeficiente convectivo de transferência de calor podem ser visualizados na Figura 4.5, que indicam que o coeficiente convectivo de transferência de calor aumenta com incrementos na vazão de ar alimentado no ciclone. Nas maiores vazões de ar, o escoamento interno fica mais turbulento, resultando em uma intensificação dos fenômenos de troca térmica entre fluido e parede do ciclone. Dessa forma, maiores taxas de transferência de calor são obtidas. Nota-se que o coeficiente convectivo

de transferência de calor interno apresentou magnitudes entre 37,6 e 56,9 W/(m²°C) para a faixa de vazão volumétrica estudada.

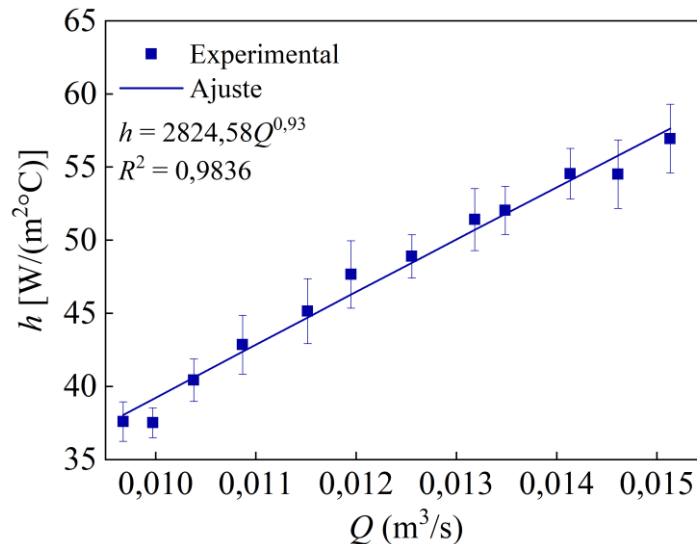


Figura 4.5 – Coeficiente convectivo de transferência de calor (h) em função da vazão volumétrica de ar (Q) do ciclone utilizado para o resfriamento psicrométrico.

4.4 Análise do resfriamento do ar por meio do sistema ciclônico-psicrométrico

4.4.1 Avaliação das variáveis independentes na resposta (ΔT)

Na Figura 4.6 são apresentadas todas as variações térmicas observadas para os 92 ensaios de resfriamento da corrente primária de ar no novo ciclone.

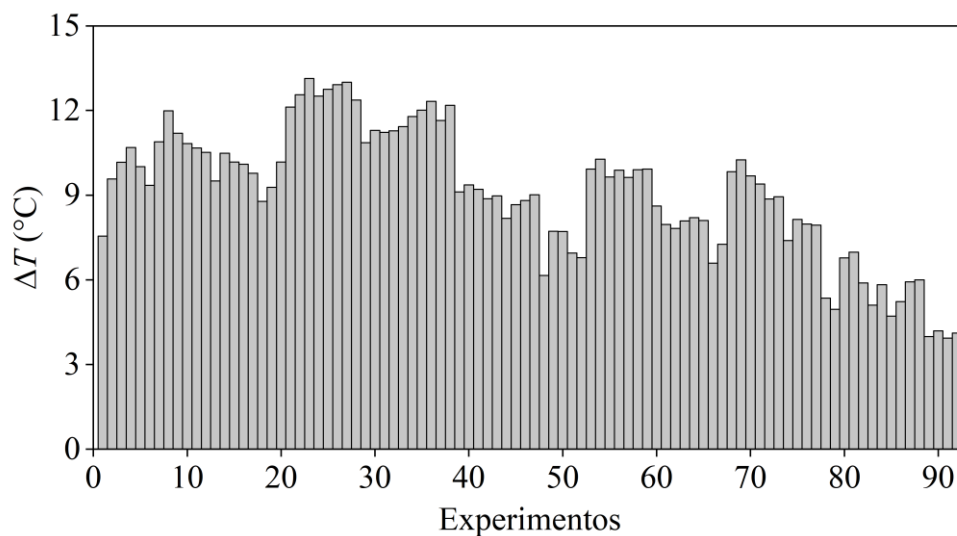


Figura 4.6 – Variações térmicas observadas para os ensaios experimentais de resfriamento das correntes primárias de ar submetidas ao novo ciclone.

De acordo com a Figura 4.6, as condições operacionais (vazão volumétrica de ar, temperatura de alimentação e umidade relativa da corrente secundária de ar) foram variáveis importantes para os processos de resfriamento que impactam diretamente na transferência de massa entre o tecido e o meio ambiente. Os resultados apresentados mostraram que a proposta ciclônico-psicrométrica é uma tecnologia sustentável e viável, visto que apresentou decaimentos térmicos médios expressivos (3,9°C a 13,1°C).

Para exemplificar, na Figura 4.7 são apresentados os valores de umidade relativa do ar, temperatura de alimentação e temperatura de *overflow* do ciclone para uma vazão de alimentação de ar fixa (0,0096 m³/s) e tempo experimental de 20 min, a fim de que possam ser feitas algumas considerações sobre o resfriamento psicrométrico no ciclone.

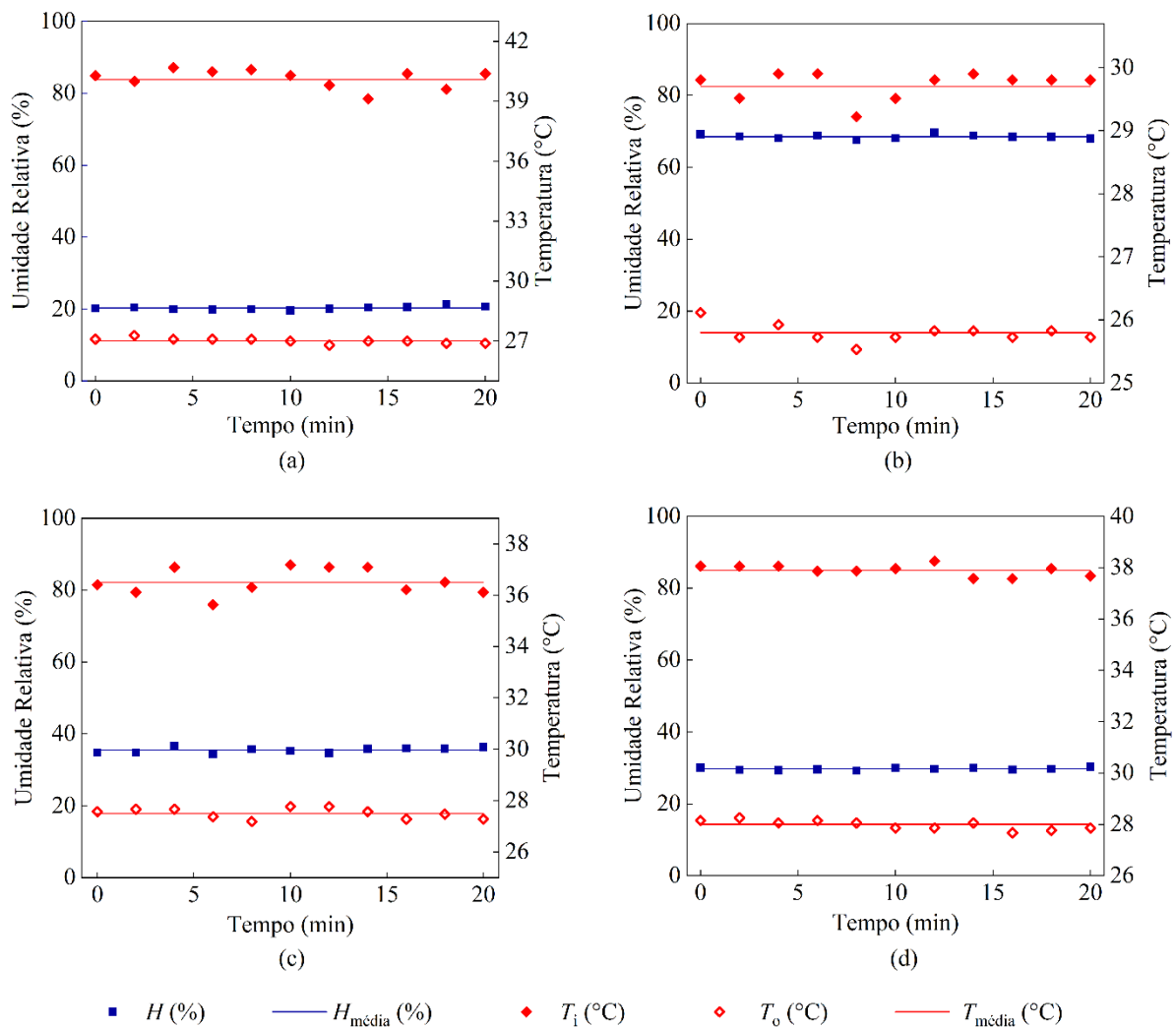


Figura 4.7 – Acompanhamento da temperatura do ar na saída de *overflow*, ao longo de 20 min, frente à variação da temperatura de alimentação e umidade relativa do ar para $Q = 0,0096 \text{ m}^3/\text{s}$, em que os pares: $T_i = 40,1^\circ\text{C}$ e $H = 20,3\%$; $T_i = 29,7^\circ\text{C}$ e $H = 68,5\%$; $T_i = 36,5^\circ\text{C}$ e $H = 35,5\%$ e $T_i = 37,9^\circ\text{C}$ e $H = 30,1\%$; representam os casos a, b, c e d, respectivamente.

De maneira geral, conforme ilustrado na Figura 4.7, observou-se que a temperatura de *overflow* era estabilizada rapidamente nos primeiros minutos de operação e mantinha-se praticamente constante durante todo o período experimental de 20 min. Assim, o ciclone em estudo pode ser considerado como um trocador de calor que atinge e opera rapidamente em estado estacionário. Verificou-se também que o ciclone permitiu alcançar reduções significativas na temperatura do ar que era descarregado pelo tubo de *overflow*, mesmo em um tempo de residência médio de apenas 0,75 s. Os decaimentos térmicos médios do ar apresentaram magnitude de 13,1°C, 3,9°C, 9,0°C e 9,9°C para os casos a, b, c e d, respectivamente.

