

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Alan Tihiro Dias Nakashima

**AVALIAÇÃO TEÓRICA E EXPERIMENTAL DA
INFLUÊNCIA DO PERFIL TEMPORAL DO
ESCOAMENTO SOBRE A PERFORMANCE DE UM
REGENERADOR MAGNÉTICO-ATIVO**

Florianópolis
2017

Alan Tihiro Dias Nakashima

**AVALIAÇÃO TEÓRICA E EXPERIMENTAL DA
INFLUÊNCIA DO PERFIL TEMPORAL DO
ESCOAMENTO SOBRE A PERFORMANCE DE UM
REGENERADOR MAGNÉTICO-AATIVO**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D.

Coorientador: Paulo Vinicius Trevisoli, Ph.D.

Florianópolis

2017

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Nakashima, Alan Tihiro Dias Nakashima
Avaliação Teórica e Experimental da Influência do
Perfil Temporal do Escoamento sobre a Performance
de um Regenerador Magnético-Ativo / Alan Tihiro
Dias Nakashima Nakashima ; orientador, Jader Riso
Barbosa Jr. Barbosa Jr.; coorientador, Paulo
Vinicius Trevizoli Trevizoli - SC, 2017.
263 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de
Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2017.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Refrigeração Magnética.
3. Regenerador Magnético-Ativo. 4. Sincronização
entre Escoamento e Campo Magnético. 5.
Desbalanceamento de Massa Deslocada nos
Escoamentos. I. Barbosa Jr., Jader Riso Barbosa
Jr.. II. Trevizoli, Paulo Vinicius Trevizoli. III.
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**AVALIAÇÃO TEÓRICA E EXPERIMENTAL DA
INFLUÊNCIA DO PERFIL TEMPORAL DO
ESCOAMENTO SOBRE A PERFORMANCE DE UM
REGENERADOR MAGNÉTICO-ATIVO**

ALAN TIHIRO DIAS NAKASHIMA

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

17 de Abril de 2017

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D – Orientador

Paulo Vinicius Trevizoli, Ph.D – Coorientador

Prof. Jonny Carlos da Silva, Ph.D – Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D – Presidente

Prof. Christian Johann Losso Hermes, Ph.D

Prof. Amir Antônio Martins de Oliveira Jr., Ph.D

Prof. Alexandre Kupka da Silva, Ph.D

*Aos meus pais Jorge e Miuk,
minha irmã Sayuri,
e minha querida Renata.
Vocês são minha maior inspiração.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao Prof. Jader Riso Barbosa Jr. pela orientação deste trabalho, por todas suas contribuições e pelo conhecimento compartilhado. Agradeço também ao meu Coorientador Dr. Paulo Trevizoli, que além de dividir comigo seu vasto conhecimento na área se tornou um grande amigo. Vocês dois são exemplos de profissionais a serem seguidos.

Reconheço também a banca avaliadora: Prof. Christian J. L. Hermes, Prof. Amir A. M. de Oliveira e Prof. Alexandre Kupka da Silva. Agradeço pelo tempo disponibilizado para avaliar este trabalho e por suas contribuições.

Agradeço o suporte fornecido pelo CNPq, Embraco e Instituto Nacional em Ciência e Tecnologia (INCT) em Refrigeração e Termofísica, além do programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Gostaria de destacar também o grupo POLOMAG, do qual faço parte com muito orgulho. Agradeço ao Sérgio, meu companheiro, seu apoio e parceria foram fundamentais para esta dissertação. Ao Guilherme, que desde a minha entrada no grupo compartilhou comigo sua amizade e experiência, no laboratório e nos esportes. Ao Jean, parceiro de mestrado e grande amigo, nossas discussões foram sempre inspiradoras. Ao Jaime por liderar esse grupo com muita atenção e paciência, além da contribuição dada este trabalho. Ao Prof. Pedro Cardoso, cujo conhecimento e habilidade foram essenciais para a conclusão deste trabalho. Ao Gusttav, pelas discussões e amizade compartilhados na nossa sala. E aos demais membros, Fábio, Manoel, Ricardo, Mário, Gislaine, Natália, Thiago, Matheus, Mayara e Prof. Forcellini, vocês são um grupo diferenciado, pelo seu caráter, competência e amizade. Sempre aprendo muito em nossas discussões. Agradeço também ao Matheus Cé, parceiro e membro honorário da nossa sala.

Sou grato também ao POLO e todos seus integrantes por garantir um ambiente ótimo de trabalho. Em especial ao Rafael Lima e Marcelo Ribeiro pelo vasto conhecimento técnico. Agradeço também a todos os companheiros de laboratório que dividem comigo

suas experiências e amizade.

Gostaria de lembrar também dos meus amigos de Belém que guardo com muito carinho, em especial Gabryel, Valdenor, Adriano, Iramar, Tércio, Thalita, Fernanda, Tamires e Juliana. E aos que conheci aqui, em especial o Gustavo, Augusto, Rafael, Yves, Mayara, Pojucan, Pérola, Priscila, Malone e todos que ajudaram a me sentir em casa aqui em Florianópolis.

E agora agradeço aos meus amados pais Jorge e Miuk, que sempre me deram todo o amor e apoio que eu necessitei durante a minha caminhada. Ficar longe de vocês é difícil, mas sei que sempre poderei contar com vocês. Não há maneira de retribuir tudo que vocês representam na minha vida. À minha querida irmã Sayuri, por ser um exemplo de pessoa que eu procurei seguir, além de toda ajuda que ela sempre me ofereceu. E agradeço também a todos meus familiares

Enfim, não menos importante, agradeço profundamente minha namorada, minha linda e querida Renata. Passamos um longo tempo distantes fisicamente, porém nunca deixei de sentir o seu carinho e apoio. Sou muito grato por ter você ao meu lado, com toda sua paciência e dedicação, mesmo durante as dificuldades. Agradeço também aos Colares, tenho um carinho muito grande por todos vocês.

A todos que de alguma forma contribuíram para esse trabalho, deixo aqui meus sinceros agradecimentos.

*“Success is a journey, not a destination. The doing is
often more important than the outcome.”
(Arthur Ashe)*

RESUMO

Um Regenerador Magnético Ativo (RMA) ideal operando segundo o ciclo termo-magnético de Brayton realiza quatro processos fundamentais. Dois destes envolvem a variação do campo magnético aplicado no regenerador em condições adiabáticas, a fim de promover a manifestação do efeito magnetocalórico (EMC) na matriz de sólido refrigerante. Os outros dois ocorrem com o campo magnético fixo e envolvem o escoamento e a transferência de calor entre a matriz e o fluido de trabalho responsável por realizar as transferências de calor para os reservatórios térmicos. Na prática, os protótipos de RMAs desenvolvidos até então realizam simultaneamente as etapas de variação magnética e de escoamento devido às limitações na concepção dos circuitos magnéticos e hidráulicos. Portanto, a sincronização entre os perfis temporais de escoamento e de variação de campo magnético apresenta um papel importante na operação do sistema. Nesta perspectiva, a presente dissertação busca contribuir para a metodologia utilizada no estudo da sincronização escoamento-campo magnético através da aplicação de técnicas experimentais e numéricas. Para tanto, um aparato de avaliação de RMAs foi adaptado a fim de permitir a redução do período de escoamento do ciclo, alterando dessa forma o perfil temporal de fluxo de massa. A abordagem numérica foi viabilizada pela validação de um modelo matemático baseado na solução das equações de conservação do problema através do Método de Volumes Finitos. Os resultados obtidos mostraram que a redução dos períodos de escoamento é uma alternativa viável para a melhoria da performance do RMA. Por exemplo, um ganho de 96% na capacidade de refrigeração foi observado ao reduzir o período de escoamento em 20%. Contudo, essa melhoria não é irrestrita devido às exigências de vazão mássica que acompanham essa redução. Para o mesmo exemplo, a potência de bombeamento requerida pelo menor período foi 2,5 vezes maior. O modelo matemático foi validado e viabilizou a investigação de maiores reduções do período de escoamento, além da aplicação de uma metodologia de Minimização de Geração de Entropia para determinar o efeito da modificação do perfil temporal de escoamento nas fontes de irreversibilidades no RMA. Uma contribuição adicional envolveu a caracterização do desbalanceamento de massa entre as etapas do ciclo. Tal obstáculo requereu a avaliação por meios experimentais de uma técnica numérica proposta na literatura, a fim de operar corretamente o aparato e contribuir para futuras concepções e avaliações de circuitos hidráulicos para RMAs.

ABSTRACT

Idealized active magnetic regenerators (AMR) are based on the thermo-magnetic Brayton cycle, which includes four steps. Two of them are adiabatic magnetic field changes (magnetization and demagnetization) that lead to temperature variations of the regenerator matrix as a result of the magnetocaloric effect (MCE). The others are isofield fluid flow (cold-to-hot and hot-to-cold) and heat transfer between the solid and the fluid thermal agent. In real systems, however, the magnetization and demagnetization steps in general occur simultaneously with the cold-to-hot and hot-to-cold blows due to conceptual restraints of the magnetic and hydraulic circuits. As a result, the synchronization between the magnetic field change and fluid flow processes play a vital role in the AMR behavior. Therefore, this dissertation aims to implement experimental and numerical procedures for the assessment of the synchronization between magnetic and fluid flow waveforms in RMAs. The apparatus for evaluation of RMA performance was updated in order to allow variations on the fluid flow waveform by means of the reduction of blow time fraction. Numerical modeling of the governing equations was performed by a Finite Volume Method routine. Results indicate that reduced blow fractions can improve system performance, but there is a limit for such reduction, as the required flow rate increases. The mathematical model was able to reproduce experimental cooling capacities and transient variables, and it allowed the implementation of a Entropy Generation Minimization routine for better understanding of the losses mechanisms associated to the blow fraction. This dissertation also advanced the methodology for the experimental characterization of blow mass imbalance, which was a difficulty found during the experiments.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 – Descrição esquemática do Ciclo Termo-magnético Brayton desenvolvido por um RMA. Adaptado de (TREVIZOLI, 2015).	45
Figura 1.2 – Número de artigos sobre efeito magnetocalórico publicados nos últimos dez anos. Adaptado de (KITANOVSKI; TOMC; POREDOS, 2016).	47
Figura 2.1 – Diagrama T-S esquemático de um material em função do campo magnético, evidenciando os dois processos fundamentais que caracterizam o EMC (YU et al., 2003).	55
Figura 2.2 – Análise da reversibilidade do efeito magnetocalórico através da magnetização e desmagnetização quase instantâneas de uma amostra de gadolínio comercial. Adaptado de Trevizoli et al. (2012).	56
Figura 2.3 – ΔT_{ad} em função da temperatura para diferentes valores de variação de campo magnético para um material de transição de fase magnética de segunda ordem. Adaptado de (SMITH et al., 2012).	57
Figura 2.4 – Capacidade térmica em função da temperatura para diferentes valores de variação de campo magnético para um material de transição de fase magnética de segunda ordem. Adaptado de (SMITH et al., 2012).	57
Figura 2.5 – Efetividade em função do NTU e de ϕ para regeneradores simétricos e balanceados. Adaptado de Nellis e Klein (2009).	63
Figura 2.6 – Diagrama $T - S$ de um material magnetocalórico submetido ao Ciclo Termo-magnético Brayton (TREVIZOLI, 2015).	66
Figura 2.7 – Perfil longitudinal de temperaturas no final de cada etapa do ciclo Brayton. Adaptado de Barbosa Jr., Lozano e Trevizoli (2014).	66
Figura 2.8 – Diagrama T-s de um material magnetocalórico submetido ao Ciclo Termo-magnético Ericsson (KITANOVSKI et al., 2015).	67

Figura 2.9–Diagrama T-s de um material magnetocalórico submetido ao Ciclo Termo-magnético de Carnot (KITANOVSKI et al., 2015).	67
Figura 2.10–Curva de desempenho do sistema apresentado em Lozano (2015). Destaque para os pontos de $\Delta T_{R,max}$ e $\dot{Q}_{F,max}$ esperados para a vazão de 100 L/h. . .	68
Figura 2.11–Perfis de vazão mássica fornecidos por uma bombapistão e por um conjunto bomba e válvulas rotativas para uma frequência de 0,5 Hz e utilização unitária constante.	70
Figura 2.12–Sistema de bombeamento Trevizoli (2015) (a) Bombapistão; (b) Válvulas de retenção; (c) Mecanismo biela-manivela (TREVIZOLI, 2015).	71
Figura 2.13–Aumento medido de capacidade de refrigeração (curvas superiores) e de coeficiente de performance (curvas inferiores) quando o RMA é configurado para permitir um maior deslocamento de massa no escoamento quente (ZIMM; RUSSEK, 2009)..	73
Figura 2.14–Perfis normalizados de campo magnético e de escoamento em um dos regeneradores do sistema. Linhas vermelhas indicam o escoamento da etapa quente e as azuis da etapa fria (ERIKSEN et al., 2015a).	74
Figura 2.15–Temperaturas do lado quente e frio durante um teste do AMR mostrando o efeito do ajuste da resistência hidráulica para um dos regeneradores do sistema (ERIKSEN et al., 2015b).	75
Figura 2.16–Capacidade de refrigeração e calor rejeitado em função da fração u_V para um regenerador (ERIKSEN et al., 2016).	76
Figura 2.17–Capacidade de refrigeração e calor rejeitado em função da fração u_V para dois regeneradores em série (ERIKSEN et al., 2016).	77
Figura 2.18–Perfil axial de temperatura da matriz sólida na metade da etapa quente para três valores de u_V (ERIKSEN et al., 2016).	77
Figura 2.19–Perfil transiente da temperatura do fluido saindo do regenerador durante o escoamento quente para três valores de u_V (ERIKSEN et al., 2016). . . .	78
Figura 2.20–Temperatura do regenerador com volume de fluido deslocado desbalanceado (TEYBER et al., 2016a). . . .	80

Figura 2.21–Perfil de campo magnético (linha cheia) e de escoamento (linha tracejada) definidos pelos parâmetros utilizados por Bjørk e Engelbrecht (2011).	81
Figura 2.22–Perfis de campo magnético (linha cheia) e de escoamento (linha tracejada) adimensionais para diferentes valores de w_{total} segundo a metodologia descrita em Bjørk e Engelbrecht (2011).	82
Figura 2.23–(a) Capacidade de refrigeração máxima e (b) diferença de temperatura entre reservatórios máxima em função de w_{total} para um regenerador de esferas de gadolínio. As linhas pretas referem-se à configuração centralizada, e as vermelhas, à sincronizada Bjørk e Engelbrecht (2011).	83
Figura 2.24–Perfis de campo magnético e escoamento para os ciclos (a) Brayton; (b) Ericsson; (c) Híbrido. A variável v_f representa velocidade do fluido. Adaptado de (PLAZNIK et al., 2013).	84
Figura 2.25–Perfis de campo magnético instantâneo, senoidal e senoidal retificado. ω é a velocidade angular. (TREVIZOLI et al., 2014).	85
Figura 2.26– ΔT_R em função de \dot{Q}_F para uma temperatura de reservatório quente de 300 K. Adaptado de (TREVIZOLI et al., 2014).	85
Figura 2.27–Perfis de escoamento e de campo magnético caracterizados pela perda de carga do regenerador em função do tempo adimensional: (a) Perfis calculados e (b) perfis experimentalmente caracterizados (TEYBER et al., 2016a).	87
Figura 2.28–Performance do AMR em termo de \dot{Q}_F e ΔT_R para diferentes valores de razão de desvio para V_D de (a) 6,95 cm ³ ; (b) 10,42 cm ³ ; (c) 13,90 cm ³ (TEYBER et al., 2016a).	89
Figura 3.1 – Diagrama hidráulico esquemático do aparato experimental. Componentes da transmissão e do circuito magnético (CCH) também podem ser visualizados. TCQ e TCF são os trocadores de calor quente e frio, respectivamente. T e P são transdutores de temperatura e pressão. VAP e VBP são, respectivamente, as válvulas rotativas de alta e baixa pressão. Setas indicam sentido do escoamento.	96

Figura 3.2 – Diagrama esquemático do ciclo de funcionamento do circuito hidráulico.	97
Figura 3.3 – Visão geral do aparato experimental.	98
Figura 3.4 – Componentes do RMA: (a) Esferas de Gd de 0,55 mm de diâmetro médio e adaptador regenerador-tubo; (b) Termopares e adaptadores montados na carcaça auxiliar.	100
Figura 3.5 – Montagem final do regenerador.	101
Figura 3.6 – Conjunto de válvulas rotativas.	102
Figura 3.7 – Vista explodida da VAP.	103
Figura 3.8 – Face de vedação e face de saída da VAP. Furos azuis indicam as saídas da etapa fria, os vermelhos da etapa quente e os verdes da etapa de desvio.	103
Figura 3.9 – Faces de vedação da VAP.	104
Figura 3.10 – Perfis teóricos ideais de vazão mássica fornecidos por pelas vedações estudadas para uma frequência e fator de utilização constante. Os valores negativos indicam a inversão do sentido do escoamento	105
Figura 3.11 – Arranjo Halbach de cilindros concêntricos: (a) Na posição de máximo campo magnético; (b) Na posição de mínimo campo magnético. As setas pretas indicam a direção da densidade de fluxo remanente dos segmentos de ímã permanente, enquanto que as setas vermelhas indicam \vec{B} em sua região central (TREVIZOLI et al., 2015)	106
Figura 3.12 – Arranjo de Cilindros Concêntricos de Halbach desenvolvido por Trevizoli et al. (2015).	107
Figura 3.13 – Corte longitudinal do arranjo CCH com destaque para a estrutura de mancalização que permite a rotação do conjunto (TREVIZOLI et al., 2015).	107
Figura 3.14 – Valores experimentais de \vec{B} medidos em diferentes posições ao longo do eixo Z da figura 3.13 em função do ângulo de rotação do cilindro interno (TREVIZOLI et al., 2015).	108
Figura 3.15 – Torque do arranjo CCH em função do ângulo de rotação em diferentes frequências (TREVIZOLI et al., 2015).	109
Figura 3.16 – Sistema de transmissão do aparato.	110

Figura 3.17–(a) Perfis de campo magnético, escoamento e posição de um sistema ideal e sincronizado; (b) Perfis de escoamento e posição obtidos após a sincronização do aparato experimental.	111
Figura 3.18–Média durante uma etapa de escoamento da vazão mássica experimental fornecida pelo medidor Coriolis em função do valor de vazão mássica de referência. Os símbolos cheios representam as medições do medidor da etapa fria e os vazios da etapa quente (TREVIZOLI, 2015).	114
Figura 3.19–Posição dos principais termopares e transdutores de pressão e de vazão do aparato. Setas indicam o sentido do escoamento.	119
Figura 3.20–Representação esquemática das principais variáveis em um RMA genérico. Adaptado de Trevizoli (2015).	120
Figura 3.21–Representação esquemática dos componentes da potência de acionamento. Adaptado de (CAPOVILLA et al., 2016).	122
Figura 4.1 – Geometria básica do modelo unidimensional de escoamento e transferência de calor na matriz regenerativa. Adaptado de (TREVIZOLI, 2015).	126
Figura 4.2 – Perfil temporal da variável $g(t^*)$	129
Figura 4.3 – Geometria básica do modelo unidimensional de escoamento e transferência de calor na matriz regenerativa com a adição dos domínios referentes ao cálculo da perda na carcaça. Adaptado de Trevizoli (2015).	132
Figura 4.4 – Propriedades termo-magnéticas interpoladas das amostras de gadolínio utilizadas neste trabalho em função da temperatura e da densidade de fluxo magnético:(a) Diagrama $s-T$; (b) ΔT_{ad} ; (c) Calor específico; (d) Magnetização específica.	135
Figura 4.5 – Rotina final do modelo para um regenerador magnético ativo.	140
Figura 5.1 – Variação temporal da vazão volumétrica do sistema.	145
Figura 5.2 – Perfil transiente de pressão absoluta na entrada da VAP para diferentes vazões volumétricas (EBEL et al., 2016).	146
Figura 5.3 – Variação do torque no aparato experimental.	147
Figura 5.4 – Comportamento da queda de pressão do escoamento frio para testes com e sem o arranjo CCH.	148

Figura 5.5 – (a) Queda de pressão e (b) sua derivada em relação ao tempo para o escoamento frio com F_{flow} de 65% e \dot{V} de 60 L/h. EF, EQ e D indicam os escoamentos frio, quente e de desvio, respectivamente.	149
Figura 5.6 – Variação temporal de ΔP_{EF} . Destaque para os períodos correspondentes a cada fração de tempo avaliada. Para F_D e F_{ramp} foram destacados apenas a metade de seus períodos totais referente a etapa fria: $F_{flow} = 65\%$ e $\dot{V} = 60$ L/h	150
Figura 5.7 – (a) Queda de pressão e (b) sua derivada em relação ao tempo para o escoamento frio com a F_{flow} de 100% e \dot{V} de 60 L/h. EF e EQ indicam os escoamentos frio e quente, respectivamente.	152
Figura 5.8 – Variação de vazão mássica do escoamento frio para três valores de u_m . A linha preta representa a vazão do escoamento quente, que permaneceu inalterada entre os três casos.	154
Figura 5.9 – Curvas de desbalanceamento de \dot{Q}_F e \dot{Q}_Q em função de u_m . As linhas tracejadas indicam o ajuste polinomial de segunda ordem.	156
Figura 5.10 – Curvas de desbalanceamento de \dot{Q}_F e \dot{Q}_Q numéricos (subscrito num – linhas cheias) e experimentais (símbolos) em função de u_m . As linhas tracejadas indicam o ajuste polinomial de segunda ordem dos dados experimentais.	158
Figura 5.11 – Perfil de temperatura do regenerador na metade do escoamento quente.	159
Figura 5.12 – Temperatura na saída do lado frio do regenerador durante o escoamento quente.	159
Figura 6.1 – Variações de temperatura para cinco ciclos de operação: $F_E = 65\%$, $f = 0,25$ Hz, $\phi = 0,65$ e $\Delta T_R = 5$ K.	162
Figura 6.2 – Variações de temperatura ao longo de dois ciclos de operação: $F_E = 65\%$, $f = 0,25$ Hz, $\phi = 0,65$ e $\Delta T_R = 5$ K. As linhas pretas representam os valores médios das temperaturas internas e os períodos nos quais elas são calculadas.	163

Figura 6.3 – Influência da redução da fração de escoamento F_E nas variações de temperatura (a) para o lado quente, $T_{reg,Q}$, e (b) para o lado frio, $T_{reg,F}$: $f = 0,25$ Hz, $\phi = 0,5$ e $\Delta T_R = 5$ K.	165
Figura 6.4 – Efeito de ΔT_R nas variações temporais de $-\Delta T_F$: $F_E = 90\%$, $f = 0,5$ Hz e $\phi = 0,7$	166
Figura 6.5 – Efeito de F_E nas variações temporais de queda de pressão no escoamento frio, ΔP_{EF} : $f = 0,5$ Hz, $\phi = 0,3$ e $\Delta T_R = 10$ K.	167
Figura 6.6 – Perfil transientes de queda de pressão do sistema, ΔP_b : $F_E = 65\%$, $f = 0,25$ Hz, $\phi = 0,3$ e $\Delta T_R = 15$ K.	167
Figura 6.7 – Variação temporal do torque do sistema em função de ΔT_R : $F_E = 100\%$, $f = 0,5$ Hz e $\phi = 0,3$	169
Figura 6.8 – Comportamento do torque do sistema em função de ϕ : $F_E = 80\%$, $f = 0,5$ Hz e $\Delta T_R = 0$ K.	169
Figura 6.9 – Comportamento do torque de acionamento das válvulas, Γ_{val} , em função de ϕ : $F_E = 80\%$, $f = 0,5$ Hz e $\Delta T_R = 0$ K.	170
Figura 6.10 – Comportamento do torque de acionamento das válvulas Γ_{val} em função de F_E : $f = 0,25$ Hz, $\dot{m}_E = 30$ kg/h e $\Delta T_R = 0$ K.	171
Figura 6.11 – Teste de reprodutibilidade para o balanceamento de massa: $F_E = 65\%$, $f = 0,25$ Hz, $\phi = 0,76$ e $\Delta T_R = 10$ K.	173
Figura 6.12 – Testes de reprodutibilidade para curvas de \dot{Q}_F em função de ΔT_R	175
Figura 6.13 – Campo magnético médio durante o escoamento para diferentes F_E . Setas indicam a variação média de campo magnético para F_E iguais a 100% e 65%; linha tracejada indica a variação temporal de campo magnético	176
Figura 6.14 – Comparação de \dot{Q}_F em função de ϕ para f de 0,25 Hz e diferentes F_E : (a) $\Delta T_R = 0$ K; (b) $\Delta T_R = 5$ K; (c) $\Delta T_R = 10$ K.	178
Figura 6.15 – Comparação de \dot{Q}_F em função de ϕ para f de 0,5 Hz e diferentes F_E : (a) $\Delta T_R = 0$ K; (b) $\Delta T_R = 5$ K; (c) $\Delta T_R = 10$ K.	180
Figura 6.16 – Contribuição (a) absoluta e (b) percentual da potência das válvulas e de bombeamento para a potência total em função de ϕ para diferentes F_E : $f = 0,25$ Hz e $\Delta T_R = 10$ K.	182