De posse dos resultados experimentais (Figura 4.6), realizou-se uma regressão não-linear para a variação térmica do ar entre a alimentação e *overflow* do ciclone (ΔT) em função das três variáveis estudadas (Q , T_i , H), cuja Equação de Regressão é expressa pela Equação (4.1) e as respectivas Superfícies de Respostas pela Figura 4.8.

$$\Delta T = 7,477 + X_i^T b + X_i^T B X_i \quad R^2 = 0,9697 \quad (4.1)$$

Em que:

$$X_i = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{bmatrix}, \quad b = \begin{bmatrix} 0 \\ 1,642 \\ -2,942 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 & -0,233 & 0 \\ -0,233 & 0 & -0,533 \\ 0 & -0,533 & 0 \end{bmatrix}$$

De acordo com a Equação de Regressão e as respectivas Superfícies de Respostas, a umidade relativa do ar (X_3) foi a variável que mais influenciou no comportamento da variação térmica (ΔT), seguida pela temperatura de alimentação (X_2). Nas condições médias do domínio estudado ($X = 0$), o parâmetro da umidade relativa [$|\partial\Delta T/\partial X_3|_{X=0} = 2,942$] foi cerca de 179% maior que o parâmetro da temperatura de entrada no ciclone [$|\partial\Delta T/\partial X_2|_{X=0} = 1,642$]. Porém, apesar de significativo, o fator X_1 (vazão de alimentação) foi o menos impactante no fenômeno de resfriamento, apresentando apenas efeito de interação com a temperatura de entrada no ciclone [$|B_{21}| = 0,466$].

Os resultados mostraram, nas condições estudadas, que um incremento na umidade relativa (X_3) (nível -1 a +1) conduziu a um decréscimo na resposta desejada, enquanto um aumento na temperatura do ar na entrada do ciclone (X_2) (nível -1 a +1) levou a uma variação térmica maior. Assim, constatou que as máximas variações térmicas (fenômeno desejável) são

favorecidas quando há uma combinação entre as menores umidades relativas com as maiores temperaturas na entrada do ciclone (Figura 4.8).

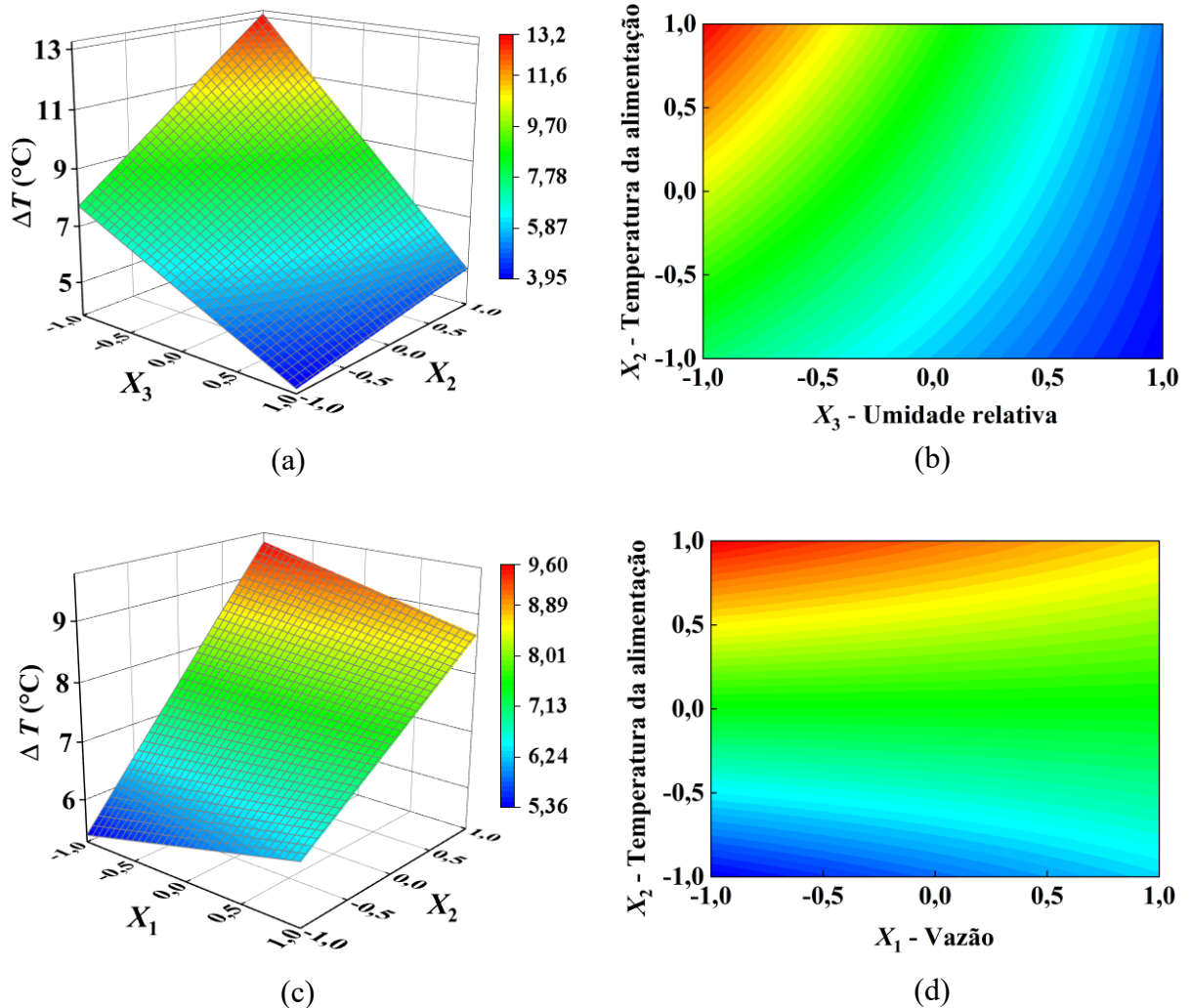


Figura 4.8 – Superfícies de Respostas e curvas de contorno para ΔT em função dos pares X_3 - X_2 e X_1 - X_2 .

Os menores valores de umidade relativa do ar potencializam a transferência de massa porque aumentam o gradiente de concentração de água na fase gasosa (entre a camada de vapor saturado em equilíbrio com o tecido umedecido e o ar insaturado da corrente secundária). Desta forma, os maiores gradientes mássicos, quando disponíveis, majoram os fluxos máximos e a retirada de calor latente do tecido (menores temperaturas de bulbo úmido). De maneira análoga, as maiores temperaturas na entrada do ciclone também favorecem os gradientes térmicos entre o fluido e a parede interna do ciclone, potencializando os fluxos de calor de dentro para fora do ciclone.

A menor influência da vazão de ar alimentada ao ciclone (X_1) sobre o decaimento térmico (ΔT) pode estar relacionada à competição de dois fenômenos físicos. Sob a óptica termodinâmica, incrementos na vazão (nível -1 a +1) aumentam a massa de fluido a ser resfriada, fazendo com que o decaimento térmico seja prejudicado. Contrariamente, sob a óptica fenomenológica, acréscimos na vazão majoram o coeficiente convectivo de transferência de calor, fazendo com o decaimento térmico seja favorecido. Assim, um fenômeno pode ser compensado pelo outro, ou prevalecer a depender das condições presentes para a temperatura na entrada do ciclone, haja vista um efeito cruzado identificado entre Q e T_i .

4.4.2 Eficiência térmica de bulbo úmido

A eficiência térmica de bulbo úmido (η) para o resfriador ciclônico-psicrométrico, assim como os respectivos erros padrões estão apresentados na Figura 4.9.

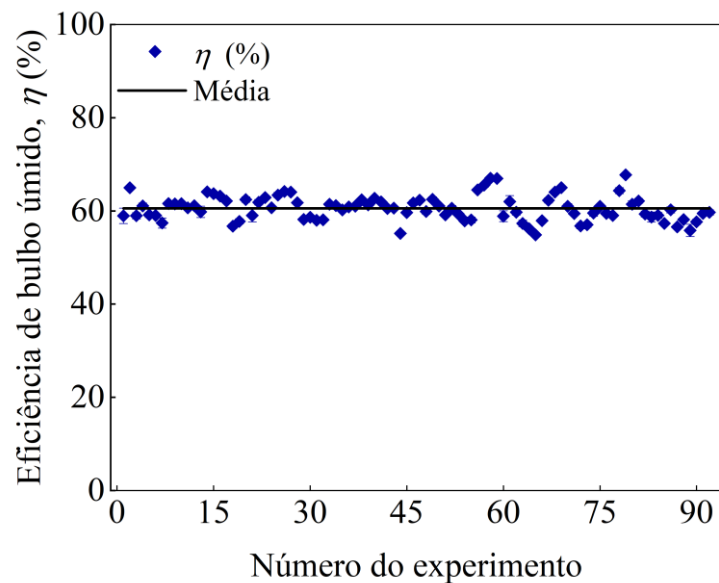


Figura 4.9 – Eficiência térmica de bulbo úmido para o resfriador ciclônico-psicrométrico.

Observa-se que a eficiência de bulbo úmido se manteve praticamente estável sob as condições operacionais estudadas, apresentando valores entre 54,8 e 67,8%. Uma análise do tipo ANOVA acabou indicando que não houve nenhum efeito significativo de Q , T_i e H sobre essa resposta (Apêndice B). Tal comportamento é corroborado pelo trabalho de Heidarinejad *et al.* (2009), que apresentou eficiência térmica de bulbo úmido entre 55 e 61% para uma unidade convencional de resfriamento evaporativo indireto. Além disso, essa constatação evidencia que a eficiência do sistema proposto é satisfatória uma vez apresentou valores na faixa relatada pela literatura.

4.4.3 Consumo específico de água para o resfriamento ciclônico-psicrométrico

O efeito do resfriamento evaporativo é dependente da taxa mássica de água do material fibroso umedecido transferida para o ar insaturado. Para tanto, o consumo de água para manter o tecido uniformemente úmido foi avaliado frente ao volume de ar resfriado.

Na Figura 4.10 são apresentados os consumos específicos de água (ε) para os ensaios psicrométricos. Nota-se que cerca 16,02 g de água (valor médio) foram gastos para resfriar 1 m³ de ar, enquanto a faixa de consumo foi de 8,16 a 25,98 g água/m³ ar. Essas características observadas mostram que o sistema proposto tem grande potencial para aplicações práticas do dia a dia, uma vez que o consumo do fluido de trabalho é relativamente baixo. Vale mencionar que, devido às perdas de água sob a forma de névoa arrastada pela corrente secundária de ar, o valor efetivo do consumo específico de água no processo é certamente bem menor. Assim, seria interessante adotar estratégias em estudos futuros para minimização das perdas de água durante o processo de resfriamento ciclônico-psicrométrico, como a adoção de um sistema de gotejamento temporizado.

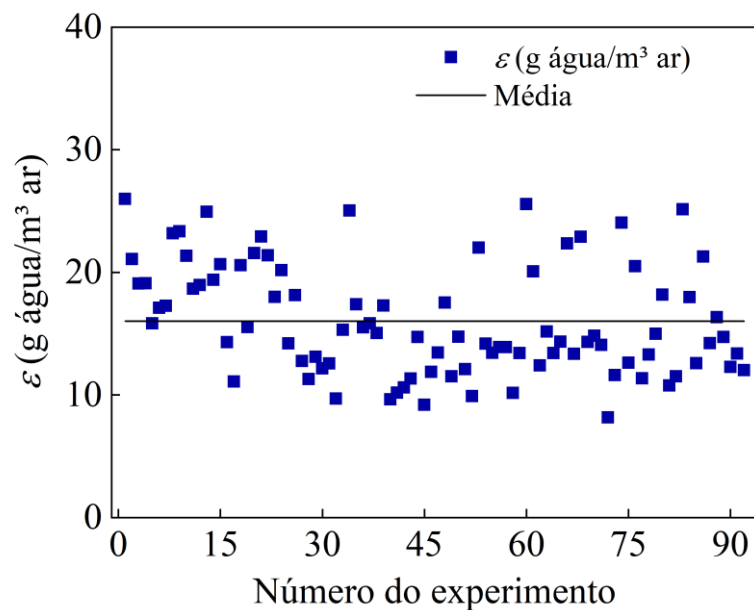


Figura 4.10 – Avaliação do consumo específico de água para resfriar determinado volume de ar no sistema de refrigeração ciclônico-psicrométrico.

4.5 Números Adimensionais relevantes no fenômeno de resfriamento ciclônico-psicrométrico

Em virtude da quantidade de variáveis que estão relacionadas com o resfriamento ciclônico-psicrométrico, uma análise dimensional se torna útil para a descrição do fenômeno,

pois 7 variáveis são condensadas em apenas duas estruturas adimensionais (Π_1 e Π_2). Para tanto, o comportamento existente entre os Números Adimensionais Π_1 e Π_2 propostos nesse trabalho podem ser visualizados na Figura 4.11. Lembrando que, conforme definido na metodologia, os adimensionais são:

$$\Pi_1 = \frac{A_s^3 h \Delta T}{Q^3 C_A} \quad (3.9)$$

$$\Pi_2 = \left(\frac{A_s}{Q} \right)^2 \frac{P_v}{C_A} \quad (3.10)$$

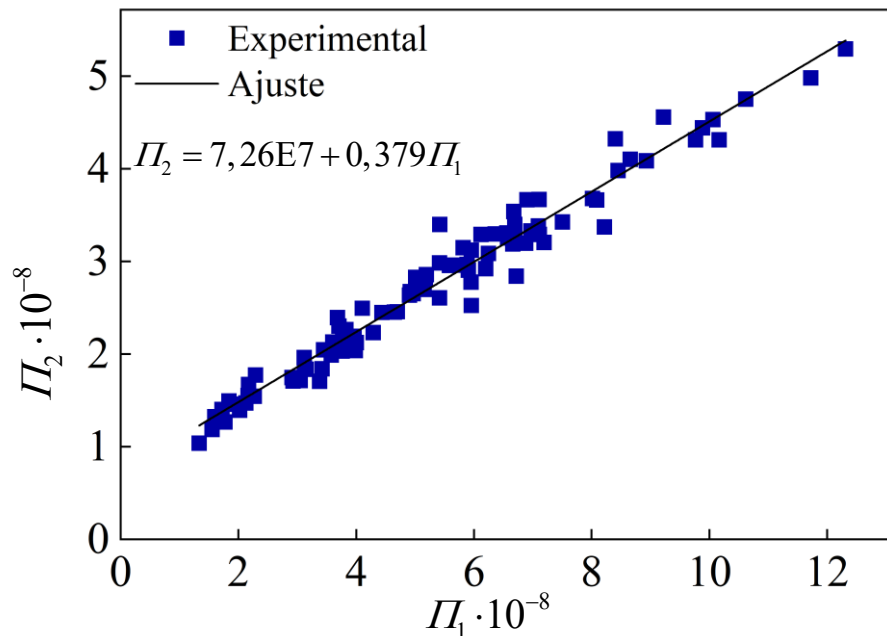


Figura 4.11 – Dependência funcional entre os Números Adimensionais Π_1 e Π_2 .

De acordo com a Figura 4.11, foi constatado que os Números Adimensionais propostos para o sistema de resfriamento ciclônico-psicrométrico estiveram fortemente correlacionados entre si ($R^2 = 0,9652$) por meio de uma relação linear ($\Pi_2 = 7,26E7 + 0,379\Pi_1$). Constatações dessa natureza são sempre bem-vindas porque permitem ao usuário obter rapidamente uma boa previsibilidade das variações térmicas de uma corrente de ar (ΔT) frente às condições operacionais (Q, h, A_s) e meteorológicas (H, T_∞) em que o sistema ciclônico-psicrométrico será submetido. Logo, a dependência funcional entre os números Adimensionais propostos nesta dissertação pode auxiliar usuários no controle do processo ou em procedimentos de *scale-up*, se necessário.

4.6 Análise numérica da dinâmica de resfriamento de um recinto acoplado a um ciclone “psicrométrico”

Antes de apresentar o desempenho do sistema de refrigeração proposto (ciclones combinados com efeito psicrométrico), é importante registrar na Figura 4.12 as temperaturas de bulbo úmido (T_{BU}) previstas para as 26 combinações da matriz de planejamento (Tabela 3.2). Cumpre ressaltar que as temperaturas de bulbo úmido (T_{BU}) equivalem às temperaturas a serem alcançadas pelas carcaças dos ciclones, pois eles são construídos de chapas finas de alumínio (bom condutor térmico). Essas temperaturas são o resultado do processo de evaporação da água presente no tecido de algodão umedecido em resposta às condições ambientais tipicamente presentes nos períodos de estiagem em Uberlândia: altas temperaturas ambientes (T_{∞}) e baixas umidades relativas (H). De acordo com os resultados apresentados na Figura 4.12, o efeito psicrométrico pode proporcionar decréscimos de temperaturas nas estruturas do ciclone entre $6,5^{\circ}\text{C}$ ($n = 18$) e $17,8^{\circ}\text{C}$ ($n = 17$).