Figura 6.17–Contribuição (a) absoluta e (b) percentual da potência das válvulas e de bombeamento para a potência total em função de ϕ para diferentes F_E : $f = 0,5$ Hz e $\Delta T_R = 5$ K. Para ϕ de 0,9 e F_E de 80% não foram realizados os testes de torque das válvulas.	183
Figura 6.18–Comparação de COP em função de ϕ para f de 0,25 Hz e diferentes F_E : (a) $\Delta T_R = 5$ K; (b) $\Delta T_R = 10$ K.	185
Figura 6.19–Comparação de COP em função de ϕ para f de 0,5 Hz e diferentes F_E : (a) $\Delta T_R = 5$ K; (b) $\Delta T_R = 10$ K.	186
Figura 6.20–Comparação de η_{2nd} em função de ϕ para ΔT_R de 10 K e diferentes F_E : (a) $f = 0,25$ Hz; (b) $f = 0,5$ Hz.	187
Figura 6.21–Comparação dos valores de \dot{Q}_F numéricos e experimentais para o caso balanceado: (a) $f = 0,25$ Hz; (b) $f = 0,5$ Hz.	189
Figura 6.22–Comparação dos valores de \dot{Q}_F numéricos e experimentais para o caso desbalanceado: (a) $f = 0,25$ Hz; (b) $f = 0,5$ Hz.	190
Figura 6.23–Comparação entre os perfis de temperatura do lado frio experimentais (pontos) e os numéricos (linhas contínua e tracejada). O sobrescrito u_m (linha contínua) representa dados numéricos com desbalanceamento.	198
Figura 6.24–Comparação entre as variações de queda de pressão experimentais e numéricas para casos balanceados.	199
Figura 6.25–Avaliação de \dot{Q}_F fornecido pelo modelo numérico em função de ϕ para diferentes F_E a $\Delta T_R = 10$ K: (a) $f = 0,25$ Hz; (b) $f = 0,5$ Hz.	200
Figura 6.26–Avaliação de \dot{Q}_F fornecido pelo modelo numérico em função de ϕ para diferentes F_E a $\Delta T_R = 20$ K: (a) $f = 0,25$ Hz; (b) $f = 0,5$ Hz.	201
Figura 6.27–Perfis numéricos de temperatura do sólido no início e final das etapas de escoamento para $f = 0,25$ Hz, $\phi = 1,2$ e $\Delta T_R = 10$ K. As linhas tracejadas são referentes a $F_E = 100\%$, enquanto que as cheias são para $F_E = 50\%$	202

Figura 6.28–Perfis numéricos de temperatura do sólido no início do escoamento quente para $f = 0,5$ Hz, $\phi = 1,0$ e $\Delta T_R = 20$ K. Detalhe para a região de $x^* 0$ a $0,5$	202
Figura 6.29– NUT em função da vazão mássica para diferentes F_E . Símbolos vermelhos são casos de $f = 0,25$ Hz e $\phi = 1,2$; Símbolos azuis são casos de $f = 0,5$ Hz e $\phi = 1,0$	203
Figura 6.30–Perfis numéricos de temperatura do fluido na saída do escoamento quente a $\Delta T_R = 10$ K. (a) $f = 0,25$ Hz, $\phi = 1,2$ e F_E de 100% e 50%; (b) $f = 0,5$ Hz, $\phi = 1,0$ e F_E de 62,5% e 50%. Setas indicam redução da fração de escoamento.	204
Figura 6.31–Comparação de \dot{Q}_F fornecido pelo modelo numérico sob o perfil de campo magnético <i>on-off</i> em função de ϕ para diferentes F_E , $f = 0,25$ Hz e $\Delta T_R = 10$ K: (a) Com perda pela carcaça; (b) Sem perda pela carcaça.	205
Figura 6.32–Comparação de COP fornecido pelo modelo numérico em função de ϕ para diferentes F_E a $\Delta T_R = 10$ K: (a) $f = 0,25$ Hz; (b) $f = 0,5$ Hz.	206
Figura 6.33–Comparação de COP fornecido pelo modelo numérico em função de ϕ para diferentes F_E a $\Delta T_R = 20$ K: (a) $f = 0,25$ Hz; (b) $f = 0,5$ Hz.	207
Figura 6.34–Comparação de \dot{W}_b fornecido pelo modelo numérico em função de ϕ para diferentes F_E : $\Delta T_R = 10$ K e $f = 0,25$ Hz.	208
Figura 6.35– \dot{Q}_F (linhas tracejadas) e COP (linhas cheias) em função de ϕ para F_E iguais a 100% e 87,5%. As setas indicam os valores de ϕ que atingiram a restrição de 20 W (linha preta) e os símbolos seu respectivo COP : $f = 0,5$ Hz e $\Delta T_R = 10$ K.	209
Figura 7.1 – Modelo de Geração de Entropia.	212
Figura 7.2 – Mapas de contorno de \dot{Q}_F [W] em função de d_{reg} e F_E para (a) \dot{m} de 50 kg/h e (b) 90 kg/h para o critério de GV. Linhas tracejadas indicam os contornos de ϕ [-].	218
Figura 7.3 – Mapas de contorno das taxas de geração de entropia [10^{-3} W/K] em função de d_{reg} e F_E para o critério de GV: (a) $\dot{S}_{g,TC}$, (b) $\dot{S}_{g,CAs}$, (c) $\dot{S}_{g,Caf}$ e $\dot{S}_{g,DV}$. \dot{m} de 70 kg/h.	221

Figura 7.4 – Mapas de contorno de \dot{S}_g [10^{-3} W/K] em função de d_{reg} e F_E para (a) \dot{m} de 50 kg/h e (b) 90 kg/h para o critério de GV. Linhas tracejadas indicam regiões de \dot{Q}_F [W] constante.	223
Figura 7.5 – \dot{S}_g a \dot{Q}_F constante para cada vazão mássica analisada no critério de GV em função de (a) d_{reg} e (b) F_E	225
Figura 7.6 – Valores de d_{reg} e F_E para as regiões de \dot{Q}_F constante para cada vazão mássica avaliada no critério de GV.	225
Figura 7.7 – Parcelas de \dot{S}_g em função da vazão mássica para os casos de mínima geração de entropia para o CAP de GV.	226
Figura 7.8 – Mapas de contorno de \dot{Q}_F [W] em função de ζ e F_E para (a) \dot{m} de 50 kg/h e (b) 250 kg/h para o critério de AFF. Linhas tracejadas são linhas de ϕ [-] constante.	228
Figura 7.9 – Mapas de contorno das parcelas de taxa de geração de entropia [10^{-3} W/K] em função de ζ e F_E para o critério de AFF: (a) $\dot{S}_{g,TC}$, (b) $\dot{S}_{g,CAs}$, (c) $\dot{S}_{g,Caf}$ e (d) $\dot{S}_{g,DV}$. \dot{m} de 150 kg/h.	230
Figura 7.10 – Mapas de contorno de \dot{S}_g [10^{-3} W/K] em função de ζ e F_E para (a) \dot{m} de 50 kg/h e (b) 90 kg/h para o critério de AFF. Linhas tracejadas indicam \dot{Q}_F [W] constante.	232
Figura 7.11 – \dot{S}_g a \dot{Q}_F constante para cada vazão mássica analisada no critério de AFF em função de (a) ζ e (b) F_E	233
Figura 7.12 – Valores de ζ e F_E nas regiões de \dot{Q}_F constante para cada vazão mássica avaliada no critério de AFF.	234
Figura 7.13 – Contribuição percentual de cada parcela de \dot{S}_g em função da vazão mássica para os casos de mínima geração de entropia de AFF.	235
Figura 7.14 – Mapas de contorno de \dot{Q}_F [W] em função de d_p e F_E para (a) \dot{m} de 50 kg/h e (b) 250 kg/h para o critério de GF. Linhas tracejadas são linhas de ϕ [-] constante.	238

Figura 7.15–Mapas de contorno das parcelas de geração de entropia [10^{-3} W/K] em função de d_p e F_E para o critério de GF: (a) $\dot{S}_{g,TC}$, (b) $\dot{S}_{g,CAs}$, (c) $\dot{S}_{g,CAf}$ e (d) $\dot{S}_{g,DV}$. \dot{m} de 150 kg/h.	240
Figura 7.16–Mapas de contorno de \dot{S}_g [10^{-3} W/K] em função de d_p e F_E para (a) \dot{m} de 50 kg/h e (b) 250 kg/h para o critério de GF. Linhas tracejadas são linhas de \dot{Q}_F [W] constante.	241
Figura 7.17– \dot{S}_g a \dot{Q}_F constante para cada vazão mássica analisada no critério de GF em função de (a) d_p e (b) F_E	242
Figura 7.18–Valores de d_p e F_E nas regiões de \dot{Q}_F constante para cada vazão mássica avaliada no critério de GF.	243

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Ângulo dos oblongos das faces de vedação e fração de escoamento proporcionados pelas mesmas. . .	104
Tabela 3.2 – Dimensões do arranjo CCH resultante da metodologia de otimização (TREVIZOLI et al., 2015).	107
Tabela 3.3 – Resumo da instrumentação.	113
Tabela 3.4 – Principais componentes do sistema de aquisição de dados National Instruments.	113
Tabela 5.1 – Caracterização das frações de tempo do ciclo correspondentes às etapas e rampas.	150
Tabela 6.1 – Incerteza expandida média das métricas experimentais.	172
Tabela 6.2 – Incerteza expandida de \dot{Q}_F para casos selecionados dos testes de F_E de 90%.	172
Tabela 6.3 – Variação de \bar{B} com F_E	177
Tabela 6.4 – Variação das potências requeridas pelos componentes em função de F_E para a frequência de 0,25 Hz e ΔT_R de 0 K.	184
Tabela 6.5 – Variação das potências requeridas pelos componentes em função de F_E para a frequência de 0,5 Hz e ΔT_R de 0 K.	184
Tabela 7.1 – Parâmetros geométricos dos Critérios de Avaliação de Performance.	215
Tabela 7.2 – Parâmetros referentes às condições de mínima \dot{S}_g para a faixa de vazão mássica analisada segundo o critério de GV.	224
Tabela 7.3 – Parâmetros referentes às condições de mínima \dot{S}_g para a faixa de vazão mássica analisada segundo o critério de AFF.	232
Tabela 7.4 – Parâmetros referentes às condições de mínima \dot{S}_G para a faixa de vazão mássica analisada segundo o critério de GF.	241

NOMENCLATURA

Símbolos

$A_{c,reg}$	Área da seção transversal do regenerador	m^2
A_t	Amplitude do perfil de escoamento	m/s^2
B	Densidade de fluxo magnético	T
c	Capacidade térmica específica	J/kgK
c_E	Constante de Ergun	
COP_{id}	Coefficiente de performance ideal	
$c_{p,f}$	Calor específico a pressão constante	J/kgK
D_e	Diâmetro externo	mm
d_h	Diâmetro hidráulico	mm
D_i	Diâmetro interno	mm
d_p	Diâmetro de partícula	mm
d_{reg}	Diâmetro do regenerador	mm
e	Espessura	mm
e_f	Efusividade térmica	$J/Km^2s^{1/2}$
$EXG_{\dot{Q}_F}$	Capacidade de refrigeração exérgica	W
\vec{f}	Forças de corpo	N/kg
F	Fração do período do ciclo	%
f	Frequência do ciclo	Hz
f_{daq}	Frequência de aquisição	Hz
f_M	Frequência do motor	Hz

$g(t^*)$	Função de forma do perfil de escoamento	
H	Intensidade de campo magnético	A/m
h	Coefficiente de convecção	W/m ² K
K	Permeabilidade do meio poroso	m ²
k	Condutividade térmica	W/mK
L	Comprimento	mm
L_{reg}	Comprimento do regenerador	mm
M	Magnetização	Am ² /kg
m	Massa	kg
\dot{m}	Vazão mássica	kg/h
N_D	Fator de desmagnetização	
Nu	Número de Nusselt	
Pe	Número de Peclet	
P	Pressão	bar
$P_{c,\text{Reg}}$	Perímetro da carcaça do regenerador	mm
Pr	Número de Prandtl	
\dot{q}	Taxa de transferência de calor volumétrica	W/m ³
q''	Fluxo de calor	W/m ²
\dot{Q}_F	Capacidade de refrigeração	W
\dot{Q}_Q	Calor rejeitado	W
R_i	Raio interno	mm
Re	Número de Reynolds	
S	Entropia	J/K
S	Entropia específica	J/kg.K
\dot{S}_g	Taxa de geração de entropia	W/K

S_g'''	Taxa de geração de entropia volumétrica	W/K.m ³
T	Temperatura	K
t	Tempo	s
t^*	Tempo adimensional	
T^*	Coefficiente de proporcionalidade entre \dot{W}_{lost} e \dot{S}_g	K
T_c	Temperatura de Curie	K
t_s	Coefficiente da distribuição de t de Student	
u	Velocidade longitudinal	m/s
U_R	Incerteza expandida	
u_R	Incerteza combinada	
u_m	Desbalanceamento de massa deslocada	%
$u_{m,o}$	Desbalanceamento de massa de referência	%
$u_{m,op}$	Desbalanceamento de massa de operação	%
u_V	Desbalanceamento de volume deslocado	%
\vec{v}	velocidade	m/s
V	Volume	m ³
V_{avg}	Volume deslocado médio	m ³
V_D	Volume deslocado através do regenerador	m ³
$V_{D,total}$	Volume deslocado total	m ³
$V_{D,\delta}$	Volume desviado	m ³
v_f	Velocidade do fluido	m/s
\dot{V}	Vazão volumétrica	L/h
V_{reg}	Volume do regenerador	m ³
\dot{W}	Potência	W
\dot{W}_{lost}	Potência disponível perdida	W

w_{top}	Duração adimensional do patamar magnetização
w_{total}	Duração adimensional da magnetização
x^*	Posição adimensional
x_o	Início da magnetização
z	Direção longitudinal

Grego

α	Difusividade térmica	m^2/s
β	Compactação do meio poroso	m^2/m^3
β_ϵ	Desbalanceamento da efetividade térmica	
Δ	Varição	
δ	Razão de desvio	
ϵ	Efetividade	
ϵ	Porosidade	
η_{2nd}	Eficiência de segunda lei	
Γ	Torque	Nm
μ	Viscosidade dinâmica	N.s/m ²
ω	Velocidade angular	
ϕ	Fator de utilização	
ψ	Fator de balanceamento	
ρ	Massa específica	kg/m ³
σ	Fator de assimetria	
ς	Número de ciclos	
σ_{sd}	Desvio padrão	
τ	Período	s
ζ	Razão de aspecto	

Compostos e constantes

$\overline{\Delta B}$	Varição média de campo magnético	T
ΔT	Varição de temperatura	K
ΔP	Queda de pressão	bar
ΔT_{ad}	Varição de temperatura adiabática	K
μ_0	Permeabilidade magnética do vácuo	$4\pi \times 10^{-7} \text{ N/A}^2$

Subscritos e sobrescritos

ac	Relativo ao acionamento mecânico
amb	Relativo ao ambiente
apl	Aplicado
ar	Relativo à camada de ar entre o regenerador e o imã
b	Relativo à bomba
ca	Relativo à carcaça
CAf	Relativo às condução de calor axial no fluido
CAs	Relativo às condução de calor axial no sólido
D	Etapa de desvio
dem	Relativo ao campo desmagnetizante
dp	Relativo ao diâmetro de partícula
DV	Relativo à dissipação viscosa
E	Relativo à uma etapa de escoamento
e,	entrada
EF	Escoamento frio
ef	Efetivo
el	Relativo à configuração eletrônica
EQ	Escoamento quente
F	Relativo ao lado frio do aparato
f	Fluido

Gd	Relativo à matriz de gadolínio
geo	Relativo à geometria do meio poroso
mag	Relativo ao acionamento do circuito magnético
med	Médio
mg	Relativo à configuração magnética
num	Relativo à avaliação numérica
o	Relativo à iteração anterior
o,a	Início da rampa de aceleração do escoamento
o,d	Início da rampa de desaceleração do escoamento
pa	Relativo à parede da carcaça
per	Relativo às perdas mecânicas
Q	Relativo ao lado quente do aparato
R	Relativo aos reservatórios térmicos
ramp	Relativo ao período de rampa
rede	Relativo à rede cristalina
reg	Relativo às extremidades do regenerador
RF	Relativo ao reservatório frio
RQ	Relativo ao reservatório quente
s,	saída
s	Sólido
TC	Relativo à transferência de calor intersticial
TCF	Relativo ao rogador de calor do lado frio do aparato
TCQ	Relativo ao trocador de calor do lado quente do aparato
um	Relativo à condição desbalanceada
val	Relativo ao acionamento das válvulas
y	Relativo à direção y

Siglas

AFF	Área frontal fixa
CAP	Critérios de avaliação de performance
CCH	Cilindros concêntricos de Halbach
COP	Coefficiente de performance
EMC	Efeito magnetocalórico
GF	Geometria fixa
GV	Geometria variável
MGE	Minimização de geração de entropia
MMC	Material magnetocalórico
NUT	Número de unidades de transferência
RMA	Regenerador magnético-ativo
TCF	Trocador de calor frio
TCQ	Trocador de calor quente
VAP	Válvula de alta pressão
VBP	Válvula de baixa pressão

SUMÁRIO

	Página
1 INTRODUÇÃO	41
1.1 Objetivos e Metodologia	50
1.2 Estrutura da Dissertação	51
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	53
2.1 Efeito Magnetocalórico	53
2.1.1 Materiais Magnetocalóricos	58
2.2 Regeneradores Térmicos	60
2.2.1 Parâmetros de Performance de um Regenerador	60
2.3 Regeneradores Magnético-Ativos	65
2.4 Sistemas de Distribuição de Fluido para RMAs	69
2.5 Balanceamento de Massa em RMAs	72
2.6 Sincronização entre Perfis Temporais Hidráulico e magnético	79
2.7 Minimização da Geração de Entropia em RMAs	90
2.8 Síntese do Capítulo e Objetivos Específicos	92
3 APARATO E METODOLOGIA EXPERIMENTAIS	95
3.1 Descrição do Escoamento no Aparato Experimental	95
3.2 Aparato Experimental	98
3.3 Regenerador Magnético-Ativo	99
3.4 Circuito Hidráulico	100
3.5 Circuito Magnético	105
3.6 Sincronização entre Componentes Hidráulicos e Magnéticos	109
3.7 Instrumentação e Sistema de Aquisição	112
3.8 Procedimento Experimental	115
3.9 Métricas de Performance	116
4 MODELAGEM MATEMÁTICA	125
4.1 Modelagem da Matriz Porosa Regenerativa	126

4.1.1	Equação de Conservação da Quantidade de Movimento	127
4.1.2	Equação de Conservação de Energia do Sólido	128
4.1.3	Equação de Conservação de Energia do Fluido	130
4.2	Modelagem da Perda Térmica pela Carcaça	131
4.3	Propriedades Magnéticas	133
4.3.1	Fator de Desmagnetização	134
4.4	Implementação Numérica	136
4.4.1	Equação de Conservação de Quantidade de Movimento	136
4.4.2	Equações de Conservação de Energia	137
4.4.3	Perda Térmica pela Carcaça	138
4.4.4	Rotina Final	139
5	BALANCEAMENTO DE MASSA ENTRE ESCOAMENTOS	143
5.1	Identificando a Origem do Desbalanceamento de Massa	143
5.2	Caracterização de Tempos de escoamento	147
5.3	Caracterização do Desbalanceamento	152
6	RESULTADOS	161
6.1	Perfis Transientes	161
6.1.1	Medições de Temperatura	161
6.1.2	Medições de Queda de Pressão	166
6.1.3	Medições de Torque	168
6.2	Incerteza dos Resultados Experimentais	171
6.3	Reprodutibilidade dos Resultados Experimentais	173
6.4	Comparação de Performance Experimental para Diferentes F_E	175
6.4.1	Curvas de Capacidade de Refrigeração	176
6.4.2	Análise de Potência	180
6.4.3	Análise de Performance Termodinâmica	184
6.5	Validação Numérico-Experimental	188
6.6	Avaliação Numérica do Efeito de F_E sobre o RMA	192
7	MINIMIZAÇÃO DA GERAÇÃO DE ENTROPIA 211	
7.1	Modelo de Geração de Entropia	211
7.2	Comparação entre a MGE e a maximização do COP	214
7.3	Parâmetros para a Avaliação de Performance de RMAs	215
7.4	CrITÉrio de Geometria Variável	216
7.4.1	Mapas de Contorno de Capacidade de Refrigeração e Geração de Entropia	216

7.4.2	Resultados para uma Capacidade de Refrigeração Fixa	223
7.5	Critério de Área Frontal Fixa	227
7.5.1	Mapas de Contorno de Capacidade de Refrigeração e Geração de Entropia	227
7.5.2	Resultados para uma Capacidade de Refrigeração Fixa	232
7.6	Critério de Geometria Fixa	236
7.6.1	Mapas de Contorno de Capacidade de Refrigeração e Geração de Entropia	236
7.6.2	Resultados para uma Capacidade de Refrigeração Fixa	241
8	CONSIDERAÇÕES FINAIS	245
8.1	Recomendações para Trabalhos Futuros	248
	REFERÊNCIAS	251
	APÊNDICE A ANÁLISE DE INCERTEZA	263

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

Sistemas de refrigeração e bombas de calor são tecnologias fundamentais para a sociedade moderna. A conservação eficiente de alimentos, a climatização de ambientes e a realização de procedimentos a temperaturas abaixo das encontradas num determinado ambiente são possíveis graças à evolução destas tecnologias.

No início, a única forma de resfriamento conhecida pelo homem era a utilização de gelo extraído da natureza, que muitas vezes necessitava ser transportado por longas distâncias até o consumidor final. Esse comércio de gelo natural chegou a atingir proporções consideráveis na América do Norte durante o século XIX (GOSNEY, 1982). Porém, as pesquisas em máquinas de refrigeração artificial iniciadas no século XVIII acabaram por originar métodos como a compressão mecânica de vapores ou a absorção, que substituíram o gelo natural e se tornaram os alicerces da refrigeração moderna.

A compressão mecânica de vapores merece destaque por ser a principal tecnologia empregada em sistemas de refrigeração. O funcionamento deste sistema é baseado na sucessiva compressão e expansão de um fluido refrigerante que possibilita bombear calor de um ambiente refrigerado para o ambiente externo. O sucesso desta tecnologia é fruto de décadas de pesquisa e desenvolvimento que seguiram os trabalhos pioneiros de Willian Cullen, Jacob Perkins, James Harrisson entre outros (GOSNEY, 1982). Flexibilidade, confiabilidade, segurança, baixo custo e eficiência são características que explicam a predominância dessa tecnologia.

Apesar de sua maturidade, a compressão mecânica de vapores vem enfrentando novos desafios devido aos crescentes apelos ambientais, que estimulam o uso de substâncias menos agressivas ao meio ambiente. Tais substâncias devem ter baixos potenciais de aquecimento global (GWP - *Global Warming Potential* em inglês) e de destruição da camada de ozônio (ODP - *Ozone Depletion Potential* em inglês). Assim, como exemplo da preocupação com essas substâncias no meio ambiente, o Protocolo de Montreal estipula o término do consumo de gases CFC e HCFC em países em desenvolvimento envolvidos no protocolo até os anos de 2010 e 2030 respectivamente

(United Nations Environment Programme, 2016). Já outros gases como os HFC's, os quais tem alto GWP, também são regulados pelo Protocolo de Kyoto (United Nations, 2016).

Os fluidos refrigerantes mais empregados em sistemas de refrigeração se encaixam nestas categorias. Logo, devem ser substituídos por alternativas com menor impacto ambiental, como o CO₂, olefinas e outros hidrocarbonetos. Entretanto, nenhuma das atuais alternativas são uma realidade uma vez que os requerimentos de baixo GWP e ODP são muitas vezes conflitantes. Além disso, inflamabilidade, toxicidade e baixa eficiência são características não desejáveis que devem ser consideradas ao selecionar novos fluidos refrigerantes (CALM, 2008; DOMANSKI et al., 2014; MOTA-BABILONI et al., 2015).

Uma outra forma de encarar o problema seria buscar tecnologias alternativas à compressão mecânica de vapores em determinados nichos de aplicação. Dentre diversas tecnologias conhecidas, a refrigeração magnetocalórica é apontada como uma das mais promissoras para o desenvolvimento de sistemas de refrigeração e bombas de calor ao redor da temperatura ambiente (BROWN; DOMANSKI, 2014; TASSOU et al., 2010). O seu princípio de funcionamento substitui a variação de pressão do fluido refrigerante por uma variação de campo magnético aplicado a um refrigerante no estado sólido. Esses sólidos magnéticos exibem o efeito magnetocalórico (EMC), que é a manifestação da variação de entropia do material devido à mudança de intensidade do campo magnético externo. Em condições adiabáticas este efeito resulta em uma mudança de temperatura que pode ser utilizada para viabilizar a troca de calor entre reservatórios térmicos. Esta última propriedade é denominada variação adiabática da temperatura (ΔT_{ad}) e é uma das formas de quantificar o EMC.

Contudo, a intensidade da variação adiabática da temperatura nos materiais magnetocalóricos conhecidos atualmente é pequena em relação aos requerimentos de diferenças de temperatura entre reservatórios térmicos em um sistema de refrigeração doméstico ou comercial. Por exemplo, quando uma amostra de gadolínio (Gd), tido como o material referência para a refrigeração magnética, é submetida a uma variação de densidade de fluxo magnético na ordem de 1 T, verifica-se um aumento máximo na temperatura da amostra da ordem de 2 a 3 K (BAHL; NIELSEN, 2009).

Se por um lado o EMC pode ser amplificado com o aumento da variação do campo magnético ¹, por outro, para aplicações do-

¹ Por exemplo, para o Gd, o EMC ao redor da temperatura de Curie é

mésticas e comerciais, a intensidade do campo magnético gerado usando ímãs permanentes deve se limitar ao redor de 1 T. Para gerar campos mais intensos, os circuitos magnéticos demandariam uma grande quantidade de ímãs permanentes, logo, seriam demasiadamente caros e volumosos, o que restringiria sua aplicação em sistemas de baixa capacidade de refrigeração.