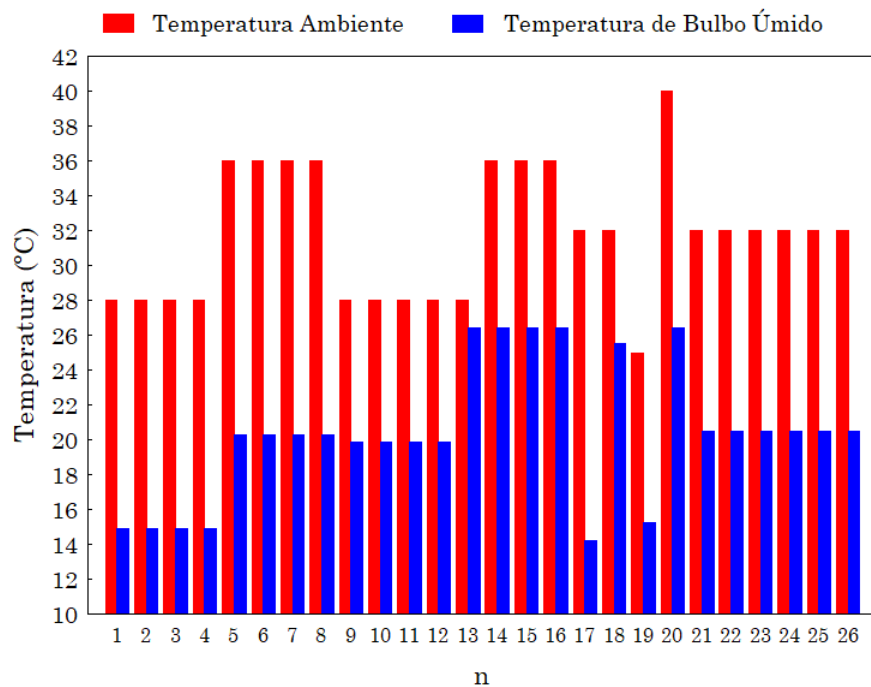
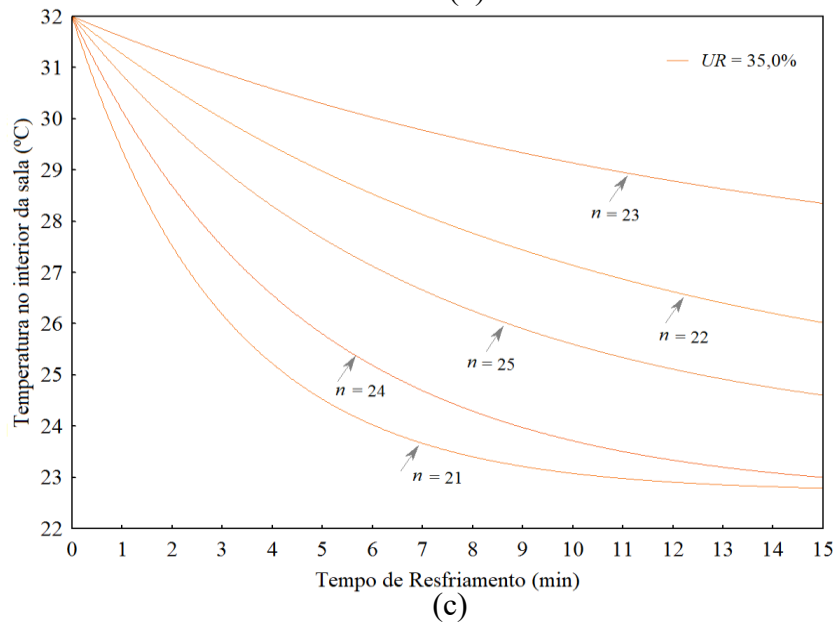
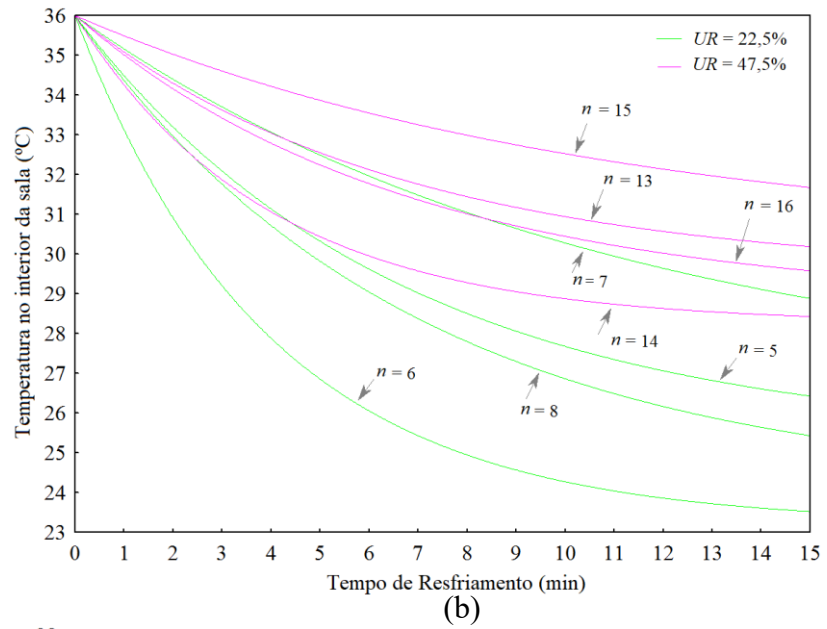
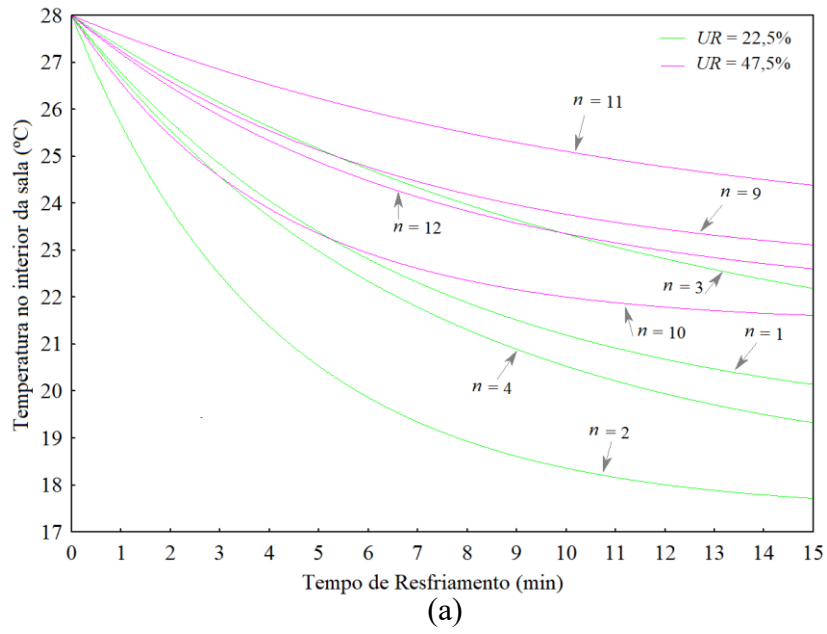


Figura 4.12 – Previsão das temperaturas de bulbo úmido (T_{BU}) em resposta às condições ambientais.

Para prever o comportamento da unidade de resfriamento de um recinto (conforme descrito na seção 3.7), cada uma das 26 condições operacionais da matriz de planejamento foi resolvida sob a óptica da Equação (3.11) com um passo de integração de $0,1\text{ s}$ e $T(0) = T_{\infty}$, cujas soluções podem ser visualizadas na Figura 4.13.



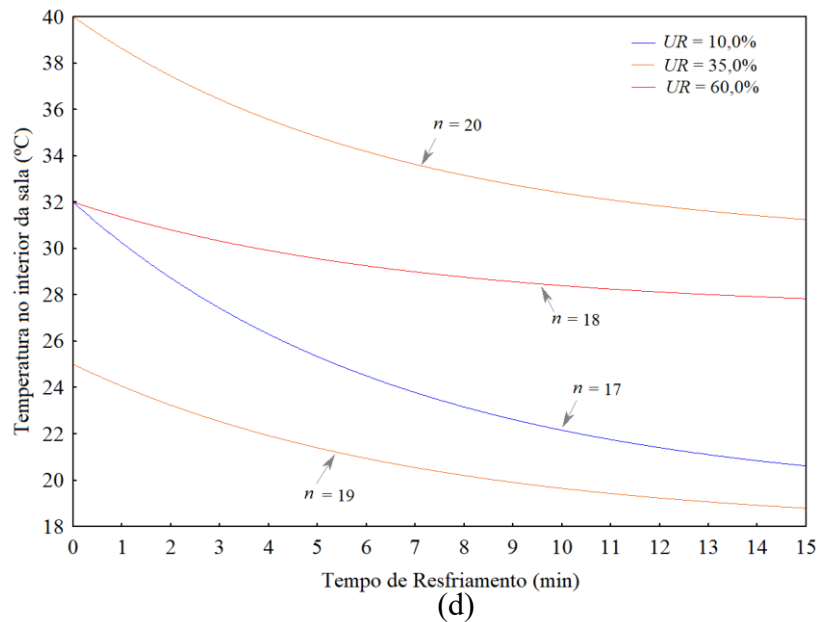


Figura 4.13 – Temperatura no interior das salas em função do tempo de resfriamento de acordo com as condições operacionais da matriz de planejamento, para combinações de temperatura ambiente e umidade relativa: (28°C; 22,5% e 47,5%), (36°C; 22,5% e 47,5%), (32°C; 35%) e (40°C, 32°C e 25°C; 10%, 35% e 60%), respectivamente para os casos a, b, c e d.

De acordo com os resultados numéricos da Figura 4.13, foi verificado que em 15 min de operação, praticamente a temperatura no interior do recinto já havia se estabilizado, momento em que a variação térmica da sala era avaliada. O formato da curva deve-se à competição entre as duas potências térmicas atuantes no sistema: uma referente à interação do meio ambiente com a sala (deve ser minimizada) e outra referente à interação da sala com os ciclones (deve ser maximizada). Logo, a minimização da potência térmica do meio ambiente com a sala e a maximização da potência térmica dela com os ciclones certamente deve ocorrer mediante a combinação de menores áreas (S) com maior número de ciclones (N).

Assim, as condições operacionais 2, 6 e 21 congregaram tais características, motivo pelo qual apresentaram os maiores decaimentos térmicos (potencialização do resfriamento). Já as condições operacionais 11, 15 e 23 tiveram os menores decaimentos térmicos (minimização do resfriamento) porque apresentam áreas relativamente grandes com número pequeno de ciclones acoplado. A condição operacional 18 também apresentou um dos menores decaimentos térmicos que, apesar da área da sala (S) e número de ciclones (N) terem sido médios (12,5 m² e 12, respectivamente), foi prejudicado pela alta umidade relativa (60%).

Umidades relativas acima de 60% desfavorecem os efeitos psicrométricos porque retardam a transferência de massa do tecido para o ar atmosférico devido à diminuição do gradiente mássico disponível.

As variações térmicas das 26 condições operacionais da matriz de planejamento (n) são apresentadas na Figura 4.14, em que se observa que os cálculos numéricos confirmaram que se pode tirar proveito das características inerentes ao período de estiagem em Uberlândia (MG), refletindo em variações térmicas significativas no interior da sala ($3,6 \leq \Delta T_S$ (°C) $\leq 12,5$). Tais variações térmicas podem representar um conforto térmico para usuários de muitos imóveis, tais como residências, escolas, granjas, escritórios, estabelecimentos comerciais, repartições públicas etc.

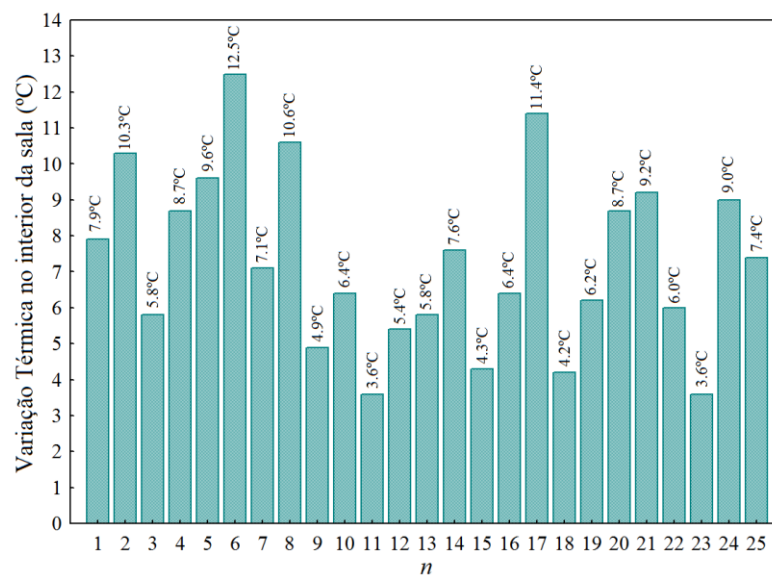


Figura 4.14 – Variações térmicas no interior da sala para as 26 condições operacionais da Matriz de Planejamento a partir do resfriamento psicrométrico em ciclones em 15 min de operação.

Foi possível verificar que as variáveis estudadas (H , T_∞ , S , N) influenciaram a dinâmica do sistema proposto, porém de maneiras bem distintas entre si. As variações térmicas responderam inversamente às mudanças de umidade relativa (H) e área do recinto (S). Para tanto, basta observar os pares 17-18 e 21-22 da Figura 4.14. No par 17 e 18, quando a umidade relativa (H) do ar passou de 10% para 60%, a variação térmica sofreu uma redução de 63,2% (de 11,4°C para 4,2°C). Já para o par 21-22, quando área do recinto passou de 5 m² para 20 m², a variação térmica sofreu uma redução de 34,8% (de 9,2°C para 6,0°C).

Em relação à temperatura ambiente (T_∞) e ao número de ciclones (N), as variações térmicas são diretamente proporcionais a esses fatores. Esse comportamento é mostrado nas condições de funcionamento 19-20 e 23-24, respectivamente. Nas condições de operação 19 e 20, quando a temperatura ambiente (T_∞) variou de 25°C a 40°C (Tabela 3.2), a variação térmica aumentou 40,3% (de 6,2°C para 8,7°C). Da mesma forma, nas condições operacionais 23 e 24,

quando o número de ciclones aumentou de 4 para 20, a variação térmica aumentou 150% (de 3,6°C para 9,0°C).

De acordo com o que foi discutido até o momento, a maior variação térmica possível no interior do recinto poderia ser alcançada mediante a combinação entre os menores patamares de umidade relativa (10%) e área de recinto (5 m²) com os maiores patamares de temperatura ambiente (40°C) e número de ciclones (20). Nessa combinação em específico, a Equação de Regressão [Equação (4.2)] sinaliza que variações térmicas de até 18,4°C poderiam ser alcançadas durante o resfriamento do recinto. No entanto, apesar do excelente patamar térmico, a área do recinto seria muito pequena e dificilmente seria uma condição espacial atrativa de possíveis usuários.

$$\Delta T_M = 7,57 + X_i^T b + X_i^T B X_i \quad R^2 = 0,9987 \quad (4.2)$$

Em que:

$$X_i = \begin{bmatrix} X_4 \\ X_5 \\ X_6 \\ X_7 \end{bmatrix}, \quad b = \begin{bmatrix} -3,59 \\ 1,27 \\ -1,62 \\ 2,50 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0,36 & 0,39 & -0,39 & -0,56 \\ 0,39 & 0 & 0 & 0,12 \\ -0,39 & 0 & 0 & 0,21 \\ -0,56 & 0,12 & 0,21 & -1,14 \end{bmatrix}$$

Em que X_4 , X_5 , X_6 e X_7 são as formas codificadas para os fatores H , T_∞ , S e N , respectivamente.

Logo, uma maior Área foi fixada ($S = 20$ m²) para reavaliar como as condições operacionais mais favoráveis ($H = 10\%$, $T_\infty = 40^\circ\text{C}$ e $N = 20$) poderiam incrementar a variação térmica no interior da sala. Nesse novo rearranjo, foi possível estimar uma variação térmica de 14,5°C, muito próxima, inclusive, da simulação $n = 6$ ($\Delta T_S = 12,5^\circ\text{C}$). Porém, a nova condição operacional analisada (10%, 40°C, 20 m² e 20 ciclones) mostrou-se muito mais atrativa que a condição $n = 6$ porque proporcionou o mesmo resfriamento em uma sala 2,3 vezes maior.

Superada a análise da potencialidade do sistema de ciclones e psicrometria, pode-se ainda analisar a demanda de energia elétrica para garantir o funcionamento dos principais acessórios da unidade (ventiladores e exaustor), bem como compará-la com aquela típica de um aparelho de ar-condicionado convencional.

Sabe-se que a Resolução ANVISA N° 9 de 16 de janeiro de 2003 estabelece no item 3.1 da Seção IV (Padrões Referenciais) de seu ANEXO que “a faixa recomendável de operação das

temperaturas de bulbo seco, nas condições internas para dias de verão, deverá variar de 23°C a 26°C”.

Para fins de comparação, foi considerado um dia quente e relativamente seco ($T_{\infty} = 32^{\circ}\text{C}$, $H = 20\%$), cuja meta foi manter uma sala de 20 m² à temperatura de 25°C (valor médio preconizado pela Resolução N° 9/2003 da ANVISA). Logo, uma variação térmica de 7°C deveria ser provida pelo resfriamento psicrométrico com ciclones. Nessas condições operacionais, a Equação de Equação Diferencial da dinâmica de resfriamento [Equação (3.11)] prevê que seriam necessários 10 ciclones acoplados à sala para atender à demanda de resfriamento. Para tanto, demandas de energia elétrica para promoverem a circulação interna e externa do ar pelos ciclones são apresentadas na Tabela 4.2, assim como a potência elétrica consumida por um ar-condicionado convencional de 18000 BTU.

Tabela 4.2 – Potência elétrica requerida para prover uma variação térmica de 7,0°C de uma sala de 20 m² em um dia quente e seco típico de Uberlândia ($T_{\infty} = 32^{\circ}\text{C}$, $H = 20\%$, $N = 10$) a partir do sistema ciclônico-psicrométrico e ar-condicionado convencional.

| Equipamentos | Quantidade | Potência unitária (W) | Potência total (W) |
|---|------------|-----------------------|--------------------|
| Ventilador^(a) | 10 | 5,0 | 50,0 |
| Ventilador interno^(a) | 1 | 50,0 | 50,0 |
| Exaustor^(a) | 1 | 200,0 | 200,0 |
| Ar-condicionado^(b) | 1 | 1514,0 | 1514,0 |

(a) Componentes do sistema de resfriamento sugerido.

(b) Ar-condicionado padrão de 18000 BTU utilizado como referência.

De acordo com a Tabela 4.2, nota-se que o sistema de resfriamento proposto neste trabalho (ciclone e psicrometria) requer apenas 19,8% da potência elétrica consumida por um aparelho de ar-condicionado convencional. Tal cenário representa uma economia substancial referente ao pagamento de energia elétrica que poderá se reverter em prol dos usuários, especialmente para aqueles de baixa renda. Além disso, a potência elétrica requerida (300 W) pelo novo sistema de climatização (ciclone e psicrometria) poderia ser perfeitamente suprimida por 2,5 m² de painel fotovoltaico monocristalino (Potência Modular de 385 W, Fator de Segurança de 25% - Fonte: Orçamento da Empresa “Minha Casa Solar”, Contagem-MG, Brasil). O acoplamento de painéis fotovoltaicos ao sistema de resfriamento ciclônico-psicrométrico seria uma interessante alternativa para localidades distantes ou isoladas em que a rede de distribuição de energia elétrica ainda é precária ou indisponível.

CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Esta seção apresenta as principais conclusões obtidas no desenvolvimento desta dissertação e algumas sugestões para trabalhos futuros.

5.1 Conclusões

De acordo com as principais observações numérico-experimentais ao longo dessa dissertação, pode-se concluir que:

- o ciclone a ser aplicado nos estudos de transferência de calor apresentou as seguintes proporções geométrica: $(D_o/D_c) = 0,21$; $(L_c/D_c) = (S_c/D_c) = 4,23$; $(D_i/D_c) = 0,125$; $(Z_c/D_c) = 2,67$ e $(D_u/D_c) = 0,17$;
- a curva característica do novo ciclone apresentou valores de queda de pressão entre 645 e 2913 Pa, bem como valores entre 1526 e 2821 para Euler;
- o coeficiente convectivo de transferência de calor pôde ser satisfatoriamente estimado e apresentou valores entre 37,6 e 56,9 W/(m²°C). Aumentos desse parâmetro foram observados para incrementos da vazão volumétrica de ar alimentada ao ciclone;
- de maneira geral, o ciclone proposto neste trabalho mostrou-se adequado para sua utilização como trocador térmico, devido ao regime fluidodinâmico no interior associado à área útil de troca térmica;
- a nova proposta sustentável de redução de temperatura do ar combinando efeitos psicrométricos e ciclonagem foi satisfatória. O decaimento térmico na unidade variou entre 3,9 e 13,1°C;
- por meio das superfícies de resposta foi possível verificar que a umidade relativa (X_3) e temperatura de alimentação (X_2) foram as variáveis mais significativas na influência da resposta (ΔT);
- a eficiência térmica média de bulbo úmido do resfriador ciclônico-psicrométrico foi de 60,5%;
- o consumo específico de água no processo de umidificação do tecido foi relativamente baixo, pois foram gastos 16,02 g de água para resfriar 1 m³ de ar (valor médio);
- por meio das variáveis (A_s , h , Q , C_A , ΔT , P_v) envolvidas no processo de resfriamento do ar, foi possível obter dois números adimensionais relevantes para o fenômeno na faixa

experimental estudada. Os adimensionais II_1 e II_2 apresentaram comportamento linear entre si;

- previsões termo-fluidodinâmicas mostraram que dias quentes e secos na região de Uberlândia (MG) podem proporcionar temperaturas de bulbo úmido de até 18°C. Tais decaimentos podem ser aplicados a ciclones, a fim de que sua carcaça resfriada possa interagir com o ar recirculante de algum recinto, promovendo, assim, sua respectiva climatização;
- o modelo fenomenológico proposto neste trabalho para resfriamentos ciclônico-psicrométricos permitiu constatar que decaimentos térmicos de até 7,0°C podem ser obtidos para salas de tamanho padrão (20 m²) em dias quentes (32°C) e com umidade relativa baixa (20%);
- uma análise energética constatou que menos de 19,8% da potência elétrica de um aparelho de ar-condicionado seriam gastos pelos acessórios do sistema ciclônico-psicrométrico para realizar o mesmo serviço de resfriamento. Tal fato certamente representa uma economia significativa no custo com energia elétrica, tendo impacto direto principalmente sobre o orçamento de famílias de baixa renda, pequenos produtores rurais ou comunidades isoladas;
- esse novo sistema de climatização de ambientes apresenta inúmeros benefícios (baixo custo energético, fácil operação e boa eficiência) que merecem ser explorados mais satisfatoriamente. Sua popularização e efetivação dar-se-ia mediante projetos de extensão em comunidades localizadas em regiões quentes e secas do interior do Brasil.