A alternativa mais adotada para viabilizar a utilização de um material magnetocalórico em sistemas de refrigeração operando em diferenças de temperatura entre reservatórios compatíveis com os requerimentos de aplicações domésticas e comerciais (que podem facilmente exigir diferenças acima de 40 K) é a aplicação do material em um regenerador magnético ativo (RMA). Neste, o material magnetocalórico é utilizado como uma matriz regenerativa, e um fluido de trabalho é utilizado para realizar as trocas térmicas com os reservatórios. A troca de calor intermitente devido ao escoamento oscilatório obedecendo um ciclo termodinâmico permite que o regenerador amplifique a diferença de temperatura entre reservatórios (BARCLAY; STEYERT, 1982).

Um exemplo de ciclo termo-magnético viável para aplicações em refrigeração magnética é o ciclo Brayton, cujas quatro etapas são descritas a seguir e podem ser visualizadas na Fig. 1.1:

- Magnetização adiabática (1 - 2): etapa na qual o material magnetocalórico, inicialmente a uma determinada temperatura T e mantido em condição adiabática, é submetido a uma variação instantânea e positiva do campo magnético externo, induzindo assim um aumento de temperatura do refrigerante sólido de ΔT_{ad} devido ao EMC;
- Escoamento frio (2 - 3): Após o aquecimento da matriz, o fluido de trabalho proveniente do reservatório frio é bombeado através do regenerador. A matriz mais quente é resfriada até T ao ceder calor ao fluido, que é aquecido a uma temperatura maior que do reservatório quente, possibilitando a interação térmica entre eles e a rejeição de calor sensível a uma taxa \dot{Q}_Q .
- Desmagnetização adiabática (3 - 4): novamente em condições adiabáticas, o refrigerante sofre uma redução na sua tempera-

proporcional ao fluxo magnético aplicado à potência de 2/3 (EMC $\propto B^{2/3}$) (BAHL; NIELSEN, 2009)

tura de ΔT_{ad} resultado da variação instantânea e negativa do campo magnético externo;

- Escoamento quente (4 - 1): o fluido de trabalho proveniente do reservatório quente é bombeado através do regenerador. A matriz regenerativa mais fria é aquecida até T_o ao absorver e armazenar calor do fluido. Como consequência, o fluido de trabalho é resfriado a uma temperatura abaixo da temperatura da fonte fria, possibilitando a absorção de calor sensível, sendo esta a capacidade de refrigeração do sistema \dot{Q}_F .

Vale ressaltar que, durante a operação do RMA, um perfil de temperatura é estabelecido devido suas características regenerativas. Porém, tal perfil não é um aspecto inerente ao ciclo Brayton. Desta forma, entende-se que cada volume infinitesimal do regenerador realiza um ciclo Brayton específico, cujo os reservatórios térmicos seria o fluido de trabalho.

Dentre outras possíveis vantagens, RMAs tem potencial para serem compactos, duráveis, emitir pouco ruído e apresentar pouca vibração (YU et al., 2003; PECHARSKY; GSCHNEIDNER JR., 2006; GSCHNEIDNER JR.; PECHARSKY, 2008). Além disso, como o EMC é reversível (TREVIZOLI et al., 2012), teoricamente é possível alcançar uma alta eficiência energética usando ciclos termomagnéticos (PECHARSKY; GSCHNEIDNER JR., 2006).

O início dessa tecnologia remete-se às primeiras observações relacionadas ao efeito magnetocalórico que ocorreram durante o final do século XIX e início do século XX. Em 1843, James Joule observou a dissipação de calor de amostras de ferro sujeitas a campos magnéticos variáveis. Em 1860, William Thomson previu teoricamente as bases do efeito. Anos depois, em 1881 e 1882, Emil Warburg relatou a produção de calor em materiais magnéticos sujeitos a variações de campo magnético relacionadas às correntes parasitas induzidas no material, à histerese e a uma produção de calor reversível devido à dependência de temperatura da magnetização. Finalmente, em 1917, o EMC no níquel foi registrado experimentalmente por Weiss e Piccard (SMITH, 2013).

As primeiras aplicações da desmagnetização adiabática em sais paramagnéticos destinavam-se a alcançar temperaturas absolutas abaixo de 20 K (GSCHNEIDNER JR.; PECHARSKY, 2008). O marco histórico para aplicações em torno da temperatura ambiente aconteceu em 1976, com o trabalho pioneiro de Brown (1976) sobre um sistema magnético baseado no ciclo Stirling. Contudo, foi apenas

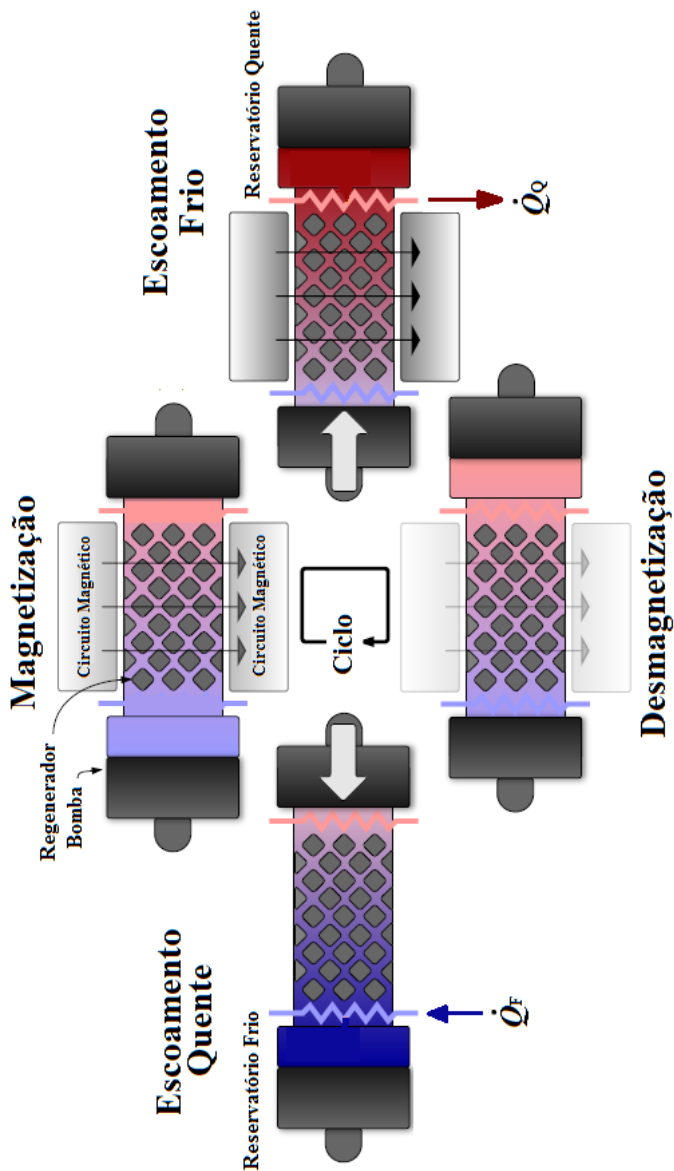


Figura 1.1 – Descrição esquemática do Ciclo Termo-magnético Brayton desenvolvido por um RMA. Adaptado de (TREVIZOLI, 2015).

após a descoberta do EMC gigante nas ligas a base de Gd(Ge,Si) por Pecharsky e Gschneidner (1997) que o desenvolvimento de sistemas magnéticos de refrigeração ganhou mais notoriedade.

Desde então, diversos estudos vêm sendo realizados tanto no desenvolvimento de novos materiais magnetocalóricos que sejam mais eficientes e baratos que os conhecidos atualmente, quanto no *design* e otimização de protótipos de regeneradores magnético ativos de alta eficiência. Tal motivação pode ser constatada no número de grupos de pesquisa, empresas envolvidas, protótipos apresentados, teses e artigos científicos publicados periodicamente nos últimos anos.

A Fig. 1.2 apresenta a evolução da quantidade de publicações nos últimos dez anos que envolvem a palavra magnetocalórico, tanto na área de Ciência dos Materiais quanto de Engenharia. No ano de 2015, por exemplo, mais de 450 artigos foram publicados e podem ser encontrados no portal Science Direct (KITANOVSKI; TOMC; POREDOS, 2016). Recentemente, uma parceria entre as empresas Haier, Astronautics e Basf lançou o primeiro *wine cooler* magnetocalórico (BASF, 2016). A empresa Cooltech, em parceria com uma grande rede de supermercados, também anunciou o lançamento de um refrigerador de bebidas magnetocalórico (COOLTECH, 2016). No entanto, mesmo após os avanços dos últimos anos, a falta de identificação de um nicho de mercado, redução de custos e tamanho, ainda são um empecilho para a comercialização desta tecnologia.

Outro ponto que merece destaque está relacionado ao rótulo de tecnologia limpa. Monfared, Furberg e Palm (2014) realizaram uma avaliação comparativa preliminar do ciclo de vida de um refrigerador magnético e um sistema de compressão de vapor, ambos para aplicações domésticas. Os resultados mostraram que os dispositivos magnéticos são responsáveis por impactos ambientais consideráveis, principalmente devido ao uso dos metais de terras raras, cuja extração é agressiva ao meio ambiente. O estudo também destaca a importância da diminuição do volume e reutilização dos ímãs permanentes, bem como o aumento da eficiência energética como sendo as principais formas para se alcançar um melhor cenário com relação ao fator ambiental.

Além disso, diversos desafios de engenharia e limitações tecnológicas fazem com que a refrigeração magnética seja ainda um problema em aberto, em busca de uma solução economicamente viável. Kitanovski, Tomc e Poredos (2016) listam os principais desafios relacionados a diversos componentes de um sistema de refrigeração

magnética, como o RMA, o sistema de bombeamento de fluido, a fonte de campo magnético, os materiais magnetocalóricos entre outros, que devem ser superados para o desenvolvimento de sistemas com alta eficiência e que realizem todo o potencial da tecnologia.

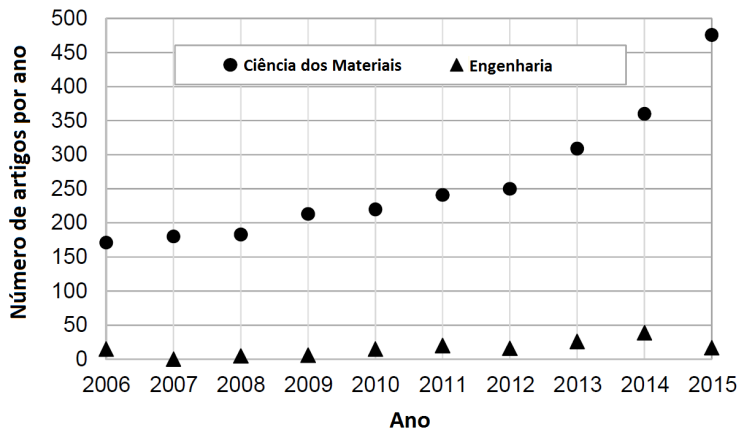


Figura 1.2 – Número de artigos sobre efeito magnetocalórico publicados nos últimos dez anos. Adaptado de (KITANOVSKI; TOMC; POREDOS, 2016).

Trevizoli et al. (2016b) aprofundam essa discussão, apresentando efeitos concorrentes, ou *trade-off*, entre as características geométricas e operacionais dos diferentes subsistemas de um refrigerador magnetocalórico e comparam qualitativamente diferentes combinações de alternativas para cada componente. Os autores ainda apresentam resultados de otimização da espessura de parede de um RMA baseado na análise de Minimização de Geração de Entropia, exemplificando desta forma como esse tipo de análise pode ser utilizado para solucionar o compromisso entre os aspectos geométricos do regenerador.

A tecnologia disponível atualmente já avançou neste sentido, e o melhoramento de RMAs do estado-da-arte pode ser alcançado a partir de soluções inteligentes. Uma solução bastante explorada é a configuração de RMA composta por multicamadas de materiais magnetocalóricos (ROWE; TURA, 2006; TEYBER et al., 2016b; CARARO et al., 2016). No entanto, mesmo regeneradores multicamadas ainda requerem estudos mais específicos por meio de procedimentos de otimização. Uma solução pouco abordada até o momento é a interação entre diferentes subsistemas de um RMA e

as limitações que um impõe ao outro. Sabe-se que o desempenho de um RMA não depende apenas da qualidade individual dos seus componentes. Existe uma forte dependência na interação entre os ciclos magnéticos (processos de magnetização e desmagnetização) e de bombeamento (escoamentos quente e frio).

Neste ponto, a seleção adequada dos perfis transientes para o campo magnético e para o escoamento de fluido, na qual leva-se em consideração as características de um para definir o outro, pode acarretar uma melhoria significativa na eficiência de um RMA. Esse forte acoplamento entre os ciclos magnéticos e de escoamento pode ser explicado uma vez que RMA na prática não seguem propriamente o ciclo de Brayton apresentado anteriormente. Os processos de magnetização e desmagnetização adiabática e “instantânea” (processo *on-off*) existentes no ciclo de Brayton são ideais. RMAs do estado-da-arte que utilizam circuitos magnéticos compostos por ímãs permanentes são projetados para fornecer um dado perfil transiente de campo magnético, como uma onda senoidal ou trapezoidal. Tais perfis demandam um período para atingirem os valores máximos e mínimos de campo magnético aplicado, logo não são instantâneos. Além disso, como no caso de uma onda senoidal, os valores máximo e mínimos de campo ocorrem apenas em um instante do ciclo.

Neste sentido, é intuitivo que, em um RMA real, a variação de campo magnético ocorra simultaneamente às etapas de escoamento. Assim, observa-se apenas duas etapas distintas, aqui definidas como ciclo quente, referente ao processo de magnetização e escoamento de frio; e ciclo frio, referente ao processo de desmagnetização e escoamento quente. Portanto, a sincronização entre os perfis de campo magnético e de escoamento deve ser realizada de forma robusta e eficiente. Nos últimos anos, alguns autores começaram investigar diferentes formas de abordar essa questão.

A complexidade e os altos custos associados ao desenvolvimento de soluções de ímã permanentes que permitissem a variação do perfil de campo magnético fez com que os esforços iniciais focassem na simulação numérica de diferentes perfis de campo magnético acoplados a um perfil de escoamento fixo. Este foi o caso dos trabalhos de Bjørk e Engelbrecht (2011), Plaznik et al. (2013) e Trevizoli et al. (2014), que forneceram os primeiros indícios de que essa estratégia poderia melhorar a performance de um RMA. Por exemplo, aumentos de até 20% da capacidade de refrigeração foram reportados por Bjørk e Engelbrecht (2011) a partir da alteração da fase entre os perfis magnéticos e hidráulicos. Trevizoli et al. (2014) apre-

sentaram melhorias de até 90 % na capacidade de refrigeração ao trocar um perfil de campo magnético senoidal retificado por um senoidal.

A inviabilidade de utilizar diferentes configurações de imãs também foi responsável por direcionar as investigações experimentais sobre esse tema para o desenvolvimento de diferentes soluções de sistemas hidráulicos que permitissem a variação do perfil de escoamento mantendo-se o magnético constante. Este foi o caso do trabalho de Plaznik et al. (2013), que através de um circuito hidráulico acionado por pistões foi capaz de deslocar o fluido pelo sistema em diferentes tempos e observar o comportamento da performance para cada caso.

Recentemente, Teyber et al. (2016a) apresentaram resultados experimentais relacionados ao sincronismo entre perfis de campo magnético e escoamento. O aparato experimental possui um mecanismo que permite desviar uma quantidade de fluido que escoaria pelo regenerador de volta para o sistema de bombeamento, permitindo assim variar a fração de tempo do ciclo na qual o fluido escoou pela matriz regenerativa. Os resultados mostraram que, quando esta fração de tempo é reduzida, a performance do RMA é melhorada. Neste caso, os autores indicaram que tal melhoria foi da mesma ordem dos resultados apresentados por Teyber et al. (2016b) para regeneradores em camadas. Além disso, os resultados apontam para a existência de um sincronismo ótimo entre perfis de campo magnético e escoamento, o qual não foi explorado em mais detalhes.

De acordo com a contextualização apresentada, estudos mais aprofundados sobre a sincronização dos perfis de campo magnético e escoamento são fundamentais, tanto para melhorar o desempenho térmico de RMAs do estado-da-arte, quanto para o projeto integrado de novas soluções magnéticas e hidráulicas. Deste modo, o presente trabalho propõe-se a combinar abordagens numérica e experimental recém implementada a fim de identificar o *trade-off* entre os principais parâmetros envolvidos na sincronização e obter uma performance térmica e hidráulica ótima ou próxima a esta. Um estudo mais minucioso deveria considerar diferentes perfis de campo e escoamento. Contudo, não há disponibilidade de recursos para construir diferentes circuitos magnéticos para tal finalidade. Logo, é proposto manter-se o perfil de campo fixo e alterar-se os perfis de escoamento por meio de diferentes vedações em uma válvula rotativa.

O campo magnético proposto apresenta o perfil senoidal reti-

ficado, enquanto que os perfis de escoamento são todos trapezoidais. A distinção entre estes últimos está na fração de tempo do ciclo no qual o RMA está sujeito ao escoamento. A inclusão da modelagem numérica neste trabalho possibilita a consolidação de uma ferramenta que poderá ser utilizada para investigar o acoplamento entre diferentes perfis magnéticos e de escoamento. Além disso, o levantamento dos mecanismos de perdas relevantes para esse acoplamento também é proposto através de uma metodologia numérica de minimização de geração de entropia baseada na obra de Bejan (1995), uma importante ferramenta para projetos de sistemas térmicos, que facilita a generalização dos resultados obtidos neste trabalho para outros sistemas na medida em que as irreversibilidades térmicas e hidráulicas são relacionadas a parâmetros geométricos e de operação comuns de um RMA.

1.1 OBJETIVOS E METODOLOGIA

O objetivo central da presente dissertação é avaliar o desempenho de um regenerador magnético ativo sujeito a diferentes perfis de escoamento, mantendo-se o perfil de campo magnético fixo. Logo, serão avaliados - experimentalmente e numericamente - os impactos da fração de tempo de escoamento através do regenerador sobre a performance e sobre as perdas do sistema, para assim otimizar a eficiência global de um RMA (TREVIZOLI, 2015; TREVIZOLI et al., 2016).

Na parte experimental, o sistema desenvolvido por Trevizoli (2015) foi modificado para viabilizar o emprego de diferentes perfis de escoamento por meio de um conjunto de bomba e válvulas rotativas, ambos disponíveis no POLO. No total, quatro diferentes perfis de escoamento foram caracterizados graças a diferentes vedações utilizadas nas válvulas rotativas.

Os dados experimentais foram posteriormente comparados com resultados numéricos obtidos pelo modelo matemático 1D e transiente desenvolvido por Trevizoli (2015), que apresenta a possibilidade de utilizar diferentes perfis temporais de escoamento. Após a validação do modelo, a metodologia de minimização de geração de entropia (EGM) sugerida por Trevizoli (2015), Trevizoli e Barbosa Jr. (2015) e Trevizoli et al. (2016b), tendo como base os trabalhos de Bejan (1995) e Webb e Kim (2005), foi implementada para investigar mais a fundo as consequências da alteração dos perfis de escoamento sobre as irreversibilidades presentes no problema, e as-

sim auxiliar o projeto de novos sistemas de distribuição de fluido para regenerados magnético-ativos.

1.2 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Esta dissertação é dividida em oito capítulos. O Capítulo 2 - *Revisão Bibliográfica* - apresenta alguns dos principais componentes envolvidos na aplicação de regeneradores em refrigeração magnética: o material magnetocalórico e suas propriedades; o regenerador térmico e as variáveis que influenciam sua performance; e o acoplamento destes dois componentes em um RMA e sua operação através de ciclos termodinâmicos. As principais soluções hidráulicas utilizadas para gerenciar o escoamento do fluido nos ciclos serão revisadas, e o desafio de garantir o balanceamento de massa entre etapas será apresentado. Além disso, o estado atual das pesquisas acerca da sincronização entre perfis hidráulico e magnético e a ferramenta de otimização de MGE serão abordados. Ao final do Capítulo 2 serão apresentados os objetivos específicos desta dissertação baseados nos avanços encontrados na literatura. O Capítulo 3 - *Aparato e Metodologia Experimentais* - apresenta o aparato, os procedimentos e o processamento de dados utilizados para realizar a parte experimental. O Capítulo 4 - *Formulação e Solução do Problema* - apresenta as equações de conservação que governam o funcionamento do RMA e a metodologia matemática utilizada para sua solução. O Capítulo 5 - *Balanceamento de Massa entre Escoamentos de um RMA* - caracteriza a origem do desbalanceamento de massa entre as etapas do ciclo RMA presente no aparato experimental e avança a metodologia utilizada para a avaliação dessa questão através da combinação de análises numéricas e experimentais. No Capítulo 6 - *Resultados* - é realizada a análise da performance do RMA sujeito a diferentes perfis de escoamento. A validação do modelo matemático com os resultados experimentais é apresentada. O modelo validado permitiu investigar as razões pelas quais a performance do RMA é modificada quando o perfil de variação temporal do escoamento é alterado. O Capítulo 7 - *Otimização de RMAs Submetidos a Diferentes Frações de Escoamento* - apresenta os resultados da metodologia de otimização de RMAs, baseada na MGE, levando em consideração a possibilidade de alterar a variação temporal do escoamento. Enfim, o Capítulo 8 - *Conclusões* - resume as principais contribuições geradas por esta dissertação e recomenda temas para futuros trabalhos.

Capítulo 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo tem por finalidade aprofundar a discussão acerca do EMC e de sua aplicação em refrigeração magnética. Para tanto, o princípio fundamental do efeito, bem como as características mais relevantes dos materiais magnetocalóricos, serão abordados a fim de familiarizar o leitor com conceitos utilizados ao longo do trabalho.

Em seguida, será apresentado o RMA, componente fundamental que permite a utilização do EMC neste trabalho, assim como suas características principais e parâmetros que quantificam sua performance. A compreensão destes últimos facilitará, portanto, o entendimento de como a mudança do perfil de escoamento altera o desempenho do regenerador.

Em relação à modificação de perfil de escoamento, as principais soluções hidráulicas utilizadas em dispositivos de RMA serão abordadas, e suas principais diferenças discutidas. Ademais, o desbalanceamento de massa, fenômeno associado a algumas dessas soluções, inclusive às válvulas rotativas, também será abordado e, os avanços obtidos por outros autores, apresentados.

Por fim, serão tratados os principais estudos dedicados a sincronização dos perfis magnético e hidráulico em RMAs, exemplificando, assim, a viabilidade deste tipo de estudo, inserindo este trabalho no contexto de pesquisa nesta área. A metodologia de otimização através da minimização de geração de entropia também será introduzida, de forma que seja possível utilizá-la para identificar o comportamento das perdas do sistema em resposta aos diferentes perfis de escoamento estudados.

2.1 EFEITO MAGNETOCALÓRICO

O efeito magnetocalórico é um fenômeno termo-magnético no qual a variação de densidade de fluxo magnético (\vec{B} , neste trabalho chamado apenas de campo magnético) aplicado a um material resulta na variação da parcela magnética da entropia total do mesmo. Este fenômeno é intrínseco aos materiais magnéticos e ocorre devido ao acoplamento entre a sub-estrutura magnética do material com

o campo magnético, o que acaba por alterar parte da entropia do sólido (PECHARSKY; Gschneidner Jr., 1999).

Segundo Tishin e Spichkin (2003), a entropia total de alguns materiais magnéticos à pressão constante (S), pode ser representada por:

$$S(T, \vec{B}) = S_{\text{rede}}(T) + S_{\text{el}}(T) + S_{\text{mg}}(T, \vec{B}) \quad (2.1)$$

em que S_{rede} e S_{el} são as contribuições referentes a rede cristalina e eletrônica, e S_{mg} é a entropia magnética. As duas primeiras parcelas dependem majoritariamente da temperatura (T), enquanto a parcela magnética, depende também de \vec{B} . Portanto, com o auxílio do diagrama $T - S$ apresentado na figura 2.1, dois processos termodinâmicos fundamentais podem ser descritos.

No primeiro processo, o material magnético é mantido sob condições isotérmicas enquanto o campo magnético externo é variado, conforme representado na figura 2.1. Neste caso, a variação de campo magnético ocorre sobre a linha de T_o , resultando em um estado final de B_1 e S_1 . Como o processo é isotérmico, ΔS_{rede} e ΔS_{el} são nulos, logo a variação de ΔS_{mg} resulta em uma variação de entropia total do material. A partir da eq. 2.1:

$$\Delta S = \Delta S_{\text{rede}} + \Delta S_{\text{el}} + \Delta S_{\text{mg}}$$

$$\Delta S = \Delta S_{\text{mg}} \quad (2.2)$$

Neste caso, a modificação de S só é possível caso haja transferência de calor que, para a magnetização do material, manifesta-se através da rejeição de calor, já que ΔS_{mg} e ΔS são negativos. De forma reversível, a desmagnetização é acompanhada por uma absorção de calor por parte do material.

No segundo, o material magnético é mantido sob condições adiabáticas, enquanto sobre ele é aplicada uma variação de campo magnético externo. Neste caso, o EMC é denominado variação adiabática da temperatura (ΔT_{ad}). Na figura 2.1 este processo é representado pela variação do campo magnético de \vec{B}_o para \vec{B}_1 , a partir da condição inicial T_o e mantendo-se S constante, o que resulta no aumento da temperatura até o valor T_1 .

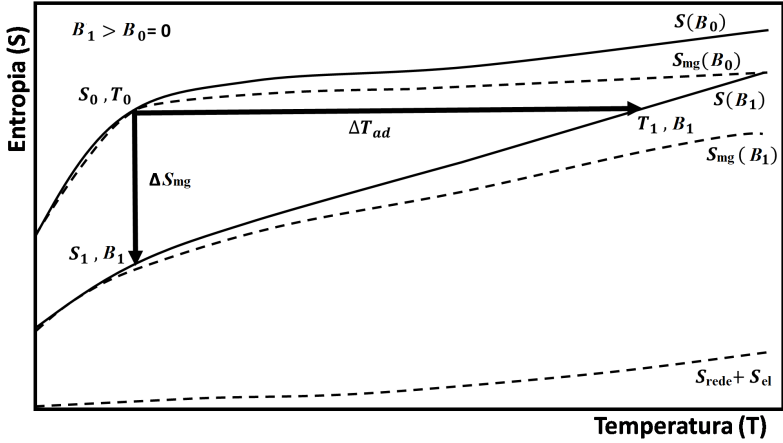


Figura 2.1 – Diagrama T-S esquemático de um material em função do campo magnético, evidenciando os dois processos fundamentais que caracterizam o EMC (YU et al., 2003).

A variação de entropia ΔS nesse caso é nula, portanto, a partir da equação 2.1 pode-se concluir que:

$$0 = \Delta S_{\text{rede}} + \Delta S_{\text{el}} + \Delta S_{\text{mg}}$$

$$\Delta S_{\text{rede}} + \Delta S_{\text{el}} = -\Delta S_{\text{mg}} \quad (2.3)$$

Como a variação de ΔS_{mg} na magnetização é negativa, a soma de ΔS_{rede} e ΔS_{el} deve ser positiva, o que só possível caso a temperatura do material aumente, caracterizando, dessa forma, o ΔT_{ad} . De maneira reversível, para um processo de desmagnetização, ΔS_{mg} é positivo e, portanto, a temperatura do material deve diminuir para que o valor da soma de ΔS_{rede} e ΔS_{el} seja negativo.

Talvez a característica de maior interesse do efeito magnetocalórico é a sua reversibilidade. Trevizoli (2010) realizou medições do efeito magnetocalórico em gadolínio e verificou que EMC é reversível, como esperado para materiais com transição de fase magnética contínua (NIELSEN; BAHL; SMITH, 2010).

A figura 2.2 apresenta os resultados da medição direta do ΔT_{ad} ¹ realizadas por Trevizoli (2010) para processos de magnetiza-

¹ Método no qual o valor de ΔT_{ad} é obtido diretamente através da medição de temperatura do material durante a variação do campo magnético

ção e desmagnetização quase instantâneos sobre uma amostra de gadolínio comercial. Nesta figura, é possível verificar que a intensidade da variação de temperatura nos dois processos é igual, caracterizando a reversibilidade do efeito.

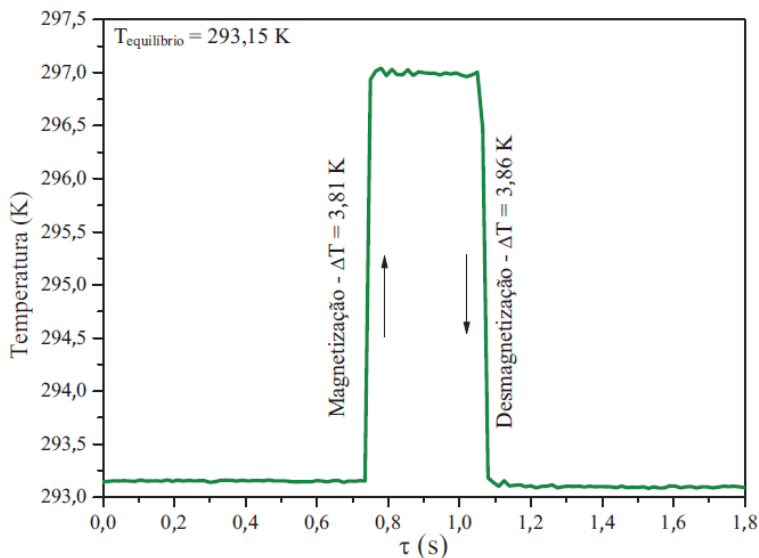


Figura 2.2 – Análise da reversibilidade do efeito magnetocalórico através da magnetização e desmagnetização quase instantâneas de uma amostra de gadolínio comercial. Adaptado de Trevizoli et al. (2012).

Uma outra característica importante do EMC é que seu valor máximo é observado ao redor da temperatura de transição de fase magnética do material, conhecida como Temperatura de Curie (T_c). Para o gadolínio, o valor de T_c está usualmente entre 290 e 297 K (BAHL; NIELSEN, 2009), ou seja, próximo à temperatura ambiente, o que qualifica este material para a aplicação em refrigeração magnética. A figura 2.3 apresenta as curvas de ΔT_{ad} em função da temperatura e campo magnético característicos de um material como o gadolínio.

A capacidade térmica específica (c) dos materiais magnetocalóricos apresenta forte dependência com a temperatura e com o campo magnético. Para baixos valores de \vec{B} , c apresenta um pico elevado, e, à medida que o valor do campo magnético aumenta, a variação de c com a temperatura é suavizada. A capacidade tér-

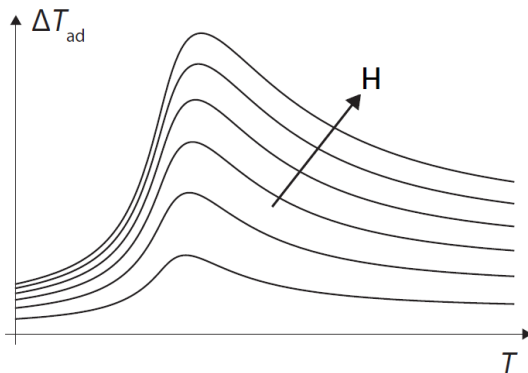


Figura 2.3 – ΔT_{ad} em função da temperatura para diferentes valores de variação de campo magnético para um material de transição de fase magnética de segunda ordem. Adaptado de (SMITH et al., 2012).

mica específica de um material magnetocalórico como o gadolínio apresenta um comportamento em função da temperatura e campo similar ao da figura 2.4.

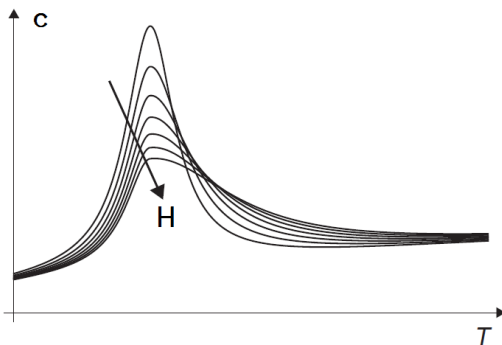


Figura 2.4 – Capacidade térmica em função da temperatura para diferentes valores de variação de campo magnético para um material de transição de fase magnética de segunda ordem. Adaptado de (SMITH et al., 2012).

É importante ressaltar que os comportamentos de ΔT_{ad} e da capacidade térmica específica aqui descritos são referentes a materiais com transição de fase de segunda ordem, que é o caso do ga-

dolínio. Materiais com transição de fase de primeira ordem, na qual a transição de fase magnética é acompanhada de calor latente e de diferentes formas de transição estrutural (SMITH et al., 2012), apresentam comportamentos distintos à medida que o campo magnético é variado.

2.1.1 Materiais Magnetocalóricos

O efeito magnetocalórico é intrínseco aos materiais magnéticos, distinguindo-se entre si na sua magnitude e Temperatura de Curie. Entretanto, para fins de aplicações em refrigeração magnética, a seleção de materiais torna-se restrita a alguns grupos, cujas propriedades térmicas e mecânicas são mais apropriadas. As características desejadas para refrigerantes magnéticos são (TREVIZOLI, 2015; KITANOVSKI et al., 2015):

- Elevado efeito magnetocalórico ao longo de uma ampla faixa de temperatura (mínimo de 2 K por tesla, segundo Rowe et al. (2005));
- Nenhuma ou mínima histereses térmica e magnética;
- Elevada capacidade térmica, para aumentar a massa térmica da matriz regenerativa;
- Alta condutividade térmica;
- Estabilidade química;
- Alta resistência elétrica para evitar correntes parasitas;
- Propriedades mecânicas compatíveis com os processos de fabricação;
- Ser abundante e ter baixo custo.

Os principais materiais magnetocalóricos utilizados em aplicações ao redor da temperatura ambiente são as ligas de gadolínio, o único elemento puro que desenvolve um efeito magnetocalórico elevado nestas faixas de temperaturas (KITANOVSKI et al., 2015). Esse material é capaz de satisfazer quase todos os requisitos acima listados. Apesar do seu alto custo, é o material referência para estudos em refrigeração magnetocalórica.

Além disso, ligas binárias à base de gadolínio (GdR, onde R é um segundo elemento como térbio, érbio, disprósio e ítrio) possuem propriedades termo-magnéticas semelhantes às do Gd puro, mas com diferentes temperaturas de Curie. Isso possibilita o desenvolvimento e aplicação de regeneradores do tipo multicamada. Conforme descrito anteriormente, quando o regime cíclico de operação é atingido, um perfil de temperaturas é estabelecido ao longo de sua extensão, entre os reservatórios térmicos quente e frio. A magnitude deste perfil depende, dentre outros aspectos, do valor local de ΔT_{ad} , que é função da temperatura naquele ponto do regenerador. Em um RMA composto por apenas um material (mono camada), o maior valor de ΔT_{ad} irá ocorrer na posição ao longo da matriz em que a temperatura local seja igual a T_c (ver Fig. 2.3). Quando o regenerador é composto de camadas de composições distintas dispostas longitudinalmente, amplifica-se o EMC como um todo, já que um maior valor de ΔT_{ad} local pode ser obtido, dependendo da composição e da temperatura naquele ponto específico da camada. Desta forma, a utilização de materiais com diferentes T_c pode melhorar o desempenho do RMA (CARARO et al., 2016). Teyber et al. (2016b), Cararo et al. (2016) e Rowe e Tura (2006) reportaram resultados numéricos e experimentais promissores utilizando ligas de GdY, GdTb e GdEr em configurações multicamadas.

Existem também ligas à base de Gd com transição de primeira ordem, como a família Gd(Si,Ge). Esta ligas apresentam o chamado efeito magnetocalórico “gigante” que, segundo Pecharsky e Gschneidner (1997), podem superar em até 30% o valor de ΔT_{ad} do gadolínio. Apesar do seu EMC ser mais elevado, estes materiais apresentam alta histerese térmica e magnética, as quais contribuem drasticamente para as perdas em um dispositivo magnetocalórico (KITANOVSKI et al., 2015). Ademais, para a liga estudada por Pecharsky e Gschneidner (1997), o pico de ΔT_{ad} é mais acentuado e ocorre em temperaturas abaixo das apresentadas pelo Gd, prejudicando dessa forma sua aplicação a temperaturas ambiente.

A grande desvantagem das ligas de Gd está no seu alto custo. Alternativas com menores custos são as ligas baseadas em La(Fe,Si), as quais possibilitam alterar sua T_c de acordo com a composição da liga, para a sua aplicação como regeneradores multicamadas. Estudos experimentais apresentados por Zimm et al. (2006), Engelbrecht, Bahl e Nielsen (2011) e Tušek et al. (2014) mostram que a performance desses materiais ainda é inferior à das ligas de gadolínio.

Outras opções seriam ligas baseadas em manganês e as manganitas, que também apresentam potencial para a aplicação em sistemas de refrigeração magnetocalórica (BRÜCK et al., 2008; PHAN; YU, 2007).

2.2 REGENERADORES TÉRMICOS

Regeneradores são trocadores de calor que possuem uma massa de armazenamento de calor, normalmente formada por um meio poroso ou por uma malha com alta área de troca de calor intersticial, pela qual duas correntes de fluido escoam alternadamente. Em uma primeira etapa, a matriz regenerativa de alta capacidade térmica absorve calor de uma corrente de fluido (etapa quente ou de armazenamento) e, na etapa seguinte, após a reversão do sentido de escoamento, este calor é rejeitado para a outra corrente (etapa fria ou de recuperação) (SCHMIDT; WILLMOTT, 1981; HAUSEN, 1983). Regeneradores térmicos possuem diversas aplicações industriais, como o aproveitamento de calor residual em plantas de potência ou turbinas a gás e como trocadores de calor internos em ciclos termodinâmicos (KUPPAN, 2000).

Em termos de configurações, existem dois tipos de regeneradores, os rotativos e os de leito fixo. Nos regeneradores rotativos, a matriz é disposta em forma de discos que ao girar submetem periodicamente o material da matriz a escoamentos frio e quente, que fluem sempre no mesmo sentido. A inversão do escoamento através de uma região desse tipo de regenerador é garantido por sua rotação. Já os regeneradores de leito fixo são estáticos, e a inversão do sentido do escoamento em seu interior é garantido através do controle de válvulas, que permitem os escoamentos provenientes das fontes de maneira alternada. Para que o funcionamento de regeneradores de leito fixo seja contínuo, é possível associar dois ou mais leitos em série.

2.2.1 Parâmetros de Performance de um Regenerador

A utilização eficiente de regeneradores térmicos na refrigeração magnética requer que seus parâmetros sejam otimizados do ponto de vista térmico, para que todo o potencial do EMC possa ser devidamente aproveitado. Normalmente o desenvolvimento de regeneradores leva em consideração os seguintes parâmetros (SCHMIDT; WILLMOTT, 1981; HAUSEN, 1983):

- Condutância térmica global, UA_{TC} , onde U é o coeficiente de transferência de calor global e A_{TC} é a área intersticial de transferência de calor;
- Temperaturas de entrada dos escoamentos quente e frio, que no caso de refrigeração magnética são representadas pelas temperaturas dos reservatórios quente e frio T_{RF} e T_{RQ} ;
- Capacidade térmica do fluido durante os escoamentos quente e frios, C_{EQ} and C_{EF} , onde $C = \dot{m}c_{p,f}$;
- Capacidade térmica da matriz $((mc)|_s)$;
- Frequência de operação;

O resultado esperado com seleção adequada destes parâmetros são temperaturas médias de saída do fluido nas extremidades fria e quente do regenerador (\bar{T}_F e \bar{T}_Q) que satisfaçam as demandas de um sistema. Uma forma de relacionar os parâmetros listados acima se dá por meio de grandezas adimensionais, úteis tanto para o projeto quanto para a avaliação de sistemas. Nesse sentido, a grandeza adimensional mais utilizada é a efetividade ϵ , que é definida como a razão entre a transferência de calor real entre o fluido e a matriz durante uma etapa \dot{Q}_E , e a transferência máxima que seria termodinamicamente possível durante esta mesma etapa \dot{Q}_{\max} :

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_{\max}} \quad (2.4)$$

Escrevendo a equação 2.4 para as duas etapas do ciclo regenerativo:

$$\epsilon_{EF} = \frac{C_{EF}(\bar{T}_Q - T_{RF})}{C_{\min}(T_{RQ} - T_{RF})} \quad (2.5)$$

$$\epsilon_{EQ} = \frac{C_{EQ}(T_{RQ} - \bar{T}_F)}{C_{\min}(T_{RQ} - T_{RF})} \quad (2.6)$$

nas quais C_{\min} é o menor valor entre C_{EF} e C_{EQ} . \bar{T}_Q e \bar{T}_F são, respectivamente, as médias das temperaturas na saída do lado quente e frio do regenerador, e T_{RF} e T_{RQ} , as temperaturas de entrada do

lado frio e quente, que representariam as temperaturas dos reservatórios térmicos em contato com o regenerador. Caso os valores de capacidade térmica das duas etapas sejam iguais, as equações 2.5 e 2.6 podem ser escritas como:

$$\epsilon_{\text{EF}} = \frac{\bar{T}_{\text{Q}} - T_{\text{RF}}}{\bar{T}_{\text{RQ}} - T_{\text{RF}}} \quad (2.7)$$

$$\epsilon_{\text{EQ}} = 1 - \frac{\bar{T}_{\text{F}} - T_{\text{RF}}}{\bar{T}_{\text{RQ}} - T_{\text{RF}}} \quad (2.8)$$

A efetividade de um regenerador pode ser avaliada em função de outros números adimensionais que envolvem os parâmetros do regenerador. Uma forma muito encontrada em trabalhos sobre RMA (TREVIZOLI et al., 2016; TEYBER et al., 2016a) é a relação $\epsilon_{\text{E}} = f(\phi, NTU)$, na qual a efetividade é função da utilização ϕ e do número de unidades de transferência NTU .

A utilização representa a razão entre a capacidade térmica do fluido, que escoo durante uma etapa, e a capacidade térmica do sólido, sendo definida por:

$$\phi = \frac{\dot{m}c_{\text{p,f}}\tau}{mc} \quad (2.9)$$

em que \dot{m} e τ são a vazão mássica e a duração da respectiva etapa de escoamento, $c_{\text{p,f}}$ é o calor específico a pressão constante do fluido e m a massa de sólido. Uma matriz com boas propriedades regenerativas deve apresentar uma alta capacidade térmica para que esta consiga armazenar energia do fluido sem alterar substancialmente sua temperatura (NELLS; KLEIN, 2009).

O segundo parâmetro é o NTU , definido como a razão entre a condutância térmica global e a capacidade térmica do fluido em uma etapa:

$$NTU = \frac{UA_{\text{TC}}}{\dot{m}c_{\text{p,f}}} \quad (2.10)$$

Considerando apenas a troca de calor por convecção entre o sólido e o fluido, o valor de U neste trabalho é diretamente relacionado ao coeficiente de transferência de calor intersticial h . Em trocadores de calor que são parte integrante de um sistema termodinâmico, cuja eficiência é fortemente influenciada pela efetividade do

trocador (como é o caso dos ciclos regenerativos de refrigeração magnética), é recomendável que o valor de NUT seja o maior possível para que a efetividade possa se aproximar da unidade.

A relação $\epsilon = f(\phi, NTU)$ para um regenerador balanceado e simétrico pode ser verificada na Fig. 2.5, apresentada por Nellis e Klein (2009). Os resultados desta figura são baseados na solução das equações de energia do fluido e do sólido para regeneradores ideais obtida por Dragutinovic e Baclic (1998). Os resultados apresentados permitem concluir que, na ausência de perdas, quanto menor o valor de ϕ e maior o valor de NTU , maior será a efetividade. Entretanto, para valores de utilização maiores que a unidade, a efetividade do regenerador ideal atinge um limite abaixo da unidade, a partir do qual se estabelece um regime assintótico.

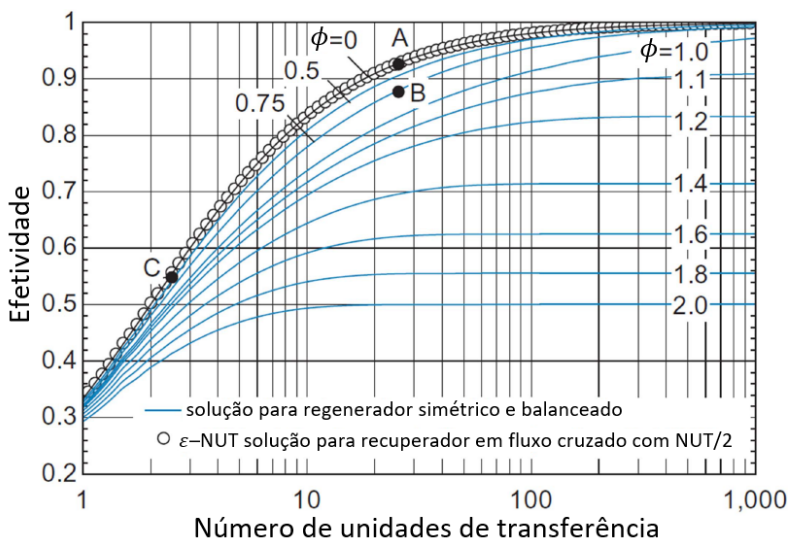


Figura 2.5 – Efetividade em função do NTU e de ϕ para regeneradores simétricos e balanceados. Adaptado de Nellis e Klein (2009).

A respeito de regeneradores reais, Trevizoli et al. (2014) realizou uma avaliação experimental da efetividade de matrizes compostas por esferas de aço inoxidável, chumbo e gadolínio em diferentes faixas de ϕ e NUT . Os resultados para as esferas de aço inoxidável estiveram bem próximas do comportamento de um regenerador ideal, na medida em que ϵ diminuiu com a redução do NUT e com o aumento de ϕ .

Para as matrizes de gadolínio e chumbo, entretanto, um com-

portamento diferente foi observado para menores valores de ϕ . Para esses casos, o aumento de NUT prejudicou a efetividade do regenerador. Mantendo-se uma utilização constante, os autores aumentavam o valor de NUT através da redução da frequência de operação do regenerador. Menores frequências, por sua vez, não proporcionam valores elevados de h , de forma que a condução axial de calor, um mecanismo de perda térmica associada ao gradiente de temperatura longitudinal, tornou-se comparável à convecção de calor entre fluido e sólido. Com isso a efetividade do regenerador foi penalizada.

Em um estudo posterior, Trevizoli, Peixer e Barbosa Jr. (2016) avaliaram experimentalmente a efetividade de regeneradores compostos por esferas de aço inoxidável, com o objetivo de verificar os efeitos de suas características geométricas, como razão de aspecto e diâmetro de esferas. Os autores concluíram que razões de aspecto maiores e diâmetros de partículas menores contribuem para o aumento de ϵ . Porém, aumentos excessivos da razão de aspecto não resultam em um aumento de ϵ , e acabam por reduzir a performance do regenerador devido a grande perda viscosa associada ao escoamento do fluido.

Outras duas variáveis que influenciam a efetividade de um regenerador térmico são os fatores de balanceamento ψ e assimetria σ . A performance do regenerador em termos de sua efetividade e resposta transiente é alterada caso a quantidade de massa bombeada durante uma etapa seja diferente da que retorna durante a seguinte, ou caso os calores específicos dos fluidos sejam diferentes. Para quantificar a influência desse desbalanceamento, é comum utilizar a variável ψ é definida como:

$$\psi = \frac{\phi_{EF}}{\phi_{EQ}} \quad (2.11)$$

ou então por variações desta, apresentadas em trabalhos que avaliam a performance de regeneradores (DAS; SAHOO, 1999; BACLIC; DRAGUTINOVIC, 1991; SCHMIDT; WILLMOTT, 1981; SADRAMELI; AJDARI, 2015; SADRAMELI, 2016).

Quando, por sua vez, o valor do NTU é diferente para as duas etapas de escoamento, o funcionamento do regenerador é caracterizado como assimétrico. O fator de assimetria é definido por:

$$\sigma = \frac{NTU_{EF}}{NTU_{EQ}} \quad (2.12)$$

Neste contexto, Das e Sahoo (1999) e Baclic e Dragutinovic (1991) apresentaram soluções de modelos matemáticos que sugerem uma melhor performance em termos de efetividade e menores irreversibilidades térmicas quando existe algum desbalanceamento em regeneradores operando em condições adiabáticas. Sadrameli e Ajdari (2015) afirmam também que a performance de regeneradores térmicos pode ser melhorada para valores de ψ e σ diferentes da unidade.

Trevizoli et al. (2014) e Trevizoli, Peixer e Barbosa Jr. (2016) utilizam um terceiro fator, o balanceamento de efetividades β_ϵ , definido como:

$$\beta_\epsilon = \frac{\epsilon_{EF}}{\epsilon_{EQ}} \quad (2.13)$$

Valores diferentes da unidade foram observados em medições experimentais de diversas matrizes, atribuindo-se este fato à dependência em relação à temperatura das capacidades térmicas específicas do sólido, o que resulta em variações locais de ϕ e, conseqüente, de ϵ .

Destaca-se que, dentre as três quantidades apresentadas, a variável ϵ depende de menos correlações e aproximações de propriedades, portanto é a mais favorável para ser avaliada experimentalmente. Porém, desbalanceamentos de efetividade podem ser resultados tanto de ψ quanto de σ , logo, estas duas permitem a verificação das causas do desbalanceamento de efetividade ϵ .

2.3 REGENERADORES MAGNÉTICO-ATIVOS

Os regeneradores magnético-ativos (RMAs) são baseados no ciclo termo-magnético de Brayton, apresentado esquematicamente na Fig. 1.1. Tal ciclo é composto por quatro etapas, duas nas quais o material é submetido a variações de campo magnético sob condições adiabáticas, e duas de escoamento e troca de calor a campo magnético fixo. A fig. 2.6 apresenta estas quatro etapas em um diagrama $T - S$.

Como mencionado no Capítulo 1, em um RMA cada volume infinitesimal de material magnetocalórico realiza um ciclo Brayton específico, cujas temperaturas de reservatórios são as temperaturas dos volumes vizinhos. O perfil espacial de temperatura em um RMA durante operação do ciclo Brayton ideal é exemplificado na Fig. 2.7.

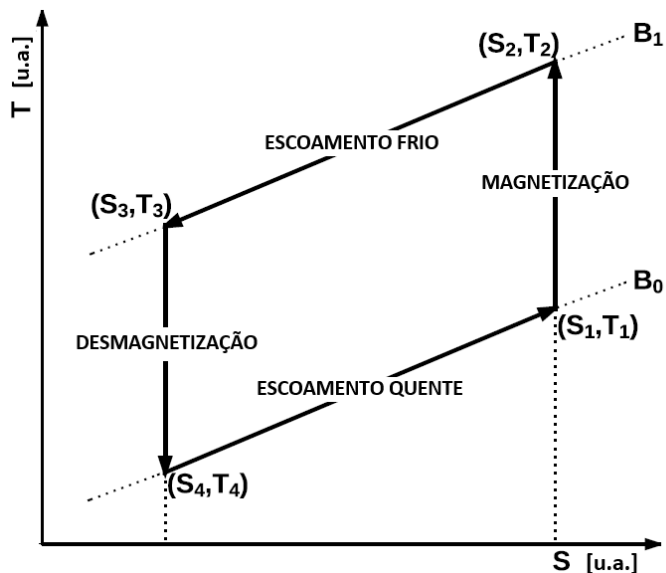


Figura 2.6 – Diagrama $T - S$ de um material magnetocalórico submetido ao Ciclo Termo-magnético Brayton (TREVIZOLI, 2015).