5.2 Sugestões para trabalhos futuros

Para trabalhos futuros são apresentadas as seguintes sugestões:

- automatizar o processo de umidificação do tecido externo ao ciclone para minimizar o consumo de água durante processo;
- avaliar a influência da temperatura da água a ser utilizada para umedecer o tecido. Também avaliar a influência de outros fluidos com características voláteis;
- utilizar técnicas de fluidodinâmica computacional (CFD) para melhor compreensão dos fenômenos de troca térmica no interno ao ciclone, assim como analisar o escoamento externo ao ciclone, posto que a geometria apresenta suas particularidades;
- montar uma unidade com dois ou mais ciclones em série para maximizar o decaimento térmico global.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AL HERR, Y. *et al.* Operational mode optimization of indirect evaporative cooling in hot climates. **Case Studies in Thermal Engineering**, v. 18, n. January, p. 100574, 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.csite.2019.100574>>.

ALMEIDA, H. A. DE. **Climatologia aplicada à geografia**. [s.1] Campina Grande: EDUEPB, 2016.

CAMIOTO, F. DE C. *et al.* Renewable and sustainable energy efficiency: An analysis of Latin American countries. **Environmental Progress and Sustainable Energy**, v. 37, n. 6, p. 2116–2123, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1002/ep.12877>>.

CARRIJO, B. R.; BACCARO, C. A. D. Análise Sobre a Erosão Hídrica Na Área Urbana De Uberlândia (MG). **Caminhos De Geografia**, v. 1, n. 2, p. 70–83, 2000.

CENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa**. 4. ed. Porto Alegre: AMGH, 2012.

CHUA, K. J. *et al.* Achieving better energy-efficient air conditioning - A review of technologies and strategies. **Applied Energy**, v. 104, p. 87–104, 2013. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.10.037>>

CHURCHILL, S. W.; CHU, H. H. S. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 18, n. 11, p. 1323–1329, 1975. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(75\)90243-4](https://doi.org/10.1016/0017-9310(75)90243-4)>.

CUI, X. *et al.* Performance analysis of a hollow fiber membrane-based heat and mass exchanger for evaporative cooling. **Applied Energy**, v. 271, n. January, p. 115238, 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.115238>>.

DASAR, M.; PATIL, R. S. Studies on Separation Efficiency and Energy Conservation Through Novel Finned Cyclone Separator. **Journal of Heat Transfer**, v. 142, n. 4, p. 1–11, 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1115/1.4046303>>

DE ANTONELLIS, S. *et al.* Effect of heat exchanger plates geometry on performance of an

indirect evaporative cooling system. **Applied Thermal Engineering**, v. 173, n. July 2019, p. 115200, 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115200>>.

DIAS, D. R. *et al.* **Determinação da curva característica do número de Euler e do coeficiente global de troca térmica de uma nova configuração de ciclone**. Belém: Galoá, 2019. Disponível em: <<https://proceedings.science/enemp-2019/papers/determinacao-da-curva-caracteristica-do-numero-de-euler-e-do-coeficiente-global-de-troca-termica-de-uma-nova-configuraca>>.

DINCER, I.; ROSEN, M. A. **Exergy energy, environment and sustainable development**. [s.l.] Elsevier Science, 2007.

DIZAJI, H. S. *et al.* Development and validation of an analytical model for perforated (multi-stage) regenerative M-cycle air cooler. **Applied Energy**, v. 228, n. June, p. 2176–2194, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.07.018>>.

FU, S. *et al.* Study on the light medium separation of waste plastics with hydrocyclones. **Waste Management**, v. 91, p. 54–61, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.wasman.2019.04.043>>.

GEANKOPLIS, C. J. **Transport processes and unit operations**. 3. ed. New Jersey: Prentice-Hall International, Inc, 1993.

HALL, M. R. **Materials for Energy Efficiency and Thermal Comfort in Buildings**. 1. ed. CRC Press, 2010.

HEIDARINEJAD, G. *et al.* Experimental investigation of two-stage indirect/direct evaporative cooling system in various climatic conditions. **Building and Environment**, v. 44, n. 10, p. 2073–2079, 2009. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2009.02.017>>. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2009.02.017>>.

HEIDARINEJAD, G.; MOSHARI, S. Novel modeling of an indirect evaporative cooling system with cross-flow configuration. **Energy and Buildings**, v. 92, p. 351–362, 2015. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.01.034>>.

HOFFMANN, A. C.; STEIN, L. E. **Gas cyclones and swirl tubes: Principles, design and operation**. 2. ed. New York: Springer, 2008.

IBGE. **Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística**. Disponível em: <<https://mapas.ibge.gov.br/tematicos>>. Acesso em: 22 jun. 2020.

INMET. **Instituto Nacional de Meteorologia**. Disponível em: <<http://www.inmet.gov.br/portal/>>. Acesso em: 13 fev. 2020.

KASHYAP, S.; SARKAR, J.; KUMAR, A. Comparative performance analysis of different novel regenerative evaporative cooling device topologies. **Applied Thermal Engineering**, v. 176, p. 115474, 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115474>>.

KIYANINIA, A.; KARIMI, H.; MADADI AVARGANI, V. Exergoeconomic analysis of a solar photovoltaic-based direct evaporative air-cooling system. **Solar Energy**, v. 193, n. September, p. 253–266, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.09.068>>.

LEGG, R. **Air conditioning system design**. [s.l.] Butterworth-Heinemann, 2017.

LIN, J. *et al.* Thermodynamic analysis of a hybrid membrane liquid desiccant dehumidification and dew point evaporative cooling system. **Energy Conversion and Management**, v. 156, n. October 2017, p. 440–458, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.11.057>>.

MA, L. *et al.* Soot elimination and heat recovery of industrial flue gas by heterogeneous condensation. **Scientific Reports**, v. 10, n. 1, p. 1–9, 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1038/s41598-020-59833-3>>.

MASSARANI, G. **Fluidodinâmica em sistemas particulados**. 2. ed. Rio de Janeiro: E-Papers, 2002.

MAZZEI, P.; PALOMBO, A. Economic evaluation of hybrid evaporative technology implementation in Italy. **Building and Environment**, v. 34, n. 5, p. 571–582, 1999. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(98\)00049-3](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(98)00049-3)>.

MCCABE, W. L.; SMITH, J. C.; HARRIOTT, P. **Unit Operations of Chemical Engineering**. 7. ed. Boston: McGraw-Hill Education, 2005.

MENDONÇA, F.; DANNI-OLIVEIRA, M. I. **Climatologia: noções básicas e climas do Brasil**. São Paulo: Oficina de Textos, 2007.

MOTHILAL, T.; PITCHANDI, K. Influence of inlet velocity of air and solid particle feed rate on holdup mass and heat transfer characteristics in cyclone heat exchanger. **Journal of Mechanical Science and Technology**, v. 29, n. 10, p. 4509–4518, 2015. Disponível em : <<https://doi.org/10.1007/s12206-015-0950-z>>.

MOTHILAL, T.; PITCHANDI, K. Effect of vortex finder dimension on holdup mass and heat transfer rate in cyclone heat exchanger-CFD approach. **International Journal of Computer Aided Engineering and Technology**, v. 10, n. 1–2, p. 66–75, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1504/IJCAET.2018.088829>>.

PEÇANHA, R. P. **Sistemas particulados: Operações unitárias envolvendo partículas e fluidos**. 1. ed. Rio de Janeiro: Elsevier, 2014.

PERES, A. DE P. **Estudo experimental da transferência de calor em ciclones**. Dissertação (Mestrado) - UNICAMP, Campinas, SP, 1997.

QIU, G. Q.; RIFFAT, S. B. Novel design and modelling of an evaporative cooling system for buildings. **International Journal of Energy Research**, v. 30, n. 12, p. 985–999, 2006. Disponível em: <<https://doi.org/10.1002/er.1199>>.

RAFIQUE, M. M.; GANDHIDASAN, P.; REHMAN, S.; ALHEMS, L. M. No Title. **Environ. Prog. Sustainable Energy**, v. 35, n. 5, p. 12358, 2016. Disponível em: <<https://doi.org/10.1002/ep.12358>>.

RAZAK, A. M. Y. **Industrial gas turbines: Performance and operability**. [s.l.] CRC Press, 2007.

RIANGVILAIKUL, B.; KUMAR, S. An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system. **Energy and Buildings**, v. 42, n. 5, p. 637–644, 2010. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.10.034>>.

SALVADOR, F. F. **Otimização geométrica de hidrociclones com cilindros e cones permeáveis**. Tese (Doutorado) - UFU, Uberlândia, MG, 2017.

SHAHZAD, M. W. *et al.* An improved indirect evaporative cooler experimental investigation. **Applied Energy**, v. 256, n. September, p. 113934, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113934>>.

SHIRMOHAMMADI, R.; GILANI, N. Effectiveness enhancement and performance evaluation of indirect-direct evaporative cooling system for a wide variety of climates. **Environmental Progress and Sustainable Energy**, v. 38, n. 3, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1002/ep.13032>>.

SILVA, A. C. S. B. D. **Simulação de resfriamento evaporativo por microaspersão d'água**. Tese (Doutorado) - UFSC, Florianópolis, SC, 2004.

SILVA, J. DE S. E. **Secagem e armazenagem de produtos agrícolas**. 2. ed. Viçosa: Aprenda Fácil, 2008.

SUN, Z. *et al.* A new static cyclonic classifier: Flow characteristics, performance evaluation and industrial applications. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 145, p. 141–149, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.cherd.2019.03.018>>.

SZEKELY, J.; CARR, R. Heat transfer in a cyclone. **Chemical Engineering Science**, v. 21, n. 12, p. 1119–1132, 1966. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/0009-2509\(66\)85033-9](https://doi.org/10.1016/0009-2509(66)85033-9)>.

WANG, L. K.; PEREIRA, NORMAN C.; HUNG, Y.-T. **Air pollution control engineering**. Totowa - NJ: Humana Press Inc, 2004.

WANG, S. *et al.* Effect of the inlet angle on the performance of a cyclone separator using CFD-DEM. **Advanced Powder Technology**, v. 30, n. 2, p. 227–239, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.apt.2018.10.027>>.

WATT, J. R. **Evaporative air conditioning handbook**. 1. ed. [s.l.] Chapman and Hall, 1986.

WELTY, J. R. *et al.* **Fundamental of momentum, heat, and mass transfer**. 5. ed. John Wiley & Sons, 2007.

XUAN, Y. M. *et al.* Research and application of evaporative cooling in China: A review (I) - Research. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, n. 5, p. 3535–3546, 2012. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.01.052>>.