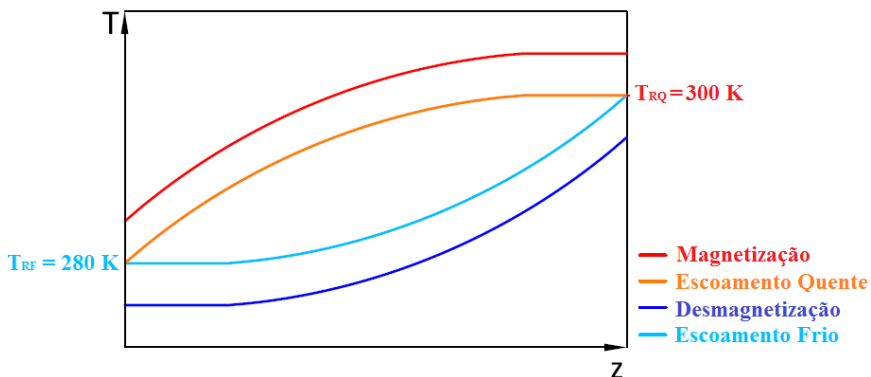


Figura 2.7 – Perfil longitudinal de temperaturas no final de cada etapa do ciclo Brayton. Adaptado de Barbosa Jr., Lozano e Trevizoli (2014).

Outros ciclos disponíveis são o de Ericsson, o de Carnot ou combinações destes. O ciclo de Ericsson diferencia-se do Brayton na

medida em que suas etapas de variação de campo magnético são realizadas de forma isotérmica ao invés de adiabáticas. O ciclo de Carnot, por sua vez, distingui-se do Brayton por substituir as etapas de escoamento com campo magnético constante por etapas de variação de campo magnéticas isotérmicas. Os digramas T-S destes dois ciclos podem ser visualizados nas figuras 2.8 e 2.9.

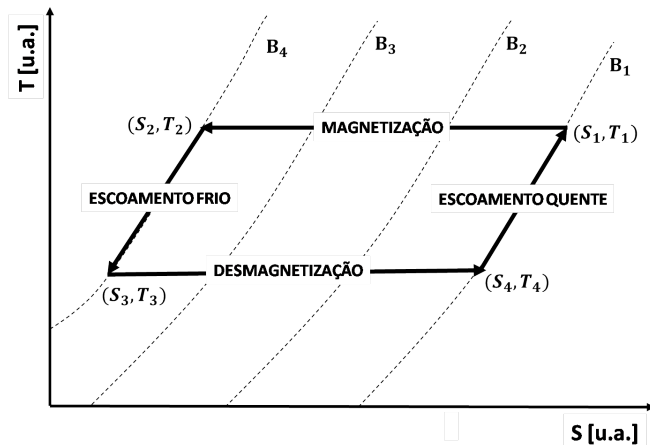


Figura 2.8 – Diagrama T-s de um material magnetocalórico submetido ao Ciclo Termo-magnético Ericsson (KITANOVSKI et al., 2015).

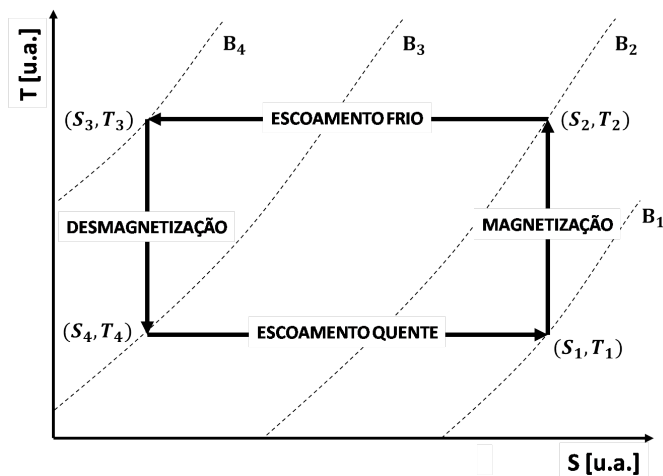


Figura 2.9 – Diagrama T-s de um material magnetocalórico submetido ao Ciclo Termo-magnético de Carnot (KITANOVSKI et al., 2015).

Existe ainda o ciclo de Stirling, que foi utilizado pelo trabalho pioneiro de Brown (1976). Além dos processos de magnetização e desmagnetização isotérmicas, o ciclo de Stirling apresenta etapas de magnetização e desmagnetização na presença de regeneração de calor e conseqüente variação de temperatura. Neste caso, o fluido é que trabalha como um regenerador e por definição não é utilizado um RMA.

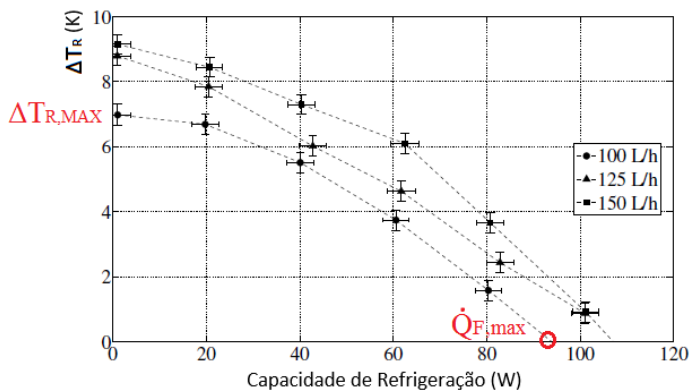


Figura 2.10 – Curva de desempenho do sistema apresentado em Lozano (2015). Destaque para os pontos de $\Delta T_{R,max}$ e $\dot{Q}_{F,max}$ esperados para a vazão de 100 L/h.

A performance de RMAs é geralmente avaliada em termos de curvas de desempenho, as quais apresentam a capacidade de refrigeração em função da diferença de temperatura entre reservatórios (ΔT_R), como mostrada na figura 2.10. Quando nenhuma capacidade de refrigeração \dot{Q}_F é exigida do RMA (condição conhecida como “no-load”), a diferença de temperaturas ΔT_R atinge o seu valor máximo $\delta T_{R,max}$. A medida que uma carga térmica é imposta e o valor de \dot{Q}_F aumenta, a diferença de temperaturas ΔT_R mantida pelo RMA diminui, até o ponto em que ΔT_R é nulo e o sistema atinge seu ponto de capacidade \dot{Q}_F máxima. Os pontos $\Delta T_{R,max}$ e $\dot{Q}_{F,max}$ apesar de serem reportados muitas vezes na literatura apresentam pouco valor prático (SMITH et al., 2012), pois a capacidade de refrigeração exergética, definida como:

$$EXG_{\dot{Q}_F} = \frac{\dot{Q}_F \Delta T_R}{T_{RF}} \quad (2.14)$$

é nula (ROWE, 2011).

A partir da curva de desempenho e de dados de potência consumida pelo sistema é possível calcular valores de coeficiente de performance COP e eficiência de segunda lei η_{2nd} . É recomendável que uma avaliação completa de um RMA forneça estes dados para diferentes condições de operação em termos de frequência do ciclo, vazão mássica e ΔT_R .

2.4 SISTEMAS DE DISTRIBUIÇÃO DE FLUIDO PARA RMAS

No desenvolvimento de um regenerador magnético ativo, um importante requisito de projeto é ter um escoamento contínuo e unidirecional nos trocadores de calor. Contudo, nos regeneradores, o escoamento é alternado ou oscilatório, visto que as correntes quente e fria escoam em sentidos opostos e em diferentes tempos do ciclo. Desta forma, se faz necessário, em especial para regeneradores de leito fixo, o uso de válvulas direcionais (lineares ou rotativas) ou de bombas de duplo efeito associadas a válvulas de controle de direção. Portanto, a seleção do sistema hidráulico para RMAs não é uma tarefa trivial. Dentre os protótipos desenvolvidos até o momento, é possível classificar os sistemas hidráulicos utilizados como:

- Válvulas rotativas com vedação face-a-face: Sistemas dinamarquês de Engelbrecht et al. (2012), americano de Jacobs et al. (2014), japonês de Hirano et al. (2010), italiano de Aprea et al. (2014) e brasileiro de Lozano (2015);
- Válvulas de assento atuadas por anéis de cames: Sistema dinamarquês de Eriksen et al. (2015a);
- Bomba-pistão e válvulas de retenção: Sistemas canadense de Tura e Rowe (2011) e Arnold et al. (2014), e brasileiro de Trevizoli (2015);
- Bomba-pistão e válvulas de retenção em conjunto com válvulas direcionais acionadas por um eixo de comando de válvulas: Sistemas canadense de (TEYBER et al., 2016a).

Os dois primeiros grupos têm por característica fornecer um escoamento com perfil temporal trapezoidal, enquanto que o terceiro fornece um escoamento senoidal. Uma vantagem do perfil trapezoidal é que, comparando-se casos em que a quantidade de massa deslocada durante uma etapa é a mesma, este apresenta valores máximos

de perda de carga menores que o perfil senoidal, como pode ser concluído a partir dos perfis de vazão mássica instantânea apresentadas na Fig. 2.11. Logo, o perfil senoidal apresentará uma maior potência de bombeamento no ciclo, para uma mesma massa deslocada, além de requerer um sistema hidráulico mais robusto para suportar o pico de pressão nos períodos onde a velocidade do escoamento é máxima. A quarta solução da lista foi desenvolvida por Teyber et al. (2016a) para viabilizar a variação do perfil de escoamento através do desvio de determinada quantidade de fluido que escoaria pelo regenerador. Maiores detalhes acerca deste trabalho serão apresentados na seção 2.6.

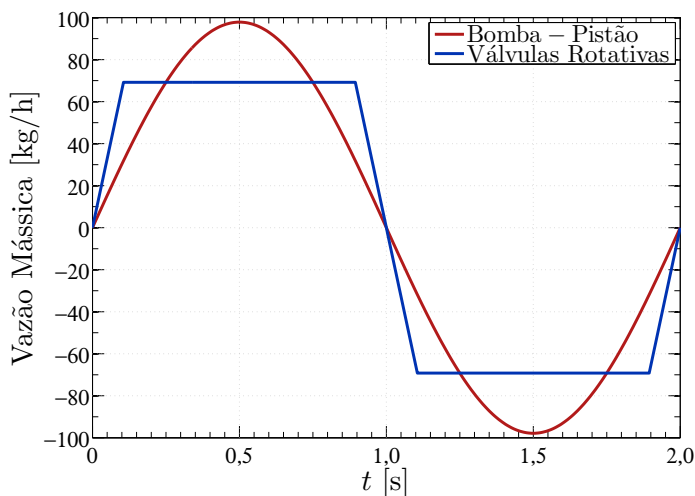


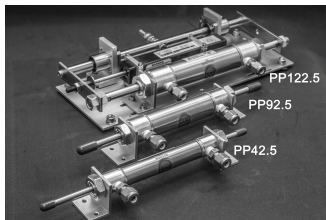
Figura 2.11 – Perfis de vazão mássica fornecidos por uma bomba-pistão e por um conjunto bomba e válvulas rotativas para uma frequência de 0,5 Hz e utilização unitária constante.

Em termos de funcionalidade, a bomba pistão tem a vantagem de fornecer um volume de massa de fluido deslocado fixo a cada etapa do ciclo, quente ou frio. Logo, existe um inerente balanceamento entre a massa que escoar a cada etapa para esta bomba. Para os demais tipos de sistemas hidráulicos, o balanceamento de massa não é diretamente garantido, tendo em vista que a massa de fluido deslocada em cada etapa é função da resistência hidráulica e da fração de tempo de escoamento fornecido pelas válvulas.

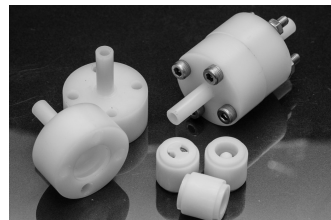
No que concerne ao consumo energético, Capovilla et al. (2016) realizaram a análise de performance de um sistema acionado por um

conjunto bomba-válvula rotativa de vedação face-a-face (LOZANO, 2015) e constataram que as válvulas são responsáveis pela maior parcela da potência requerida pelo sistema, devido ao atrito entre as faces de vedação da válvula. Para a bomba-pistão, Trevizoli et al. (2016) observaram que o gasto energético de bombeamento só é dominante para fatores utilização e frequências de operação maiores. Eriksen et al. (2015a) e (TEYBER et al., 2016a) não apresentaram detalhes do consumo energético do sistema de cames.

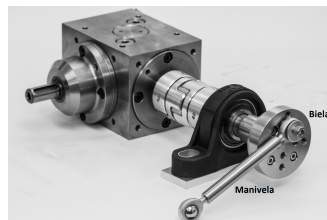
Uma outra solução foi proposta por Cardoso et al. (2016), que sugeriram o emprego de válvulas solenoides acionadas eletronicamente. As vantagens desse tipo de solução seriam sua maior flexibilidade quanto a montagem, manutenção e seleção de tempos de escoamento das etapas do ciclo, o que pode ser utilizado para compensar o desbalanceamento de massa e também facilitaria a aplicação dos resultados obtidos no presente trabalho, que serão apresentados mais adiante. As desvantagens dessa solução seriam a dissipação de calor por efeito Joule, que representaria uma carga térmica adicional, e o consumo energético, que cresce linearmente com o número de válvulas utilizadas.



(a)



(b)



(c)

Figura 2.12 – Sistema de bombeamento Trevizoli (2015) (a) Bombas-pistão; (b) Válvulas de retenção; (c) Mecanismo biela-manivela (TREVIZOLI, 2015).

Para exemplificar como um sistema de bombeamento por bombas-pistão é acionado, a Fig. 2.12 apresenta os principais componentes do sistema hidráulico no sistema desenvolvido por Trevizoli (2015), e que foi utilizado anteriormente no mesmo aparato do presente trabalho, tendo sido substituído por um sistema bomba e válvulas rotativas para o desenvolvimento desta dissertação. Em sua configuração, a potência mecânica necessária para o funcionamento da bomba é fornecida por um mecanismo biela-manivela (Fig. 2.12 (c)) acionada pelo torque de um motor de passo.

O funcionamento do sistema válvula-rotativa será detalhado no capítulo 3, com a descrição completa do aparato experimental. A solução utilizando válvulas solenoides ainda está em desenvolvimento no POLO, e teste iniciais indicam que ela será viável.

2.5 BALANCEAMENTO DE MASSA EM RMAS

Como mencionado na seção 2.4, as soluções hidráulicas aplicadas em RMA's estão sujeitas a problemas de balanceamento de massa. Os estudos da seção 2.2.1 sobre o balanceamento de regeneradores térmicos poderiam ajudar no entendimento desta questão. Porém, eles diferenciam-se da proposta deste e de outros trabalhos sobre refrigeração magnetocalórica, pois, para um RMA, a variação entre a temperatura de entrada e saída das correntes de fluido devem ser da mesma ordem em ambas as etapas de escoamento, enquanto que em regeneradores passivos (que não apresentam o efeito magnetocalórico) isso não é necessariamente um requisito, como no caso da aplicação de regeneradores para a recuperação de calor.

A importância do parâmetro de desbalanceamento em RMAs foi primeiramente verificada por Zimm e Russek (2009). Os autores realizaram testes em um aparato experimental operado como um refrigerador cujo principal objetivo era reduzir a temperatura de uma massa de fluido até determinado valor. Os resultados indicaram que, neste tipo de operação, o desbalanceamento pode contribuir com a melhora do *COP* do sistema, como verificado na Fig. 2.13.

É importante ressaltar que o modo de operação descrito por Zimm e Russek (2009) requer o desbalanceamento, pois ele utiliza apenas uma parcela de massa que escoar durante o período quente para trocar calor com o reservatório frio, enquanto a maior parcela do fluido deslocado nesta etapa retorna para o regenerador sem interagir com o reservatório. A fração de fluido que interage com o reservatório frio retorna diretamente para a entrada do lado quente

(entrada do escoamento quente) sem escoar pelo regenerador. Desta forma, a massa deslocada na etapa quente sempre será maior. Lionte et al. (2016) realizaram um estudo numérico-experimental semelhante ao de Zimm e Russek (2009), e para o sistema em questão, determinaram um valor ideal de desbalanceamento.

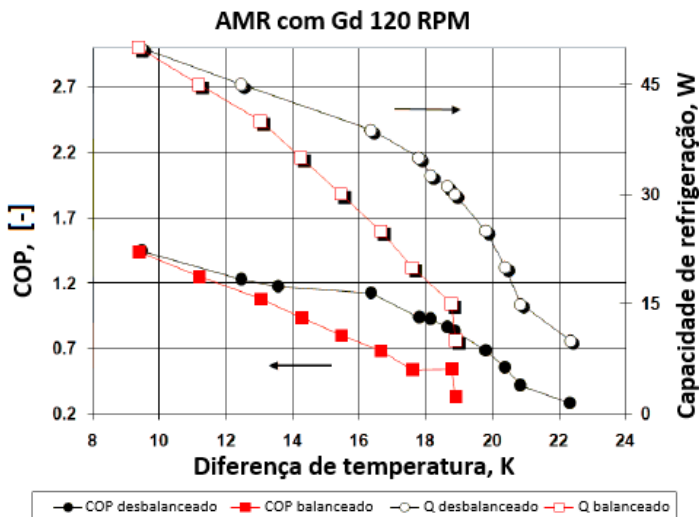


Figura 2.13 – Aumento medido de capacidade de refrigeração (curvas superiores) e de coeficiente de performance (curvas inferiores) quando o RMA é configurado para permitir um maior deslocamento de massa no escoamento quente (ZIMM; RUSSEK, 2009).

O procedimento descrito por Zimm e Russek (2009) é diferente do sistema de refrigeração magnética proposto neste trabalho, cujo foco é a retirada de calor de um reservatório térmico frio e a rejeição deste para um quente utilizando toda a quantidade de fluido deslocada nas etapas de escoamento para realizar as transferências de calor (ciclo de Brayton). Portanto, os resultados de Zimm e Russek (2009) e Lionte et al. (2016) não são válidos para a proposta desta dissertação. Estudos no sentido de caracterizar a importância do desbalanceamento em RMAs operando no ciclo de Brayton foram propostos por Eriksen et al. (2016). Os autores verificaram que o aparato descrito em Eriksen et al. (2015a) poderia ter seu desempenho melhorado por meio do controle do balanceamento de massa. No sistema em questão, o bombeamento de fluido era promovido por conjunto bomba e válvulas acionadas por cames.

A Fig. 2.14 apresenta medições de vazões para um dos onze regeneradores presentes no dispositivo. A diferença do patamar atingido pelo escoamento em sentidos opostos foi creditada à distinção entre as resistências ao escoamento de diferentes regeneradores, e ao fato de que eles são acionadas simultaneamente em paralelo. Logo, uma distribuição desigual da vazão mássica é verificada. Eriksen et al. (2015b) apresentaram resultados preliminares (figura 2.15) do ajuste da resistências hidráulicas através de válvulas de esfera e verificou uma melhoria de 3,4 K no ΔT_R , resultante da equalização das vazões mássicas nos diferentes períodos.

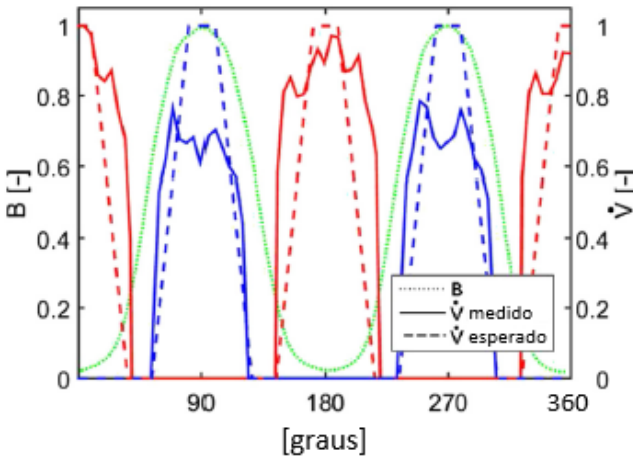


Figura 2.14 – Perfis normalizados de campo magnético e de escoamento em um dos regeneradores do sistema. Linhas vermelhas indicam o escoamento da etapa quente e as azuis da etapa fria (ERIKSEN et al., 2015a).

Posteriormente, Eriksen et al. (2016) avaliaram numericamente um, dois e múltiplos regeneradores sujeitos a diferentes condições de desbalanceamento. Primeiramente foi analisado um único regenerador sujeito a um escoamento oscilatório senoidal, semelhante ao que poderia ser fisicamente gerado por uma bomba-pistão. As equações de energia do fluido e do sólido foram resolvidas para diferentes valores do parâmetro u_V , definido pelo autor como:

$$u_V = \frac{V_{EQ} - V_{EF}}{V_{avg}} \quad (2.15)$$

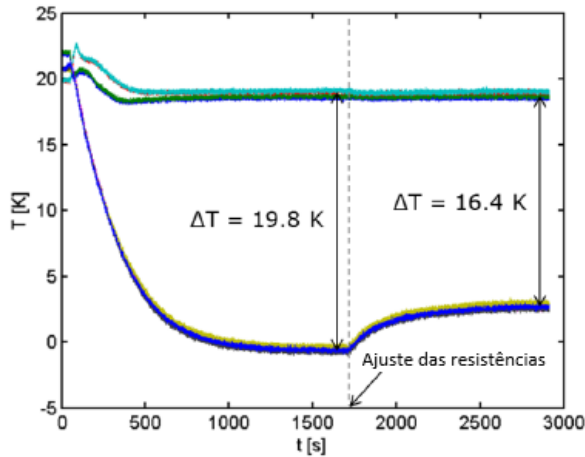


Figura 2.15 – Temperaturas do lado quente e frio durante um teste do AMR mostrando o efeito do ajuste da resistência hidráulica para um dos regeneradores do sistema (ERIKSEN et al., 2015b).

na qual, V_{avg} é a média do volume deslocada nos escoamentos quente (V_{EQ}) e frio (V_{EF}). Valores positivos de u_V indicam um excesso de massa escoando no período quente, enquanto valores negativos representam excesso de fluido proveniente do reservatório frio. A Fig. 2.16 exhibe os resultados de capacidade de refrigeração e calor rejeitado para uma variação de -5% até 5% no valor de u_V . Percebe-se que o excesso de fluido escoando em um sentido favorece o processo de troca de calor durante o sentido oposto. Por exemplo, um excesso de fluido escoando durante o período quente favorece a rejeição de calor durante o período frio. Ainda, na Fig. 2.16 a região na qual \dot{Q}_F é maior que \dot{Q}_Q não é consistente em relação a termodinâmica de refrigeradores, e só é possível, segundo Eriksen et al. (2016), caso exista um sistema energético externo que forneça excesso de fluido na temperatura do reservatório frio para o RMA.

Em seguida, Eriksen et al. (2016) incluíram um segundo regenerador em série no modelo, garantindo assim a continuidade do ciclo. Como consequência do acoplamento em série, o valor do desbalanceamento de um é igual ao do outro, porém, com sinal oposto, já que cada realiza etapas diferentes do ciclo simultaneamente. A fig. 2.17 apresenta a soma dos valores de \dot{Q}_F e \dot{Q}_Q dos dois regeneradores para valores absolutos de desbalanceamento variando de 0% a

5%, na qual percebe-se que o desbalanceamento sempre prejudicou a performance do conjunto.

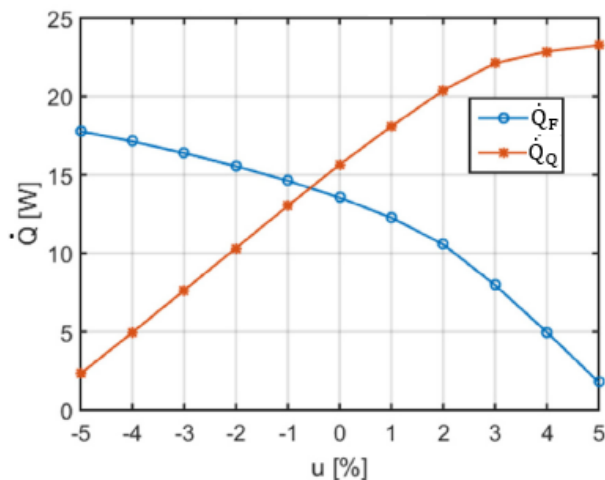


Figura 2.16 – Capacidade de refrigeração e calor rejeitado em função da fração u_V para um regenerador (ERIKSEN et al., 2016).

O comportamento dos valores de \dot{Q}_F e \dot{Q}_Q em relação ao u_V pode ser explicado pelos perfis de temperatura na fase sólida resultantes da operação sob diferentes condições de desbalanceamento. Para verificar essa hipótese, a fig. 2.18 apresenta as temperaturas do sólido ao longo do regenerador, na metade do período quente, para três valores de desbalanceamento. Conclui-se a partir destas figuras que os níveis de temperatura no sólido são maiores quando u_V é positivo (excesso de massa durante o período quente) e menores quando o u_V é negativo, ficando o caso balanceado em valores intermediários.

A matriz sólida com temperaturas mais altas é menos apta a receber o calor da fonte fria, explicando assim a redução em \dot{Q}_F . O contrário ocorre quando o desbalanceamento é negativo, para o qual a temperatura do sólido é menor e o regenerador é menos eficiente na rejeição de \dot{Q}_Q . Estas conclusões refletem-se na temperatura do fluido durante o período quente na extremidade fria, apresentada na fig. 2.19. Neste exemplo, a temperatura de saída do fluido é maior para o desbalanceamento positivo, portanto, neste caso, a absorção de \dot{Q}_F na fonte fria é prejudicada.

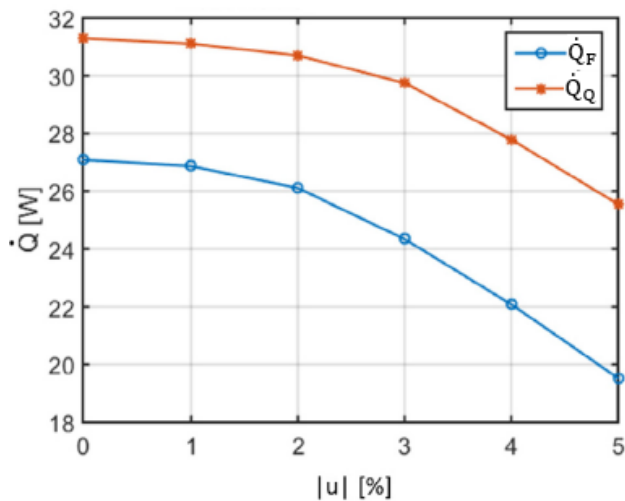


Figura 2.17 – Capacidade de refrigeração e calor rejeitado em função da fração u_V para dois regeneradores em série (ERIKSEN et al., 2016).

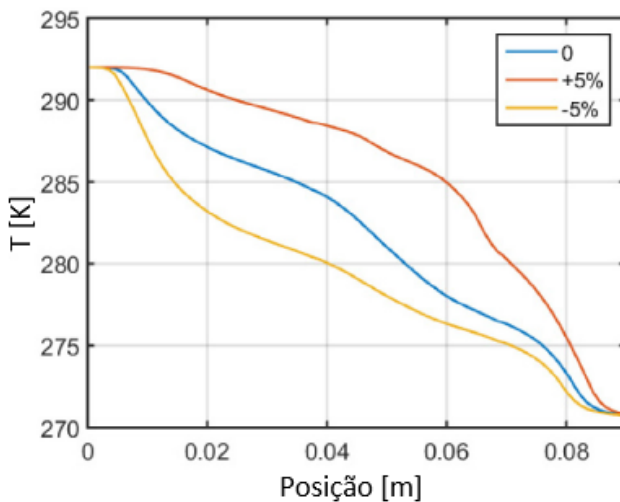


Figura 2.18 – Perfil axial de temperatura da matriz sólida na metade da etapa quente para três valores de u_V (ERIKSEN et al., 2016).

Por fim, os autores também modelaram a operação do sistema descrito por Eriksen et al. (2015a), que possui onze regeneradores atuando sempre em conjuntos de três a quatro em cada período do escoamento. À medida que o desvio padrão das resistências hidráulicas foi aumentado, a performance do sistema, em termos de capacidade de refrigeração e COP , foi prejudicada. Esses resultados indicam mais uma vez a importância do parâmetro u_V para um RMA. A redução do \dot{Q}_F para os piores casos em relação ao balanceado foi de mais de 40 W.

Teyber et al. (2016a) também verificaram a presença de um desbalanceamento de massa por meio medições internas de temperatura. Os resultados apresentados pelos autores alinham-se com os numéricos obtidos por Eriksen et al. (2015a). No caso de Teyber et al. (2016a), o desbalanceamento de massa foi provocado pela influência de oscilações do torque de acionamento do circuito hidráulico, que alterou a duração das etapas de escoamento.

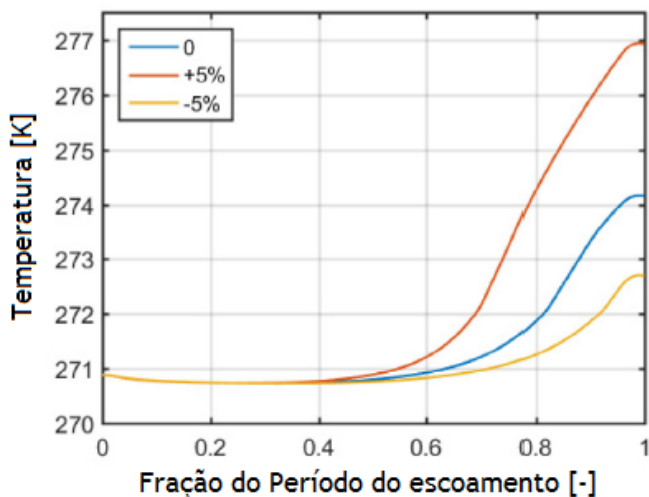


Figura 2.19 – Perfil transiente da temperatura do fluido saindo do regenerador durante o escoamento quente para três valores de u_V (ERIKSEN et al., 2016).

A fig. 2.20 apresenta as médias das temperaturas em diferentes posições para dois regeneradores operando em série do aparato de Teyber et al. (2016a). Os três gráficos foram obtidos para as mesmas condições de operação, exceto a razão de desvio δ , que é uma razão de volumes envolvendo volumes de fluido que passam pelo

regenerador e que são desviados em um circuito com bomba-pistão. Esta variável será melhor definida na seção 2.6. Os autores verificaram que quanto maior é a razão de desvio mais desbalanceada é a condição de operação do escoamento. Como resultado, existe um distanciamento das temperaturas internas (na posição adimensional 0,5) à medida que δ aumenta. Como os regeneradores operam em série, um desbalanceamento positivo em um é acompanhado respectivamente de um negativo no outro. Isso poderia explicar o afastamento das duas curvas em relação aos resultados do primeiro gráfico, cujo o desbalanceamento é zero.

2.6 SINCRONIZAÇÃO ENTRE PERFIS TEMPORAIS HIDRÁULICO E MAGNÉTICO

Como apresentado no Capítulo 1, a correta sincronização entre os perfis de campo magnético e de escoamento em um AMR pode impactar positivamente sua performance. Nesta seção, serão apresentados maiores detalhes sobre os trabalhos de Bjørk e Engelbrecht (2011), Trevizoli et al. (2014), Plaznik et al. (2013) e Teyber et al. (2016a), que foram os pioneiros na abordagem deste assunto.

Bjørk e Engelbrecht (2011) avaliaram por meio de uma solução numérica a influência de quatro parâmetros referentes ao acomplamento entre perfis: (i) a sincronização x_o , relacionada à diferença entre o instante em que o campo magnético começa a aumentar e o início do ciclo; (ii) a taxa de aceleração do escoamento, ou de rampa, $(w_{\text{total}} - w_{\text{top}})/2$, sendo w_{total} e w_{top} as frações do ciclo correspondentes ao período total de magnetização e ao período onde o valor do campo magnético é máximo respectivamente; (iii) o valor do campo magnético máximo $\mu_0 H_{\text{max}}$; (iv) o próprio w_{total} . A Fig. 2.21 apresenta esquematicamente os parâmetros avaliados.

Os parâmetros τ_1 a τ_4 (frações do período do ciclo) foram fixados em $\tau_1 = \tau_3 = 0,1$ e $\tau_2 = \tau_4 = 0,4$. Foi investigada uma extensa combinação de parâmetros geométricos de regeneradores de placas paralelas e leito de esferas, além de vários valores de vazão mássica e frequência de ciclo. Contudo, a apresentação dos resultados limitou-se apenas em separar os resultados de placas paralelas e de esferas, não sendo investigados o comportamento referente a diferentes características geométricas e pontos de operação.

Dos quatro parâmetros avaliados, a análise de w_{total} é a mais relevante para esta dissertação, uma vez que o aumento da fração de tempo do ciclo correspondente a magnetização, mantendo-se o

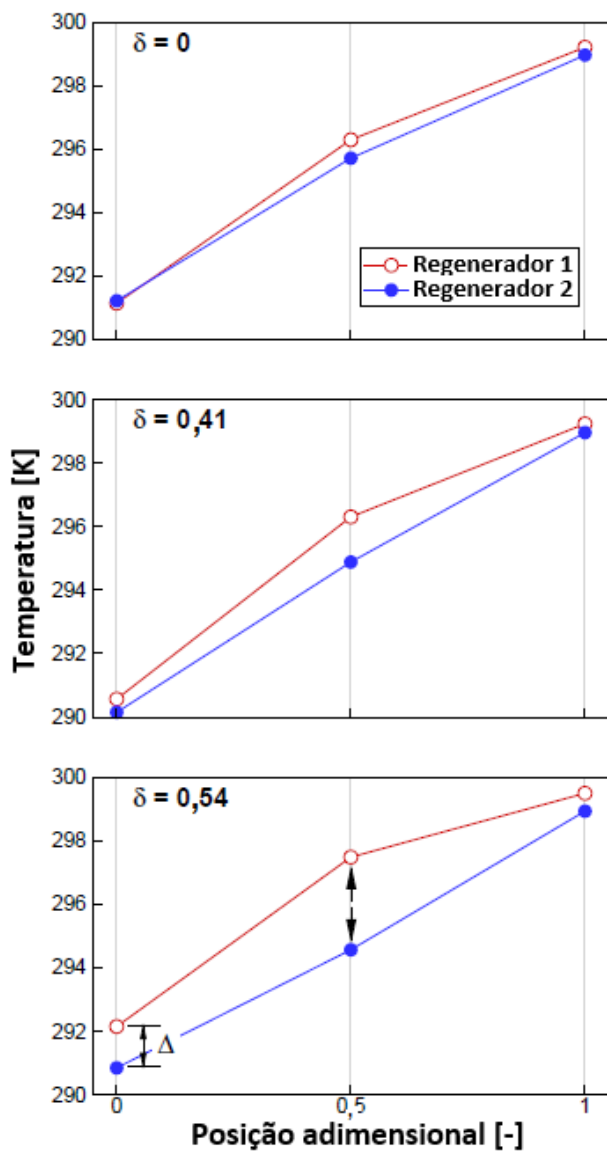


Figura 2.20 – Temperatura do regenerador com volume de fluido deslocado desbalanceado (TEYBER et al., 2016a).

perfil de escoamento fixo é análoga à proposta deste trabalho, que é a redução da fração de tempo de escoamento mantendo-se o perfil magnético fixo. A Fig. 2.22 exemplifica como seriam os perfis magnéticos referentes a quatro valores de w_{total} investigados pelos autores. Nesta figura, a variável t^* representa o tempo adimensional, definido na seção 4.1.1.

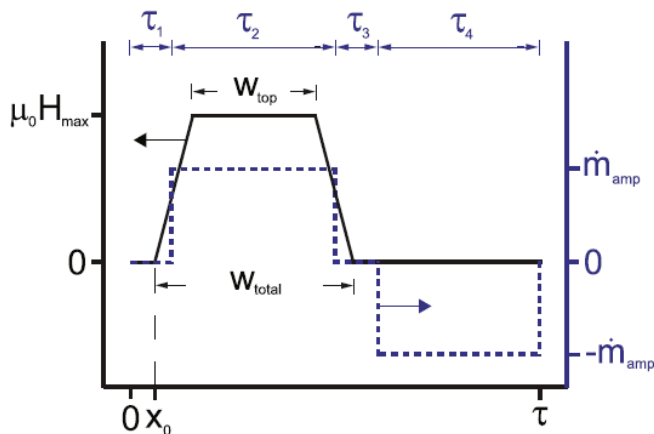


Figura 2.21 – Perfil de campo magnético (linha cheia) e de escoamento (linha tracejada) definidos pelos parâmetros utilizados por Bjørk e Engelbrecht (2011).

A capacidade de refrigeração máxima (figura 2.23(a)) e o ΔT_R máximo (figura 2.23(b)) em função de w_{total} foram obtidos para dois tipos de sincronização, definidos pelos autores como centralizada e sincronizada. A primeira centraliza os perfis de escoamento e campo magnético, enquanto que a segunda alinha o começo da rampa de descida do campo magnético com o início do período τ_3 .

Em relação à configuração centralizada, verifica-se que tanto o máximo \dot{Q}_F quanto ΔT_R aumentaram à medida que w_{total} aumentou, atingindo um máximo ao redor de $w_{total} = 0,55$. A partir deste ponto, o valor de \dot{Q}_F é prejudicado, pois a etapa de magnetização passa a ocorrer também durante o escoamento quente do ciclo (valores de \dot{m} negativos). Uma analogia destes resultados com o esperado desta dissertação sugere que a diminuição do tempo de escoamento (análoga ao aumento de w_{total}) apresenta o potencial de melhorar a performance do sistema. Os resultados para a configuração sincronizada apresentam comportamento semelhante, porém com maior

redução para valores de w_{total} maiores.

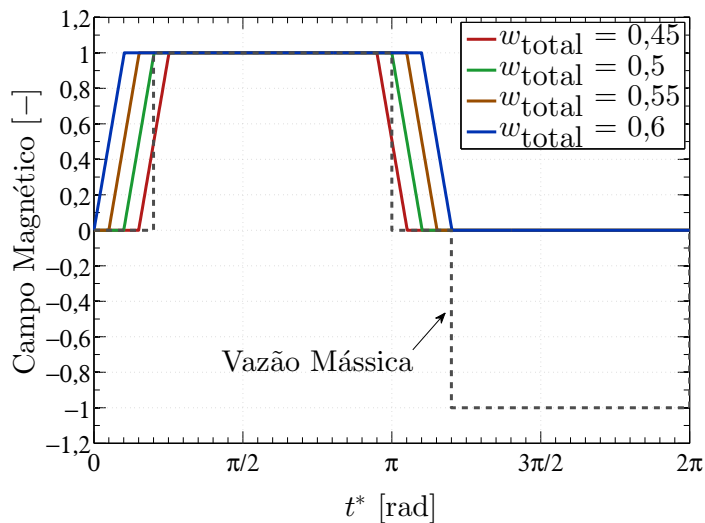
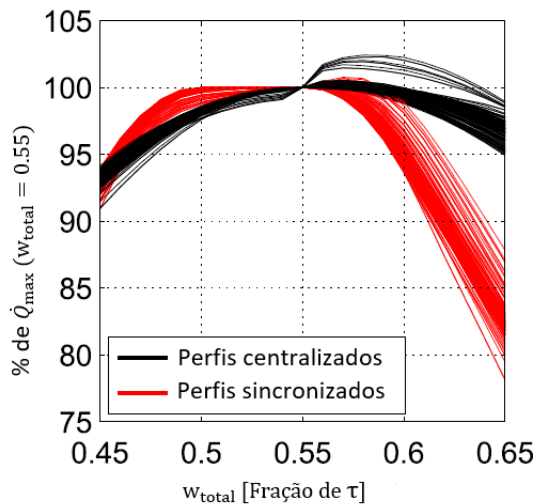
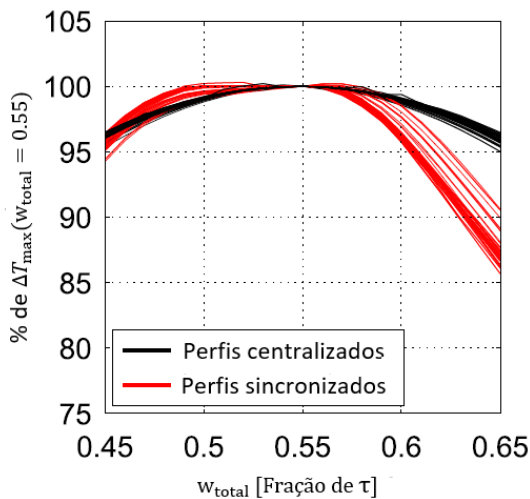


Figura 2.22 – Perfis de campo magnético (linha cheia) e de escoamento (linha tracejada) adimensionais para diferentes valores de w_{total} segundo a metodologia descrita em Bjørk e Engelbrecht (2011).



(a)



(b)

Figura 2.23 – (a) Capacidade de refrigeração máxima e (b) diferença de temperatura entre reservatórios máxima em função de w_{total} para um regenerador de esferas de gadolínio. As linhas pretas referem-se à configuração centralizada, e as vermelhas, à sincronizada Bjørk e Engelbrecht (2011).

Plaznik et al. (2013) também avaliaram, através de modelagem matemática, a influência da rampa de magnetização na performance de um RMA. Neste caso, os autores relataram uma melhoria de \dot{Q}_F à medida que o tempo de rampa era reduzido. Além disso, com o auxílio do modelo matemático e de um aparato experimental, foram investigados três modos de sincronização entre os perfis de campo magnético e escoamento, que resultaram em três diferentes ciclos termodinâmicos possíveis de serem aplicados em um RMA, ou seja, os ciclos Brayton, Ericsson e Híbrido.

A figura 2.24 apresenta as sincronizações dos perfis magnéticos (linha cheia) e hidráulicos (linha tracejada) propostos pelos autores. Nota-se que, enquanto um processo adiabático de variação de campo magnético ocorre na ausência de escoamento, para realizar um processo isotérmico (característico do ciclo Ericson) o fluxo de fluido é necessário. Na sincronização híbrida, uma parte da mag-

netização ocorre na presença de escoamento, e a outra, não. Tanto os resultados numéricos quanto os experimentais revelaram que em termos de capacidade de refrigeração e ΔT_R , os ciclos Brayton e Híbrido apresentaram desempenho semelhante e foram superiores ao ciclo Ericsson. Entretanto, a fração de tempo em que há escoamento durante a magnetização para o ciclo Híbrido não foi variada.

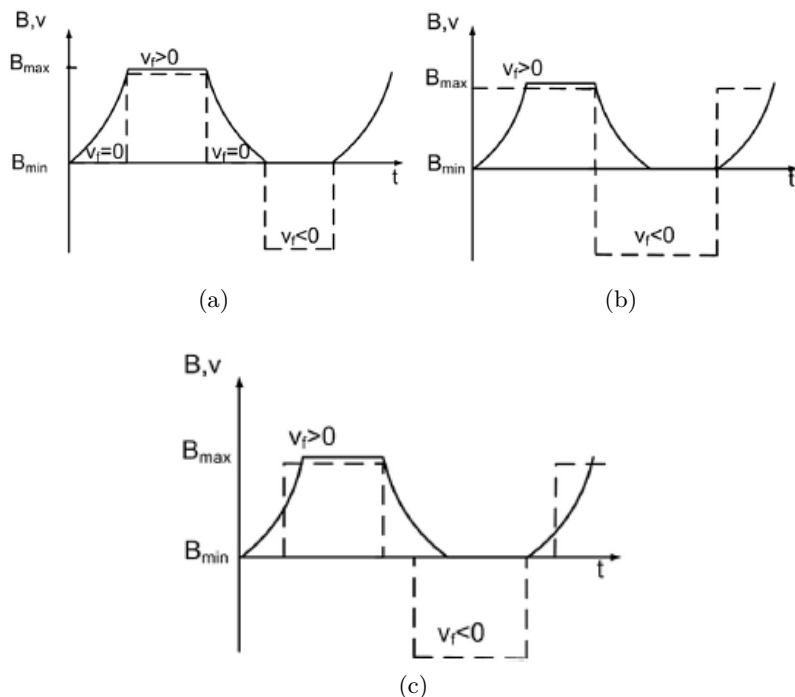


Figura 2.24 – Perfis de campo magnético e escoamento para os ciclos (a) Brayton; (b) Ericsson; (c) Híbrido. A variável v_f representa velocidade do fluido. Adaptado de (PLAZNIK et al., 2013).

Outro trabalho numérico acerca do acoplamento hidráulico-magnético foi desenvolvido por Trevizoli et al. (2014), que avaliaram a performance de um RMA sujeito a diferentes perfis de campo magnético, mantendo-se o de escoamento constante. O campo magnético instantâneo (em forma de degrau) foi comparado com os perfis senoidal e senoidal retificado (figura 2.25). Dentre os três, o perfil instantâneo mostrou-se superior, como mostra a figura 2.26, seguido do perfil senoidal. Os autores reportaram que a redução na curva

de desempenho do sistema operando sob perfil retificado pode ser relacionada ao tempo em que o sólido fica submetido a valores de campo magnético baixo, que é menor para o retificado e maior para o perfil instantâneo.

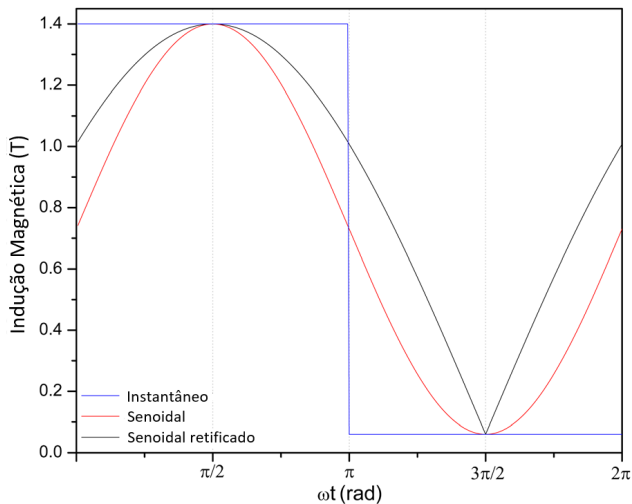


Figura 2.25 – Perfis de campo magnético instantâneo, senoidal e senoidal retificado. ω é a velocidade angular. (TREVIZOLI et al., 2014).

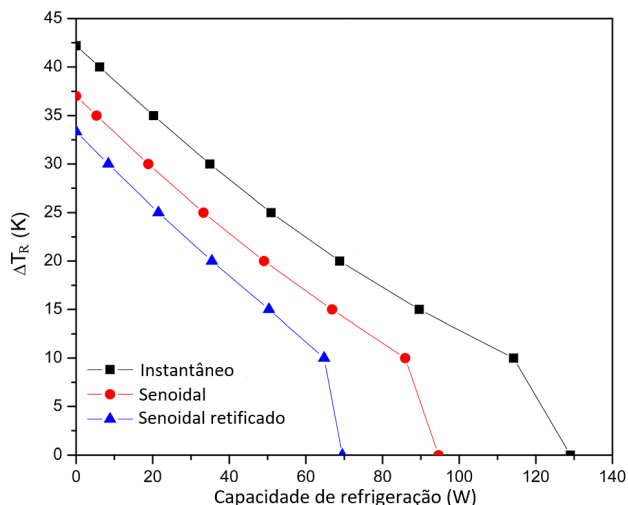
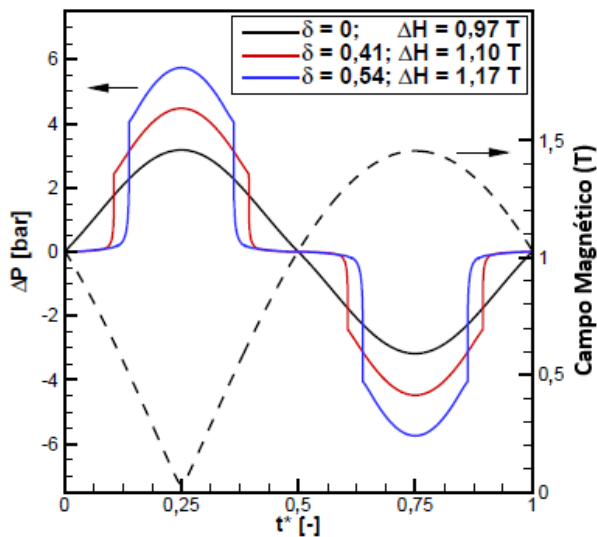


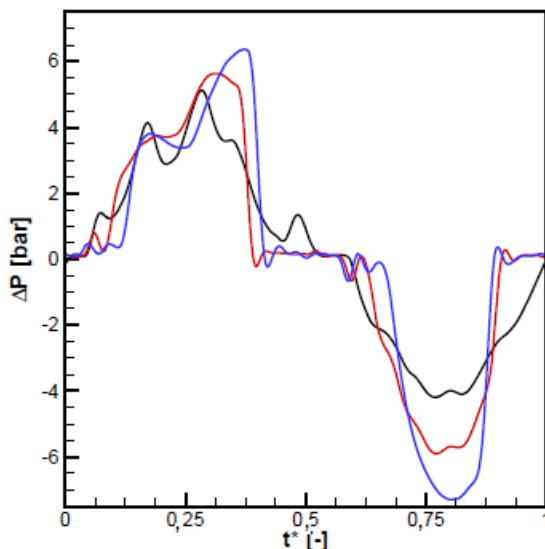
Figura 2.26 – ΔT_R em função de \dot{Q}_F para uma temperatura de reservatório quente de 300 K. Adaptado de (TREVIZOLI et al., 2014).

O primeiro trabalho a avaliar experimentalmente o acoplamento foi desenvolvido por Teyber et al. (2016a). A proposta dos autores é semelhante à desta dissertação, haja vista que os autores verificam a influência da redução do tempo de escoamento para um perfil de campo magnético fixo. O aparato experimental utilizado possui um perfil de campo magnético variando entre 0,06 T e 1,45 T, seguindo um perfil senoidal retificado. O bombeamento de fluido é garantido por meio de uma bomba de duplo efeito ou bomba-pistão, e a redução do período de escoamento foi garantido por um sistema de válvulas de desvio acionadas por meio de um eixo de comando de válvulas.

Os autores mostraram que, durante um escoamento (quente ou frio), à medida que os comes são acionados, parte do volume bombeado ora escoo pelo regenerador V_D , ora é desviado do regenerador $V_{D,\delta}$ por meio de um curto-circuito na bomba-pistão. Assim, ao modificar os perfis dos comes, é possível alterar os tempos de escoamento pelo regenerador e curto-circuito. A figura 2.27 apresenta o perfil de campo magnético e os perfis de escoamento calculados (fig. 2.27a) e os obtidos (fig. 2.27b).