YANG, Y.; CUI, G.; LAN, C. Q. Developments in evaporative cooling and enhanced evaporative cooling - A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 113, n. June 2016, p. 109230, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.06.037>>

ZHANG, L. *et al.* Optimization analysis of a hybrid fresh air handling system based on evaporative cooling and condensation dehumidification. **Energy Conversion and Management**, v. 180, n. June 2018, p. 83–93, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.10.100>>.

ZHOU, H. *et al.* Numerical study on gas-solid flow characteristics of ultra-light particles in a cyclone separator. **Powder Technology**, v. 344, p. 784–796, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.powtec.2018.12.054>>.

APÊNDICE A

Determinação dos grupos adimensionais relevantes ao processo ciclônico-psicrométrico

O procedimento geral para obtenção dos números adimensionais (Π grupos) do sistema de resfriamento ciclônico-psicrométrico foi realizado segundo a metodologia do Teorema π -Buckingham. Para tanto, definiram-se as variáveis importantes relacionadas com a refrigeração no ciclone: A_s , h , Q , C_A , ΔT , P_v . Em que A_s é a área superficial do ciclone disponível à troca térmica; h é coeficiente de transferência de calor interno; Q é vazão volumétrica de fluido a ser refrigerado; C_A é a concentração de água do ar ambiente; ΔT é a variação térmica do fluido a ser refrigerado e P_v é a pressão de vapor da água a T_{BS} .

Após definidas as variáveis relevantes, selecionou-se o sistema básico de dimensões e montou-se uma matriz de coeficientes:

| | M | L | T | θ | |
|------------|-----|-----|-----|----------|-------|
| A | 0 | 2 | 0 | 0 | |
| h | 1 | 0 | -3 | -1 | |
| Q | 0 | 3 | -1 | 0 | |
| C_A | 1 | -3 | 0 | 0 | |
| ΔT | 0 | 0 | 0 | 1 | |
| P_v | 1 | -1 | -2 | 0 | (A.1) |

O núcleo escolhido da matriz anterior é representado pela Equação (A.2).

$$N = [A_s \quad h \quad Q \quad C_A] \quad (A.2)$$

Combinando o Núcleo com as variáveis restantes:

$$\Pi_1 = A_s^a h^b Q^c C_A^d \Delta T \quad (A.3)$$

$$M^0 L^0 T^0 \theta^0 = (M^0 L^2 T^0 \theta^0)^a (M^1 L^0 T^{-3} \theta^{-1})^b (M^0 L^3 T^{-1} \theta^0)^c (M^1 L^{-3} T^0 \theta^0)^d (M^0 L^0 T^0 \theta^1) \quad (A.4)$$

$$\begin{pmatrix} \mathbf{a} \\ \mathbf{b} \\ \mathbf{c} \\ \mathbf{d} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 1 \\ 2 & 0 & 3 & -3 \\ 0 & -3 & -1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -1 \end{pmatrix} \quad \rightarrow \quad \begin{pmatrix} \mathbf{a} \\ \mathbf{b} \\ \mathbf{c} \\ \mathbf{d} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 3 \\ 1 \\ -3 \\ -1 \end{pmatrix} \quad (\text{A.5})$$

Assim, obtém-se o adimensional Π_1 :

$$\Pi_1 = \frac{A_S^3 h \Delta T}{Q^3 C_A} \quad (\text{A.6})$$

De forma análoga, determinou-se o número adimensional Π_2 :

$$\Pi_2 = A^a h^b Q^c C_A^d P \quad (\text{A.7})$$

$$\text{M}^0 \text{L}^0 \text{T}^0 \theta^0 = (\text{M}^0 \text{L}^2 \text{T}^0 \theta^0)^a (\text{M}^1 \text{L}^0 \text{T}^{-3} \theta^{-1})^b (\text{M}^0 \text{L}^3 \text{T}^{-1} \theta^0)^c (\text{M}^1 \text{L}^{-3} \text{T}^0 \theta^0)^d (\text{M}^1 \text{L}^{-1} \text{T}^{-2} \theta^0) \quad (\text{A.8})$$

$$\begin{pmatrix} \mathbf{a} \\ \mathbf{b} \\ \mathbf{c} \\ \mathbf{d} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 1 \\ 2 & 0 & 3 & -3 \\ 0 & -3 & -1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} -1 \\ 1 \\ 2 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \rightarrow \quad \begin{pmatrix} \mathbf{a} \\ \mathbf{b} \\ \mathbf{c} \\ \mathbf{d} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2 \\ 0 \\ -2 \\ -1 \end{pmatrix} \quad (\text{A.9})$$

Assim, obtém-se o adimensional Π_2 :

$$\Pi_2 = \left(\frac{A}{Q} \right)^2 \frac{P}{C_A} \quad (\text{A.10})$$

APÊNDICE B

Resultados experimentais do sistema ciclônico-psicrométrico

Tabela B.1 – Valores experimentais do decaimento térmico ΔT , eficiência de bulbo úmido (η), consumo específico de água (ε) e adimensionais propostos (Π_1 e Π_2).

| Ensaio | Q (m ³ /s) | T_i (°C) | H (%) | ΔT (°C) | η (%) | ε (g água/m ³ ar) | Π_1 | Π_2 |
|--------|-------------------------|------------|---------|-----------------|------------|--|----------|----------|
| 1 | 0,0097 | 34,0 | 30,0 | 7,5 | 58,92 | 25,98 | 5,42E+08 | 3,40E+08 |
| 2 | 0,0097 | 36,0 | 28,0 | 9,6 | 64,97 | 21,07 | 6,90E+08 | 3,67E+08 |
| 3 | 0,0104 | 38,2 | 25,2 | 10,2 | 58,96 | 19,08 | 6,68E+08 | 3,54E+08 |
| 4 | 0,0102 | 39,2 | 25,6 | 10,7 | 61,07 | 19,09 | 7,11E+08 | 3,67E+08 |
| 5 | 0,0103 | 37,7 | 27,6 | 10,0 | 59,12 | 15,83 | 6,56E+08 | 3,31E+08 |
| 6 | 0,0103 | 36,9 | 30,6 | 9,3 | 59,00 | 17,09 | 5,88E+08 | 2,97E+08 |
| 7 | 0,0112 | 40,7 | 25,0 | 10,9 | 57,40 | 17,26 | 5,95E+08 | 3,12E+08 |
| 8 | 0,0111 | 41,0 | 23,9 | 12,0 | 61,56 | 23,17 | 6,97E+08 | 3,33E+08 |
| 9 | 0,0110 | 39,6 | 24,4 | 11,2 | 61,52 | 23,33 | 6,69E+08 | 3,33E+08 |
| 10 | 0,0107 | 37,7 | 29,5 | 10,8 | 61,53 | 21,34 | 6,72E+08 | 2,84E+08 |
| 11 | 0,0112 | 37,8 | 30,4 | 10,7 | 60,66 | 18,65 | 5,96E+08 | 2,52E+08 |
| 12 | 0,0096 | 37,1 | 31,1 | 10,5 | 61,14 | 18,95 | 8,22E+08 | 3,37E+08 |
| 13 | 0,0096 | 37,2 | 32,4 | 9,5 | 59,80 | 24,91 | 6,57E+08 | 3,26E+08 |
| 14 | 0,0099 | 37,5 | 30,9 | 10,5 | 64,08 | 19,38 | 6,88E+08 | 3,20E+08 |
| 15 | 0,0102 | 37,2 | 32,0 | 10,2 | 63,70 | 20,64 | 6,20E+08 | 2,92E+08 |
| 16 | 0,0104 | 37,4 | 31,8 | 10,1 | 63,17 | 14,28 | 5,95E+08 | 2,78E+08 |
| 17 | 0,0107 | 37,0 | 32,3 | 9,8 | 62,14 | 11,07 | 5,42E+08 | 2,61E+08 |
| 18 | 0,0112 | 35,6 | 27,3 | 8,8 | 56,73 | 20,56 | 5,18E+08 | 2,82E+08 |
| 19 | 0,0110 | 36,0 | 25,6 | 9,3 | 57,75 | 15,52 | 5,82E+08 | 3,15E+08 |
| 20 | 0,0096 | 36,3 | 24,6 | 10,2 | 62,43 | 21,56 | 8,40E+08 | 4,32E+08 |
| 21 | 0,0112 | 40,7 | 19,3 | 12,1 | 59,00 | 22,91 | 8,66E+08 | 4,10E+08 |
| 22 | 0,0104 | 40,4 | 20,2 | 12,6 | 61,84 | 21,37 | 9,88E+08 | 4,44E+08 |
| 23 | 0,0096 | 40,2 | 20,3 | 13,1 | 62,86 | 17,98 | 1,23E+09 | 5,29E+08 |
| 24 | 0,0099 | 39,4 | 20,1 | 12,5 | 60,66 | 20,16 | 1,17E+09 | 4,98E+08 |
| 25 | 0,0104 | 40,3 | 18,9 | 12,8 | 63,41 | 14,19 | 1,06E+09 | 4,75E+08 |
| 26 | 0,0107 | 40,9 | 18,9 | 12,9 | 64,17 | 18,13 | 1,01E+09 | 4,53E+08 |
| 27 | 0,0110 | 41,0 | 18,9 | 13,0 | 67,05 | 12,76 | 9,77E+08 | 4,31E+08 |
| 28 | 0,0112 | 40,6 | 19,1 | 12,4 | 61,75 | 11,29 | 8,93E+08 | 4,09E+08 |
| 29 | 0,0100 | 38,8 | 24,3 | 10,9 | 58,18 | 13,10 | 8,45E+08 | 3,98E+08 |
| 30 | 0,0104 | 39,2 | 24,2 | 11,3 | 58,61 | 12,15 | 8,02E+08 | 3,68E+08 |
| 31 | 0,0108 | 39,3 | 24,2 | 11,2 | 57,98 | 12,56 | 7,50E+08 | 3,43E+08 |
| 32 | 0,0112 | 39,2 | 24,1 | 11,3 | 58,09 | 9,69 | 7,19E+08 | 3,21E+08 |
| 33 | 0,0096 | 38,0 | 24,6 | 11,4 | 61,43 | 15,30 | 1,02E+09 | 4,31E+08 |
| 34 | 0,0096 | 40,2 | 23,5 | 11,8 | 61,15 | 25,02 | 9,22E+08 | 4,56E+08 |
| 35 | 0,0112 | 41,3 | 24,4 | 12,0 | 60,19 | 17,37 | 6,66E+08 | 3,19E+08 |
| 36 | 0,0108 | 41,6 | 25,2 | 12,3 | 60,85 | 15,51 | 7,11E+08 | 3,29E+08 |
| 37 | 0,0104 | 40,3 | 26,4 | 11,6 | 61,01 | 15,82 | 7,10E+08 | 3,38E+08 |
| 38 | 0,0100 | 40,9 | 26,4 | 12,2 | 62,39 | 15,03 | 8,09E+08 | 3,66E+08 |
| 39 | 0,0096 | 38,1 | 37,0 | 9,1 | 61,27 | 17,27 | 5,19E+08 | 2,86E+08 |
| 40 | 0,0100 | 37,9 | 36,2 | 9,4 | 62,71 | 9,64 | 4,97E+08 | 2,65E+08 |
| 41 | 0,0104 | 37,7 | 39,4 | 9,2 | 61,94 | 10,17 | 4,29E+08 | 2,23E+08 |
| 42 | 0,0108 | 37,6 | 38,6 | 8,9 | 60,51 | 10,59 | 4,00E+08 | 2,12E+08 |
| 43 | 0,0112 | 37,8 | 37,8 | 9,0 | 60,57 | 11,32 | 3,76E+08 | 2,03E+08 |
| 44 | 0,0112 | 37,3 | 36,9 | 8,2 | 55,18 | 14,71 | 3,69E+08 | 2,08E+08 |
| 45 | 0,0104 | 36,9 | 36,1 | 8,7 | 59,64 | 9,18 | 4,44E+08 | 2,45E+08 |