(a)



(b)

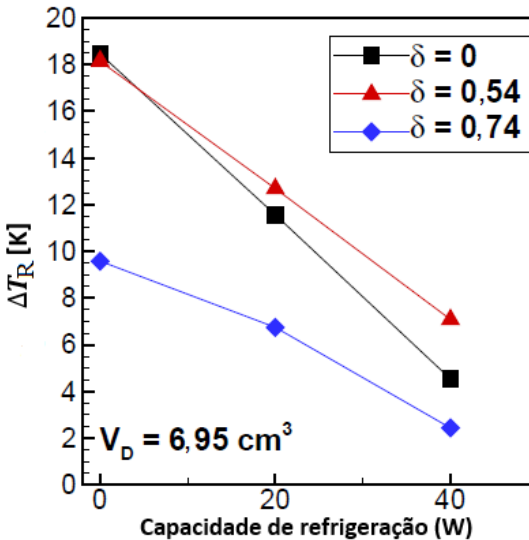
Figura 2.27 – Perfis de escoamento e de campo magnético caracterizados pela perda de carga do regenerador em função do tempo adimensional: (a) Perfis calculados e (b) perfis experimentalmente caracterizados (TEYBER et al., 2016a).

A razão de desvio, δ , definida pelos autores é a razão entre o volume que é desviado do regenerador para o curto-circuito $V_{D,\delta}$ e o volume total deslocado pela bomba-pistão ($V_{D,total} = V_D + V_{D,\delta}$). Portanto, quanto maior seu valor, menor a fração de tempo de escoamento pelo regenerador. A justificativa para a redução desta fração, no caso de perfis magnéticos senoidais, é garantir que o escoamento ocorra durante a etapa de menor valor de campo magnético, no caso do escoamento quente, e maior campo magnético, para o escoamento frio. Um reflexo dessa concentração do escoamento pode ser verificado na definição da variável $\overline{\Delta B}$, que representa a média da variação de campo magnético ponderada pela vazão mássica. Para campos magnéticos senoidais, quanto menor for a fração δ , maior será o valor de $\overline{\Delta B}$ e espera-se que maior seja a variação de temperatura devido ao EMC. Segundo Niknia et al. (2016), a variável $\overline{\Delta B}$ também pode ser utilizada em modelos matemáticos para substituir o perfil de campo original (como por exemplo o senoidal retificado),

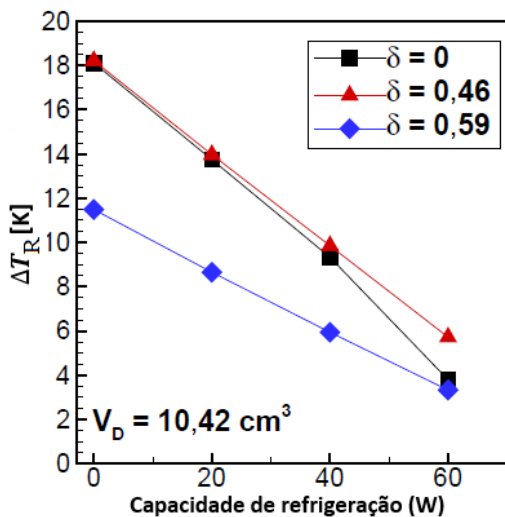
com o intuito de agilizar os cálculos sem prejudicar os resultados.

Os resultados para valores de V_D constantes, apresentados pela figura 2.28, indicam que, de fato, a curva de desempenho do sistema melhora quando a razão de desvio aumenta. Porém, existe um limite para δ , além do qual os resultados mostram-se piores. Além disso, a melhoria é sentida apenas para valores maiores de \dot{Q}_F , enquanto que para valores altos de ΔT_R não foram observadas grandes diferenças. Segundo os autores, este fato pode ser explicado considerando-se que valores de δ altos exigem maiores vazões mássicas para manter V_D constante, o que reduz os valores do NUT e prejudica os valores de \dot{Q}_F e ΔT_R . Valores de V_D maiores também foram menos sensíveis a variações de δ e NUT .

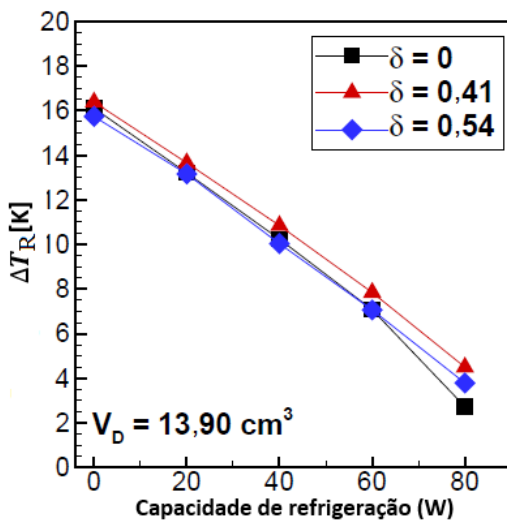
Teyber et al. (2016a) ainda relataram que o desbalanceamento de massa é um fator que prejudicou a performance do RMA, como apresentado na seção 2.5. Por fim, em termos de eficiência de segunda lei, para os valores de δ em que se observou um aumento de \dot{Q}_F , a potência de bombeamento também aumentou, mas numa escala mais acelerada, reduzindo a relação \dot{Q}_F/\dot{W}_b , na qual \dot{W}_b é a potência de bombeamento do sistema.



(a)



(b)



(c)

Figura 2.28 – Performance do AMR em termo de \dot{Q}_F e ΔT_R para diferentes valores de razão de desvio para V_D de (a) $6,95 \text{ cm}^3$; (b) $10,42 \text{ cm}^3$; (c) $13,90 \text{ cm}^3$ (TEYBER et al., 2016a).

2.7 MINIMIZAÇÃO DA GERAÇÃO DE ENTROPIA EM RMAS

A Minimização da Geração de Entropia (MGE), enquanto ferramenta de análise de desempenho de sistemas térmicos foi consolidada por Bejan (1982). Em Bejan (1996), o mesmo autor utiliza diversos exemplos de sistemas termodinâmicos, cuja otimização baseada na primeira e segunda leis da termodinâmica convergem para resultados análogos aos apresentados pela análise de exergia, podendo ser resumidos pelo teorema de Gouy-Stodola, que afirma a proporcionalidade entre as taxas de trabalho disponível perdido \dot{W}_{lost} e de geração de entropia \dot{S}_g :

$$\dot{W}_{\text{lost}} = T^* \dot{S}_g \quad (2.16)$$

A constante T^* está relacionada em geral às temperaturas de interface com os reservatórios térmicos, e varia de sistema para sistema. Bejan (1996) enfatiza que, ao preocupar-se com a minimização de \dot{S}_g ao invés de \dot{W}_{lost} , a dependência do conhecimento das propriedades ambientes é eliminada e a otimização do sistema pode ser baseada não só em princípios da termodinâmica, mas também da mecânica dos fluidos e transferência de calor, que podem ser diretamente ligadas a características físicas e construtivas de sistemas reais e apresentam-se como ferramentas de grande valor para o desenvolvimento de sistemas térmicos. Por exemplo, a MGE preocupa-se com fontes de irreversibilidades internas como atrito, mistura e diferenças finitas de temperatura, as quais podem ser dependentes de dimensões de determinadas superfícies de um trocador de calor, ou do tipo de material sobre o qual há um escoamento, entre inúmeros outros fatores que devem ser considerados em etapas de projeto.

No que diz respeito à minimização de entropia em RMAs Li, Gong e Wu (2008) e Numazawa et al. (2012) realizaram procedimentos de MGE com o intuito de otimizar parâmetros geométricos e de operação. Porém, como apontado por Trevizoli (2015), os dois trabalhos não utilizam a capacidade de refrigeração como uma restrição do sistema, o que dificulta a comparação entre as diferentes combinações de parâmetros. Trevizoli (2015) realizou uma extensiva análise de MGE com restrições de performance de ΔT_R e \dot{Q}_F de 15 K e 20 W, respectivamente, para um regenerador de leito de esferas. Além disso, os parâmetros geométricos do regenerador também foram restringidos segundo a metodologia de Critérios de Avaliação de

Performance (CAP) de Webb e Kim (2005), que sugere os seguintes critérios, resumidos por Trevizoli (2015):

- Geometria Variável (GV): Esse CAP permite a variação da área da seção transversal do regenerador e de seu comprimento com a restrição de que o volume deve ser constante. Portanto, caso o diâmetro do regenerador aumente, seu comprimento deve ser reduzido. Esse tipo de análise é útil quando o circuito magnético onde o regenerador será colocado não possui dimensões definidas, permitindo assim um dimensionamento combinado do RMA e do imã permanente;
- Área Frontal Fixa (AFF): Nesta CAP, a seção transversal do regenerador é fixa e é permitida apenas a variação de seu comprimento. Este critério é útil, por exemplo, quando as dimensões do circuito magnético já estão definidas, ou quando se pretende otimizar a quantidade de material magnetocalórico necessário para atingir determinado ponto de operação, já que a massa de material pode variar ao longo dessa análise;
- Geometria Fixa (GF): Esta é a PEC mais restritiva em termos geométricos, na medida em que todas as dimensões do regenerador são fixas. Ela é útil quando se deseja otimizar a operação de um sistema já definido, ou verificar a influência das características da matriz porosa, como do diâmetro de partículas em leitos de esferas.

Para cada critério acima, foram variados por Trevizoli (2015) também os parâmetros de operação como a vazão mássica e a frequência do ciclo em busca das combinações que resultam em menores valores de \dot{S}_g . As componentes de geração de entropia avaliadas foram devido à transferência de calor entre sólido e fluido ($\dot{S}_{g,TC}$), à condução axial de calor no fluido ($\dot{S}_{g,CAf}$) e no sólido ($\dot{S}_{g,CAs}$) e à dissipação viscosa no escoamento ($\dot{S}_{g,DV}$).

Em termos de parâmetros geométricos, os critérios avaliados revelaram que a principal competição que norteia a definição da geometria do regenerador é entre a sua efetividade térmica e a dissipação viscosa, refletidos nos valores de $\dot{S}_{g,TC}$ no $\dot{S}_{g,DV}$. Caso a combinação de vazão mássica, frequência de operação e massa de material magnetocalórico seja favorável à obtenção da \dot{Q}_F especificada, o regenerador tende a ser efetivo termicamente e gerar valores relativamente baixos de $\dot{S}_{g,TC}$, então o sistema tende a exigir configurações geométricas que reduzam a dissipação viscosa, como o

aumento da seção transversal do regenerador, ou do diâmetro de partícula, ou até a redução de seu comprimento, reduzindo assim $\dot{S}_{g,DV}$.

Por outro lado, caso a restrição de \dot{Q}_F seja muito elevada, o RMA requer valores de diâmetro de partículas e do diâmetro do regenerador menores, que resultam em velocidades superficiais maiores, e portanto, coeficientes de transferência de calor e *NUT* mais altos. Outra opção seria dispor de matrizes com maiores comprimentos, que aumentassem a massa da fase sólida e reduzissem o fator de utilização do sistema, além de aumentar a área de troca de calor. Porém, neste caso, a desvantagem acaba sendo o aumento da dissipação viscosa.

Em termos de parâmetros operacionais, os resultados indicaram que menores frequências e vazões, quando capazes de atingir as restrições de performance, geram menores quantidades de entropia para os dois critérios avaliados (GV e AFF).

2.8 SÍNTESE DO CAPÍTULO E OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Ao longo deste capítulo foram apresentados os principais conceitos envolvidos na avaliação da performance de um RMA sujeito a diferentes sincronizações entre perfis de campo magnético e escoamento. A maioria dos trabalhos apresentados na Seção 2.6 optaram por variar características do circuito magnético em modelos matemáticos, enquanto que apenas o trabalho de Teyber et al. (2016a) apresenta uma investigação experimental detalhada de diferentes perfis. Porém, esse trabalho utilizou frações de escoamento abaixo de 60% (razões de desvio acima de 40 %). Neste sentido, a presente dissertação visa investigar experimentalmente frações de escoamento entre 100% e 65%, complementando assim o trabalho de Teyber et al. (2016a). Para tanto, os seguintes objetivos específicos foram definidos:

- Adaptação a bancada de avaliação de RMAs desenvolvida por Trevizoli et al. (2016) para viabilizar a variação do perfil de escoamento;
- Avaliação de perfis temporais de temperatura, pressão, torque e vazão transientes para diferentes combinações de parâmetros, tais como massa de fluido deslocada e frequência de operação do sistema, para frações de tempo de escoamento de 100%, 90%, 80% e 65%;

- Cálculo dos parâmetros relevantes a um sistema de refrigeração, como capacidade de refrigeração, diferença de temperatura entre reservatórios, coeficiente de performance (*COP*) e eficiência de segunda lei, a partir dos quais a performance do RMA sujeito a diferentes frações de escoamento será investigada;
- Avaliação da melhor combinação de perfis de campo magnético e de escoamento para o presente aparato experimental.

Durante os testes iniciais do aparato foi verificada a presença de um desbalanceamento de massa entre etapas do RMA, o que dificultou a obtenção de resultados consistentes nas etapas preliminares do estudo. Para solucionar este problema, foram buscados na literatura sobre regeneradores térmicos (tanto passivos quanto ativos) estudos que pudessem auxiliar na caracterização desse desbalanceamento. Dentre os trabalhos apresentados na Seção 2.5, a avaliação numérica de Eriksen et al. (2016) se destacou por ser a primeira a avaliar essa questão em condições de operação similares às do presente aparato. Seus resultados foram apenas parcialmente verificados nos experimentos de Teyber et al. (2016a). Neste sentido, a presente dissertação também teve como objetivo demonstrar que a metodologia numérica de Eriksen et al. (2016) pode ser aplicada em aparatos experimentais através das seguintes atividades:

- Identificação dos possíveis agentes causadores do desbalanceamento de massa entre etapas do presente aparato;
- Reprodução dos testes de balanceamento de massa no modelo matemático e no aparato experimental para a definição de um ponto de operação do aparato e para a validação do modelo de Trevizoli, Nakashima e Barbosa Jr. (2016) para esse tipo de estudo.

Enfim, esta dissertação busca também validar o modelo desenvolvido por Trevizoli, Nakashima e Barbosa Jr. (2016) para a avaliação numérica de uma faixa de frações de escoamento maior que as permitidas pelo aparato. Além disso, os resultados do modelo possibilitam avaliar os perfis transientes de temperatura estabelecidos no regenerador com mais detalhes, fornecendo assim informações úteis para a compreensão dos efeitos da modificação do perfil hidráulico. Com o modelo validado, é possível aplicar a metodologia de otimização baseada na MGE para buscar valores ótimos de frações de

escoamento para diferentes geometrias de regenerador. Nesta frente de trabalho, os seguintes objetivos foram definidos:

- Realização do cálculo da performance de acordo com os resultados numéricos e comparação destes com os resultados experimentais, buscando validar o modelo para a análise de diferentes perfis temporais de escoamento.
- Investigação das causas da variação de performance do RMA operando com diferentes frações de escoamento;
- Implementação da análise de MGE utilizado por Trevizoli et al. (2016b), explorando a flexibilidade da solução numérica para expandir a avaliação em diferentes frações percentuais de tempos de escoamento. Adicionalmente, a MGE torna possível o entendimento sólido dos mecanismos de perdas inerentes aos sistema, que acabam por reduzir sua eficiência.

Capítulo 3

APARATO E METODOLOGIA EXPERIMENTAIS

O presente capítulo tem como objetivo apresentar o aparato e a metodologia experimentais utilizados para a avaliação da performance de um regenerador magnético ativo sujeito a diferentes perfis de escoamento. A descrição detalhada da versão original do aparato experimental modificado no presente trabalho pode ser encontrada em Trevizoli (2015).

Este capítulo inicia-se com uma discussão acerca do gerenciamento do escoamento de fluido de trabalho do sistema, que foi possibilitado pela instalação de válvulas rotativas disponíveis no POLO. Em seguida, é feita uma descrição geral do aparato experimental, acompanhada pelo detalhamento dos principais componentes dos sub-sistemas hidráulico e magnético, e da instrumentação. Por fim, serão apresentadas a metodologia experimental, bem como as métricas calculadas a partir dos dados adquiridos e as incertezas envolvidas em seus cálculos.

3.1 DESCRIÇÃO DO ESCOAMENTO NO APARATO EXPERIMENTAL

Antes de adentrar na descrição detalhada dos principais componentes do aparato experimental, é importante apresentar com maior propriedade o problema do escoamento a ser abordado e definir alguns termos que serão utilizados ao longo desta dissertação. A fig. 3.1 mostra esquematicamente os principais componentes do aparato experimental desenvolvido por Trevizoli (2015), o qual foi modificado para possuir além das duas linhas principais de bombeamento, as quais levam fluido ao regenerador durante os escoamentos (ou etapas) quente ou frio, uma linha secundária de bombeamento, a linha de desvio, que retorna fluido ao reservatório durante a etapa ou escoamento de desvio.

Por padrão, a duração dos escoamentos quente e frio é de metade do ciclo RMA, o que exigiria apenas duas linhas de escoamento, acionadas alternadamente. A inclusão da linha de desvio neste apa-

rato possibilita fazer com que, em um dado escoamento, quente ou frio, o fluido seja bombeado através do regenerador durante uma fração de tempo menor que a padrão. No restante do período, o fluido bombeado retorna diretamente para o reservatório através da linha de desvio. Desta forma, viabilizou-se a implementação e o estudo de diferentes perfis de escoamento.

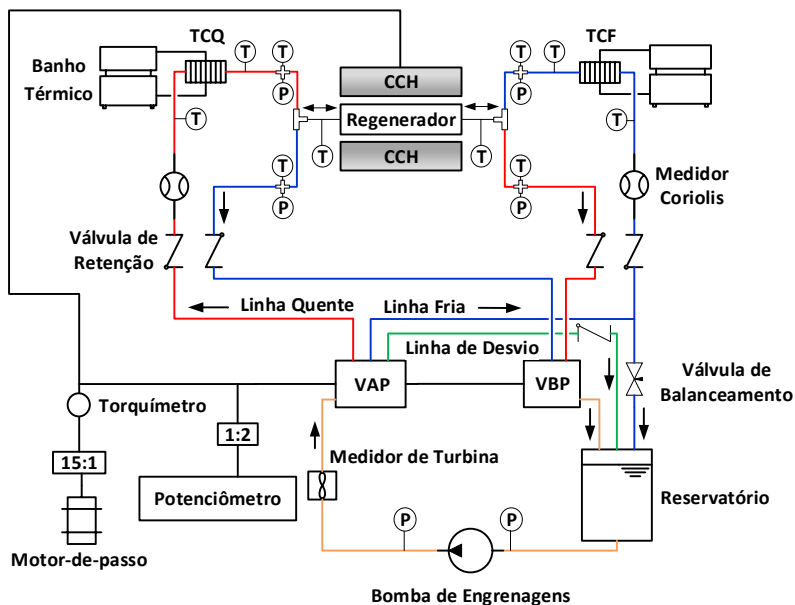


Figura 3.1 – Diagrama hidráulico esquemático do aparato experimental. Componentes da transmissão e do circuito magnético (CCH) também podem ser visualizados. TCQ e TCF são os trocadores de calor quente e frio, respectivamente. T e P são transdutores de temperatura e pressão. VAP e VBP são, respectivamente, as válvulas rotativas de alta e baixa pressão. Setas indicam sentido do escoamento.

Para fazer tal divisão entre os tempos de escoamento e de desvio, o circuito hidráulico é composto por um reservatório, uma bomba, válvulas rotativas e válvulas de controle de fluxo unidirecional, como mostra a Fig. 3.2. O componente principal deste circuito são as válvulas rotativas, que tem como principal atribuição definir qual das três linhas estará disponível para o escoamento por meio

da vedação da entrada e saída das demais linhas. A Seção 3.4 apresenta maiores detalhes sobre o funcionamento e componentes dessas válvulas.

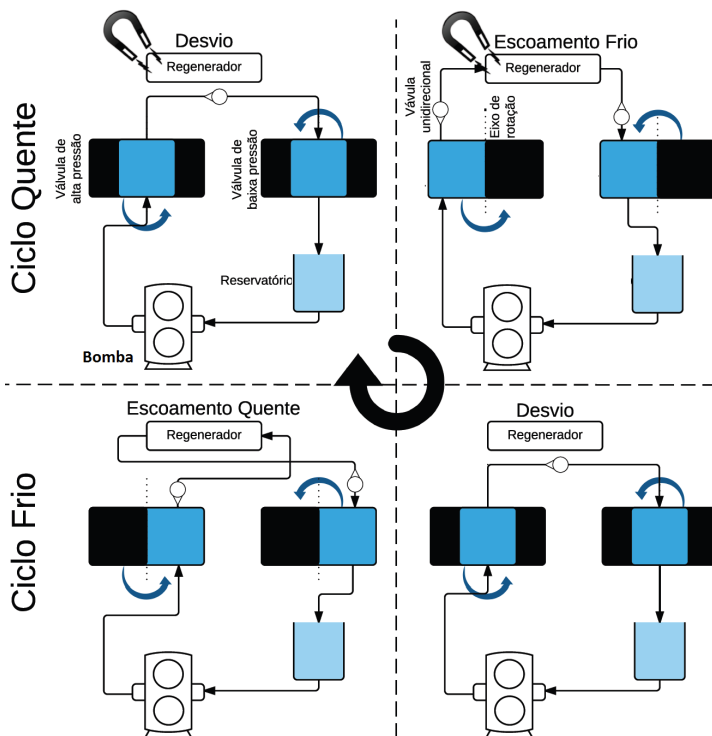


Figura 3.2 – Diagrama esquemático do ciclo de funcionamento do circuito hidráulico.

O papel desempenhado pelas válvulas rotativas no estabelecimento do ciclo de operação pode ser visualizado na fig. 3.2, onde é possível verificar as etapas que compõem os ciclos frio e quente. Por exemplo, no início do ciclo quente, as válvulas rotativas alinham-se de forma a direcionar o escoamento proveniente da bomba diretamente para o reservatório, desviando-o assim das linhas principais enquanto o regenerador está sendo magnetizado. Em seguida, ainda sob magnetização, a linha principal fria é acionada pelo conjunto de válvulas, permitindo o escoamento frio e a conclusão do ciclo quente. O ciclo frio é similar, iniciando com uma etapa de desvio e concluindo com o escoamento quente, ambos sob desmagnetização.

Como pode ser verificado na fig. 3.1, o projeto final do conjunto de válvulas simplificou a linha de desvio, que após sair da válvula de alta pressão foi direcionada diretamente ao reservatório, ao invés de passar antes pela válvula de baixa pressão.

3.2 APARATO EXPERIMENTAL

A Fig. 3.3 apresenta uma fotografia do aparato experimental, com destaque para os componentes principais de cada sub-sistema: o conjunto de cilindros concêntricos de Halbach (CCH) pertencente ao circuito magnético; as válvulas rotativas do circuito hidráulico; e o regenerador magnético ativo, que se encontra no interior do CCH. Também é possível visualizar componentes auxiliares, como trocadores de calor, reservatório de fluido e alguns dos instrumentos de medição utilizados. O objetivo do aparato é possibilitar a obtenção de dados de calor transferido ao reservatórios e potências fornecidas ao sistema durante o seu funcionamento, para assim avaliar sua performance.

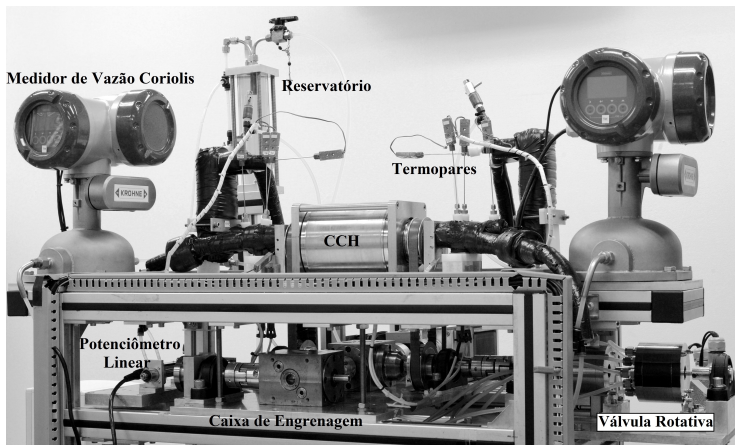


Figura 3.3 – Visão geral do aparato experimental.

O funcionamento da bancada inicia-se quando a bomba de engrenagens é ligada e começa a bombear fluido, uma mistura de 20% do anticongelante etilenoglicol e 80% de água destilada, através de uma das três linhas de fluxo possíveis (linha quente, linha fria ou linha de desvio). Em seguida o motor de passo é ativado, rotaçãoando o CCH - responsável por garantir as variações de campo magnético sobre o RMA - e o conjunto de válvulas rotativas - res-

ponsável por alternar a linha de fluxo conforme explicado na seção anterior. Logo, existe um fino sincronismo entre as válvulas e o CCH, na medida em que, quando este último fornece valores de campo magnético \vec{B} altos sobre o RMA, o escoamento se dá no sentido reservatório frio para o quente (escoamento frio), e quando \vec{B} é baixo o escoamento se dá no sentido contrário (escoamento quente).

A transferência de calor com os reservatórios térmicos neste aparato é caracterizada em função da diferença entre a temperatura média do fluido ao sair do regenerador e a do reservatório no qual é realizada a troca de calor. Por exemplo, durante o ciclo frio, o fluido deixa o regenerador a uma temperatura menor que da fonte fria, sendo a capacidade de refrigeração proporcional a esta diferença de temperatura. As potências inseridas no sistema para a realização do ciclo são avaliadas diretamente por meio do produto da perda de carga e vazão da bomba, e pelo torque fornecido pelo motor de passo para acionar o CCH e as válvulas.