Continua

Continuação

| Ensaio | Q (m ³ /s) | T_i (°C) | H (%) | ΔT (°C) | η (%) | ε (g água/m ³ ar) | Π_1 | Π_2 |
|--------|-------------------------|------------|---------|-----------------|------------|--|----------|----------|
| 46 | 0,0100 | 36,3 | 35,9 | 8,8 | 61,72 | 11,86 | 4,92E+08 | 2,67E+08 |
| 47 | 0,0096 | 36,5 | 35,5 | 9,0 | 62,29 | 13,44 | 5,67E+08 | 2,96E+08 |
| 48 | 0,0096 | 31,0 | 49,1 | 6,2 | 59,88 | 17,53 | 3,65E+08 | 2,11E+08 |
| 49 | 0,0104 | 33,7 | 42,8 | 7,7 | 62,50 | 11,51 | 3,98E+08 | 2,04E+08 |
| 50 | 0,0112 | 34,0 | 44,4 | 7,7 | 61,03 | 14,73 | 3,38E+08 | 1,71E+08 |
| 51 | 0,0107 | 35,0 | 48,7 | 6,9 | 59,13 | 12,09 | 2,93E+08 | 1,71E+08 |
| 52 | 0,0104 | 33,9 | 47,6 | 6,8 | 60,55 | 9,88 | 3,12E+08 | 1,85E+08 |
| 53 | 0,0096 | 39,1 | 32,3 | 9,9 | 59,31 | 22,00 | 6,12E+08 | 3,29E+08 |
| 54 | 0,0112 | 40,4 | 31,4 | 10,3 | 57,85 | 14,17 | 4,70E+08 | 2,46E+08 |
| 55 | 0,0108 | 38,6 | 31,2 | 9,6 | 58,05 | 13,42 | 4,90E+08 | 2,64E+08 |
| 56 | 0,0108 | 39,5 | 27,8 | 9,9 | 64,52 | 13,88 | 5,42E+08 | 2,99E+08 |
| 57 | 0,0104 | 38,2 | 30,0 | 9,6 | 65,53 | 13,89 | 5,58E+08 | 2,96E+08 |
| 58 | 0,0100 | 38,1 | 29,2 | 9,9 | 66,99 | 10,15 | 6,36E+08 | 3,30E+08 |
| 59 | 0,0096 | 37,9 | 29,7 | 9,9 | 66,94 | 13,41 | 6,69E+08 | 3,40E+08 |
| 60 | 0,0096 | 37,4 | 37,2 | 8,6 | 58,87 | 25,55 | 5,01E+08 | 2,83E+08 |
| 61 | 0,0096 | 36,7 | 42,1 | 8,0 | 61,99 | 20,06 | 4,10E+08 | 2,50E+08 |
| 62 | 0,0100 | 36,6 | 41,5 | 7,8 | 59,70 | 12,40 | 3,71E+08 | 2,30E+08 |
| 63 | 0,0104 | 36,9 | 41,2 | 8,1 | 57,32 | 15,15 | 3,60E+08 | 2,13E+08 |
| 64 | 0,0108 | 37,1 | 40,1 | 8,2 | 56,17 | 13,40 | 3,44E+08 | 2,05E+08 |
| 65 | 0,0112 | 37,4 | 41,8 | 8,1 | 54,84 | 14,34 | 3,15E+08 | 1,84E+08 |
| 66 | 0,0096 | 33,8 | 43,8 | 6,6 | 57,91 | 22,34 | 3,68E+08 | 2,39E+08 |
| 67 | 0,0099 | 34,2 | 43,6 | 7,3 | 62,25 | 13,34 | 3,77E+08 | 2,25E+08 |
| 68 | 0,0096 | 37,5 | 34,1 | 9,8 | 64,06 | 22,89 | 6,25E+08 | 3,09E+08 |
| 69 | 0,0100 | 37,6 | 33,0 | 10,2 | 64,97 | 14,31 | 5,90E+08 | 2,91E+08 |
| 70 | 0,0104 | 38,0 | 32,8 | 9,7 | 60,98 | 14,81 | 5,16E+08 | 2,70E+08 |
| 71 | 0,0108 | 37,6 | 33,6 | 9,4 | 59,44 | 14,07 | 4,65E+08 | 2,45E+08 |
| 72 | 0,0112 | 37,3 | 35,1 | 8,9 | 56,76 | 8,16 | 3,96E+08 | 2,19E+08 |
| 73 | 0,0115 | 37,4 | 34,9 | 8,9 | 57,01 | 11,62 | 3,87E+08 | 2,09E+08 |
| 74 | 0,0097 | 35,9 | 44,9 | 7,4 | 59,52 | 24,04 | 3,83E+08 | 2,26E+08 |
| 75 | 0,0104 | 36,7 | 44,0 | 8,1 | 60,98 | 12,61 | 3,58E+08 | 1,99E+08 |
| 76 | 0,0108 | 36,1 | 44,2 | 8,0 | 59,43 | 20,49 | 3,42E+08 | 1,84E+08 |
| 77 | 0,0115 | 36,4 | 42,0 | 7,9 | 59,03 | 11,35 | 3,05E+08 | 1,71E+08 |
| 78 | 0,0109 | 33,3 | 62,3 | 5,3 | 64,33 | 13,29 | 1,77E+08 | 1,27E+08 |
| 79 | 0,0100 | 32,4 | 64,4 | 5,0 | 67,75 | 14,98 | 1,90E+08 | 1,46E+08 |
| 80 | 0,0096 | 35,2 | 53,2 | 6,8 | 61,44 | 18,16 | 3,12E+08 | 1,96E+08 |
| 81 | 0,0100 | 35,1 | 53,9 | 7,0 | 62,14 | 10,75 | 2,91E+08 | 1,75E+08 |
| 82 | 0,0107 | 33,8 | 56,0 | 5,9 | 59,34 | 11,50 | 2,12E+08 | 1,47E+08 |
| 83 | 0,0099 | 33,0 | 57,9 | 5,1 | 58,68 | 25,13 | 2,17E+08 | 1,67E+08 |
| 84 | 0,0106 | 34,2 | 54,6 | 5,8 | 59,03 | 17,96 | 2,16E+08 | 1,55E+08 |
| 85 | 0,0112 | 32,2 | 62,9 | 4,7 | 57,30 | 12,58 | 1,55E+08 | 1,19E+08 |
| 86 | 0,0099 | 33,3 | 54,8 | 5,2 | 60,22 | 21,28 | 2,29E+08 | 1,77E+08 |
| 87 | 0,0113 | 35,0 | 53,3 | 5,9 | 56,57 | 14,20 | 2,02E+08 | 1,40E+08 |
| 88 | 0,0108 | 34,6 | 52,6 | 6,0 | 58,12 | 16,34 | 2,27E+08 | 1,54E+08 |
| 89 | 0,0105 | 30,6 | 64,7 | 4,0 | 55,80 | 14,72 | 1,60E+08 | 1,32E+08 |
| 90 | 0,0113 | 31,2 | 70,3 | 4,2 | 57,65 | 12,27 | 1,33E+08 | 1,04E+08 |
| 91 | 0,0096 | 29,7 | 68,5 | 3,9 | 59,47 | 13,36 | 1,84E+08 | 1,49E+08 |
| 92 | 0,0102 | 30,5 | 64,1 | 4,1 | 59,67 | 12,01 | 1,72E+08 | 1,40E+08 |

APÊNDICE C

Determinação da regressão não-linear dos resultados da eficiência de bulbo úmido (η)

A proposta de uma regressão não-linear dos resultados experimentais (Tabela B.1), para verificação dos principais efeitos sobre a resposta eficiência de bulbo úmido foi realizada e os resultados estão apresentados na Tabela C. 1.

Tabela C. 1 – Coeficientes de regressão para a eficiência térmica de bulbo úmido (η).

| Fatores | Coefficiente de regressão | p - valor |
|----------|---------------------------|-----------|
| Média | 60,25 | 0,0000 |
| X_1 | -2,46 | 0,0000 |
| X_2 | 2,03 | 0,3120 |
| X_3 | 0,77 | 0,6648 |
| X_1^2 | -1,59 | 0,0545 |
| X_2^2 | -3,96 | 0,3275 |
| X_3^2 | 1,18 | 0,7502 |
| X_1X_2 | 1,26 | 0,5557 |
| X_1X_3 | 0,61 | 0,7352 |
| X_2X_3 | -3,59 | 0,6017 |

$R^2 = 0,2831$