3.3 REGENERADOR MAGNÉTICO-ATIVO

O regenerador magnético ativo é o principal componente do sistema de refrigeração magnetocalórica. A matriz porosa do RMA utilizado neste trabalho é composta por esferas de Gadolínio¹ (Gd), com diâmetros na faixa de 0,5 a 0,6 mm e média de 0,55 mm (Fig. 3.4(a)), compactadas em uma carcaça cilíndrica de G10 com 22,22 mm de diâmetro interno, 100 mm de comprimento e 1,65 mm de espessura de parede, que ocupa integralmente o volume útil do circuito magnético utilizado pelo sistema. Os detalhes da montagem do regenerador podem ser encontrados em Trevizoli (2015).

O acoplamento do regenerador com o a tubulação é feito através de um adaptador de poliacetal (POM) (fig. 3.4(b)). O formato de tronco de cone apresentado por esse adaptador permite uma distribuição homogênea do fluido na entrada do regenerador, sem penalizar a sua efetividade devido ao volume morto. O volume morto é definido como o volume de fluido que, ao sair do regenerador num determinado escoamento, não entra em contato com o reservatório térmico, e retorna ao regenerador durante a etapa seguinte sem ter transferido calor com as fontes. O volume morto para este regenerador foi avaliado em 7,25% do volume total de fluido que pode ser armazenado na fração de vazio do maio poroso. Trevizoli et al.

¹ Gadolínio de grau comercial com pureza de 99,5% em fração mássica.



Figura 3.4 – Componentes do RMA: (a) Esferas de Gd de 0,55 mm de diâmetro médio e adaptador regenerador-tubo; (b) Termopares e adaptadores montados na carcaça auxiliar.

(2016a) e Trevizoli e Barbosa Jr. (2017) apresentam uma discussão detalhada acerca dos efeitos de volume morto e da má-distribuição do escoamento em regeneradores térmicos.

O adaptador é montado em uma carcaça de G10 auxiliar (Fig. 3.4 (b)), que é apoiada em mancais para centralizá-la em relação ao circuito magnético. As extremidades de medição dos termopares apresentados nesta figura estão posicionadas no centro do adaptador regenerador-tubo e permitem a medição de temperatura na saída do regenerador, que é utilizada para calcular a capacidade de refrigeração e o calor rejeitado, como será apresentado na Seção 3.9. O resultado da montagem é o regenerador mostrado na fig. 3.5, que foi utilizado nos testes e possui uma massa total de 194,77 g de Gd e porosidade de 0,364.

3.4 CIRCUITO HIDRÁULICO

Conforme mostrado na fig. 3.1, o circuito hidráulico do aparato é dividido em três linhas principais. O escoamento por elas é garantido por uma bomba de deslocamento positivo de engrenagem (MICROPUMP GC-M23 JS5F.6) acionada por um motor elétrico (WEG GC M25 PV56). O conjunto bomba-motor succiona o fluido contido em um reservatório principal, para o qual os fluxos de todas as linhas são retornados.

Durante o ciclo do presente RMA existe uma diferenciação entre qual linha de escoamento deve ser acionada em um determinado período do ciclo, cujo controle é realizado pelo conjunto de duas

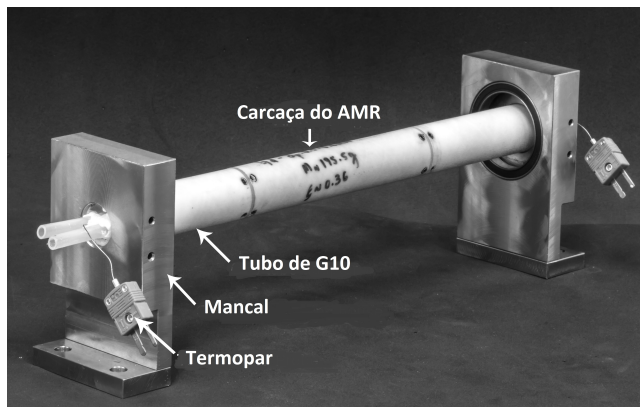


Figura 3.5 – Montagem final do regenerador.

válvulas rotativas (Fig. 3.6), denominadas aqui de válvulas rotativas de alta pressão (VAP) e de baixa pressão (VBP). A válvula de alta pressão é responsável por receber fluido proveniente da bomba e definir qual das linhas do regenerador ou se a linha de desvio será ativada, habilitando assim a entrada desejada e vedando as demais. Já a válvula de baixa pressão recebe o fluido vindo do regenerador e o retorna para o reservatório, garantindo que o fluxo mantenha-se na linha desejada através da vedação das demais saídas.

A Fig. 3.7 apresenta a vista explodida da VAP, a qual é composta por uma câmara, face de vedação e saída e uma mola de compressão. A câmara, feita em aço inoxidável, possui um furo de entrada de fluido localizada na sua lateral. O fluido sai da VAP através face de saída, também fabricada em aço inoxidável, a qual possui um total de oito furos dispostos em dois padrões circulares, como apresentado na Fig. 3.8.

No padrão circular de maior raio (64 mm) estão posicionados quatro furos que atuam sempre aos pares². O padrão circular de menor raio (50 mm) é semelhante ao anterior, porém seus furos ligam a válvula à linha de desvio. Na Fig. 3.8 os círculos azuis indicam as saídas do escoamento frio, os vermelhos do quente, e os verdes as saídas para a linha de desvio. São utilizados dois pares de furos para a linha desvio, pois ela é acionada duas vezes ao longo do ciclo para reduzir o tempo de escoamento tanto da etapa quente quanto da fria, conforme a fig. 3.2.

² Os furos opostos diametralmente sempre são acionados conjuntamente.

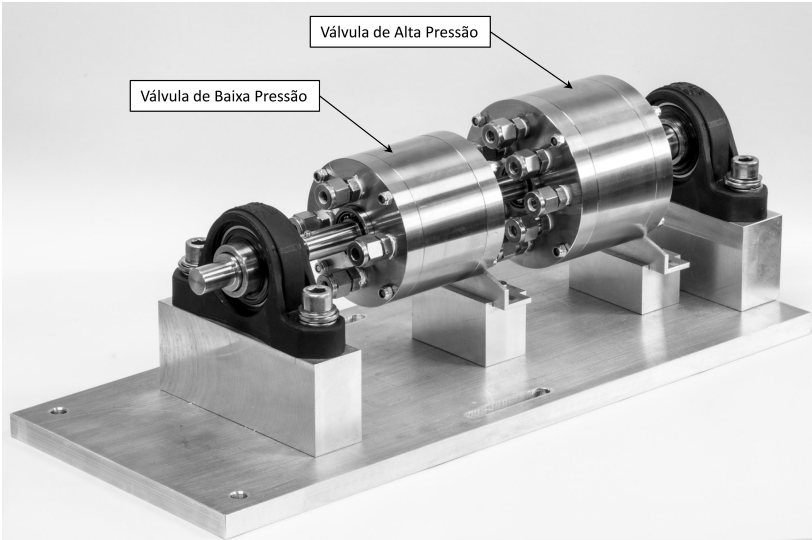


Figura 3.6 – Conjunto de válvulas rotativas.

O princípio de vedação empregado é do tipo face-face. Para tanto, a face de vedação (Fig. 3.7) é pressionada contra a face de saída por meio de uma mola de compressão. A passagem de fluido pela face é realizada através de aberturas (oblongos) que se alinham aos furos da face de saída. Deste modo, os oblongos de maior raio (64 mm) (oblongos principais) permitem o escoamento pelas linhas do regenerador, enquanto os oblongos de menor raio (50 mm) (oblongos de desvio) dizem respeito à linha de desvio.

A redução da fração temporal do período de ciclo em que há escoamento pelas linhas do regenerador, F_E , tema central desta dissertação, é feita através a redução do ângulo dos oblongos principais, o que consequentemente reduz a duração dos tempos de escoamento quente e frio. Para que a bomba continue operando continuamente, essa redução é compensada pelo aumento dos oblongos de desvio. Um total de cinco faces de vedação foram projetadas (Fig. 3.9), porém apenas quatro faces foram avaliadas neste estudo devido aos elevados níveis de pressão atingidos durante a operação da quinta vedação (V50), cuja fração de escoamento prevista era de 50%. A Tabela 3.1 resume os valores dos ângulos dos oblongos e frações de escoamento pela linha principal promovidos por cada vedação

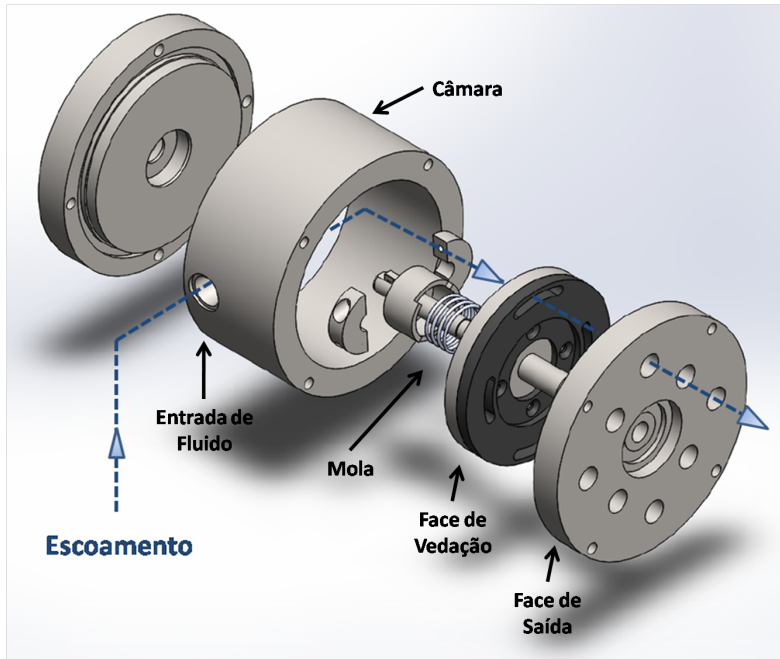


Figura 3.7 – Vista explodida da VAP.

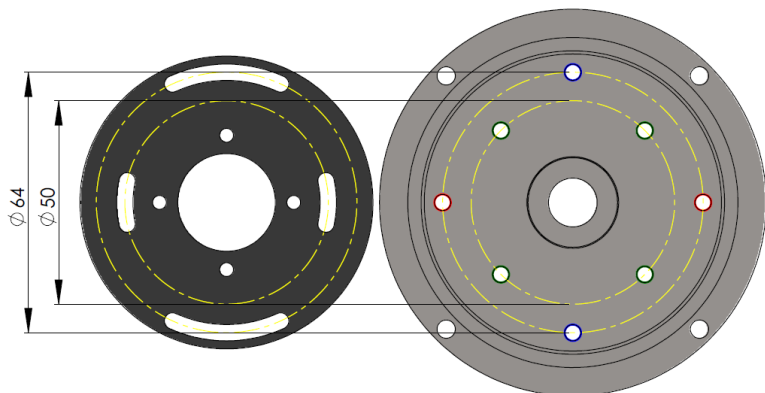


Figura 3.8 – Face de vedação e face de saída da VAP. Furos azuis indicam as saídas da etapa fria, os vermelhos da etapa quente e os verdes da etapa de desvio.

analisada. F_E é calculada a partir da seguinte equação:

$$F_E = \frac{\tau_{EF} + \tau_{EQ}}{\tau} \quad (3.1)$$

na qual os tempos de escoamento pela linha principal durante os escoamentos frio e quente, τ_{EF} e τ_{EQ} respectivamente, foram definidos segundo a metodologia apresentada na Seção 5.2. A fração de tempo que o fluido escoou pela linha de desvio F_D é dada por $1 - F_E$.

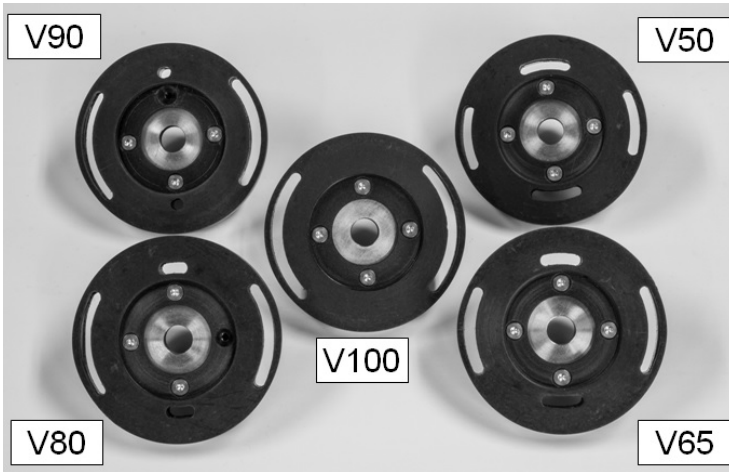


Figura 3.9 – Faces de vedação da VAP.

Tabela 3.1 – Ângulo dos oblóngos das faces de vedação e fração de escoamento proporcionados pelas mesmas.

Vedação	Ângulo do oblongo principal (°)	Ângulo do oblongo de desvio (°)	Fração de escoamento pela linha principal - F_E (%)
V100	92,02	0,00	100
V90	80,77	11,27	90
V80	69,52	22,52	80
V65	58,27	33,77	65

A válvula rotativa de baixa pressão (VBP) segue o mesmo princípio da VAP, porém ela não possui os furos relativos à etapa de desvio, já que nesta etapa o fluido escoou diretamente da VAP para o reservatório. O funcionamento sincronizado das duas válvulas é essencial e garantido pelo acoplamento de ambas a um mesmo eixo movido pelo motor de passo.

A fig. 3.10 apresenta os perfis trapezoidais teóricos esperados para o escoamento através das duas linhas principais do regenerador para cada vedação avaliada, mantendo-se a mesma massa de fluido deslocada (utilização constante). Para tanto, segundo a Eq. 2.9, há um aumento de vazão mássica à medida que o período de escoamento é reduzido.

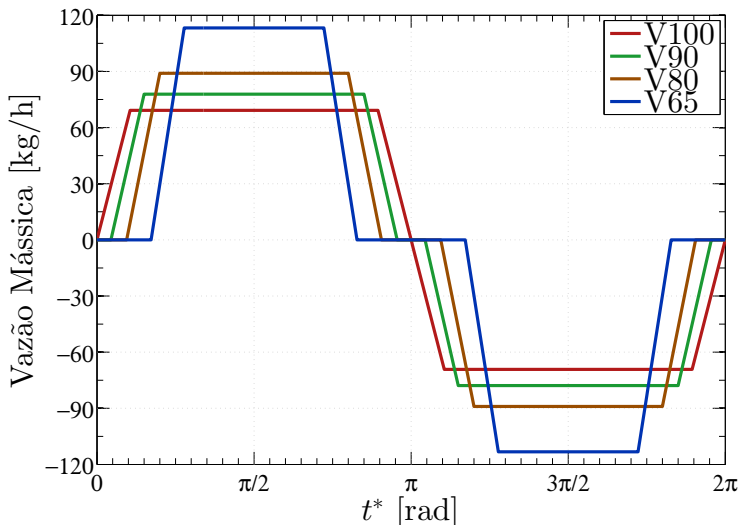


Figura 3.10 – Perfis teóricos ideais de vazão mássica fornecidos por pelas vedações estudadas para uma frequência e fator de utilização constante. Os valores negativos indicam a inversão do sentido do escoamento

3.5 CIRCUITO MAGNÉTICO

O circuito magnético empregado no aparato experimental é um arranjo de cilindros concêntricos de Halbach, configuração que vem sendo utilizada em vários aparatos de refrigeração magnética (TURA; ROWE, 2011; ARNOLD et al., 2014; TREVIZOLI, 2015). Um arranjo Halbach cilíndrico é caracterizado pela sua remanência de direção variável segundo coordenadas polares, que pode ser arranjada a fim de restringir a aplicação de um campo magnético apenas no seu núcleo e eliminar o campo no exterior do cilindro (MHÍOCHÁIN et al., 1999). A associação de dois cilindros de Halbach em uma configuração concêntrica permite que o campo magnético gerado pelos ímãs varie entre um valor mínimo e máximo, de

acordo com a rotação de um dos cilindros ou com a contra-rotação de ambos. A Fig. 3.11 apresenta um esquema do arranjo CCH e as posições de campo magnético máxima e mínima na região central dos cilindros.

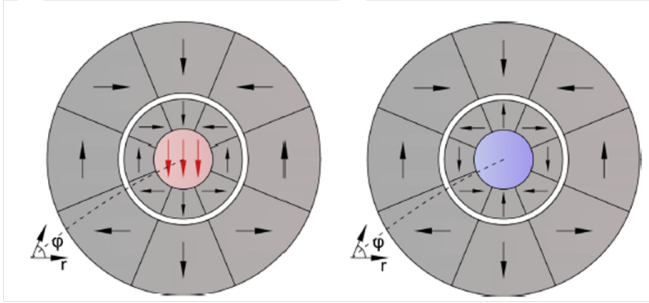


Figura 3.11 – Arranjo Halbach de cilindros concêntricos: (a) Na posição de máximo campo magnético; (b) Na posição de mínimo campo magnético. As setas pretas indicam a direção da densidade de fluxo remanente dos segmentos de ímã permanente, enquanto que as setas vermelhas indicam \vec{B} em sua região central (TREVIZOLI et al., 2015)

O conjunto ou arranjo CCH utilizado nesta pesquisa foi projetado seguindo a metodologia de otimização apresentada em Trevizoli et al. (2015), onde são destacadas as vantagens e desvantagens desse tipo de arranjo para a aplicação em refrigeração magnética. Dentre as principais vantagens estão: (i) serem capazes de gerar elevados campos magnéticos; (ii) serem compactos e de concepção estrutural simples; (iii) apresentarem flexibilidade em termos de frequência de operação. Dentre as desvantagens destacam-se: (i) a grande quantidade de ímãs permanentes requeridos para se fabricar um HCC; (ii) campos magnéticos assimétricos em relação a duração das etapas de campo magnético mínimo e máximo; (iii) a demanda por elevados torques de rotação; (iv) o caráter oscilatório do torque devido à segmentação dos cilindros.

O resultado da aplicação da metodologia de otimização foi o arranjo apresentado nas Figs. 3.12 e 3.13, que mostram o ímã em sua forma final e uma vista em corte longitudinal. O conjunto foi fabricado pela Bakker Magnetics B.V. e é composto por dois cilindros de oito segmentos de $\text{Ne}_2\text{Fe}_{14}\text{B}$ com as características apresentadas na Tabela 3.2, na qual D_i , D_e e L representam os diâmetros interno e externo, e o comprimento, respectivamente.

Tabela 3.2 – Dimensões do arranjo CCH resultante da metodologia de otimização (TREVIZOLI et al., 2015).

Cilindro Interno			Cilindro Externo		
D_i (mm)	D_e (mm)	L (mm)	D_i (mm)	D_e (mm)	L (mm)
27,0	58,0	115,0	64,0	135,0	130,0



Figura 3.12 – Arranjo de Cilindros Concêntricos de Halbach desenvolvido por Trevizoli et al. (2015).

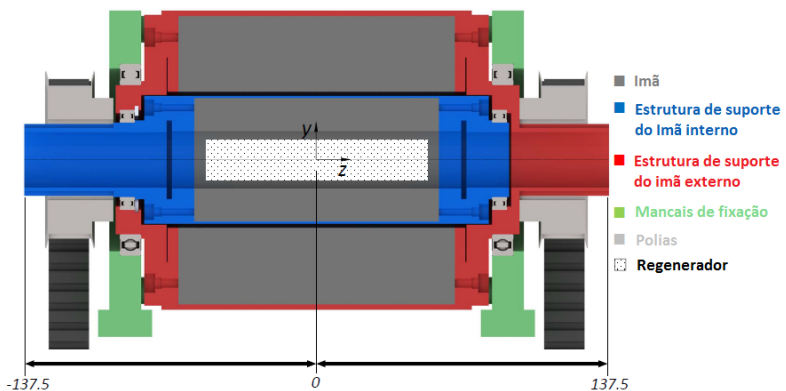


Figura 3.13 – Corte longitudinal do arranjo CCH com destaque para a estrutura de mancalização que permite a rotação do conjunto (TREVIZOLI et al., 2015).

A Fig. 3.14 apresenta o valor resultante de \vec{B} em função do ângulo de rotação dos ímãs em 12 posições ao longo do eixo axial (z). O campo magnético máximo gerado pelo CCH na posição $z = 0$ é de 1.69 T, enquanto o campo mínimo é de 0.04 T. Comparando as diferentes posições axiais, é visível a redução de \vec{B} próximo as extremidades do CCH, onde, por exemplo, a intensidade de \vec{B} na posição $z = 57.5$ mm é aproximadamente a metade do seu valor em $z = 0$. O regenerador utilizado neste trabalho ocupa a região entre $z = -50$ mm e $z = 50$ mm, portanto suas extremidades estão sujeitas a \vec{B} menores que sua região central. Contudo, valores de \vec{B} menores que 1 T não são observados em nenhuma posição. Na mesma figura, ainda é possível verificar o perfil senoidal retificado do campo magnético gerado pela contra-rotação dos cilindros.

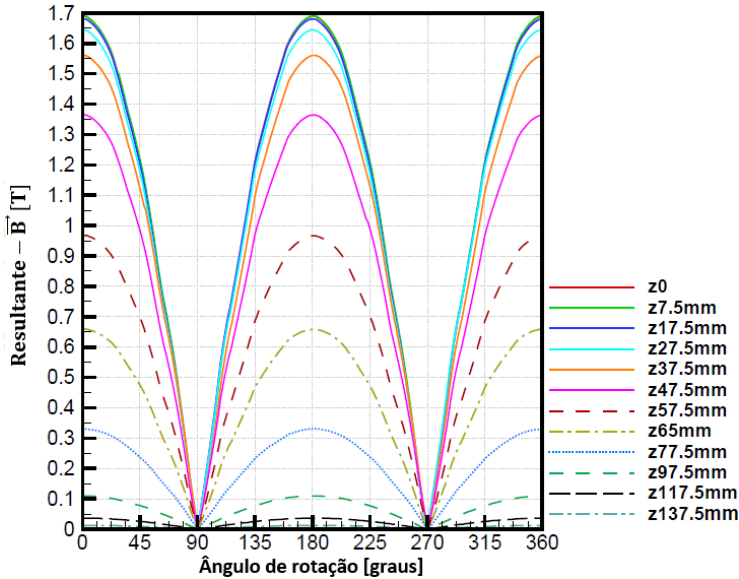


Figura 3.14 – Valores experimentais de \vec{B} medidos em diferentes posições ao longo do eixo Z da figura 3.13 em função do ângulo de rotação do cilindro interno (TREVIZOLI et al., 2015).

A Fig. 3.15 apresenta a variação de torque fornecido ao CCH durante uma rotação completa dos cilindros. As oscilações de alta frequência ocorrem devido à segmentação dos cilindros de Halbach enquanto que a oscilação de baixa frequência é resultado do seu comprimento finito (MHÍOCHÁIN et al., 1999; TREVIZOLI et al., 2015). A redução da amplitude das oscilações para maiores valores

de frequência de rotação é atribuída ao aumento da inércia devido a maiores velocidades angulares.

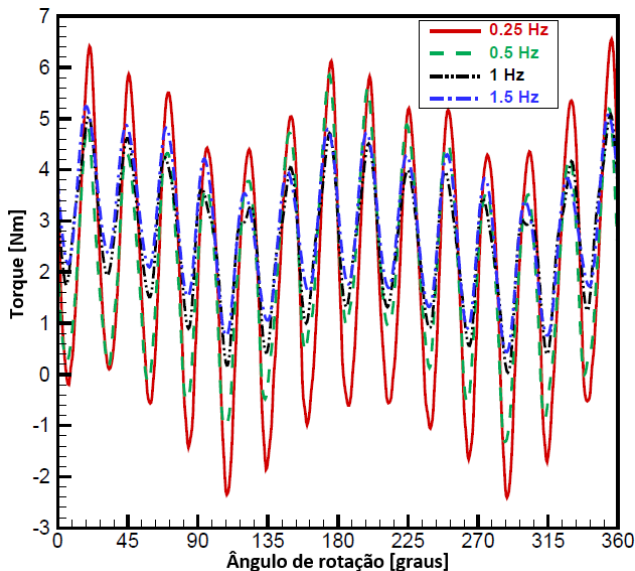


Figura 3.15 – Torque do arranjo CCH em função do ângulo de rotação em diferentes frequências (TREVIZOLI et al., 2015).

3.6 SINCRONIZAÇÃO ENTRE COMPONENTES HIDRÁULICOS E MAGNÉTICOS

A Fig. 3.16 apresenta em detalhes a montagem da parte motriz do aparato, além do acoplamento entre o circuito magnético e o conjunto de válvulas rotativas. Um motor de passo (Kalatec Nema 34, modelo KML-HT34-487) acoplado a uma caixa de engrenagem de redução 15:1 é utilizado para mover tanto o CCH como a VAP e a VBP. Um fino controle da frequência de rotação do motor é garantido pelo uso de um driver Applied Motion modelo ST10.

O eixo motriz do motor transmite torque a uma caixa de engrenagens cônicas com dentes em espiral (Tandler STD00-EA-III, 1:1). A caixa de engrenagens, por sua vez, é responsável por contra-rotacionar os cilindros do CCH por meio de um sistema de polias e correias. Em um dos eixos da mesma caixa de engrenagens, o conjunto de válvulas rotativas é acoplado, garantindo assim seu acionamento. Um terceiro eixo de saída da caixa de engrenagens é

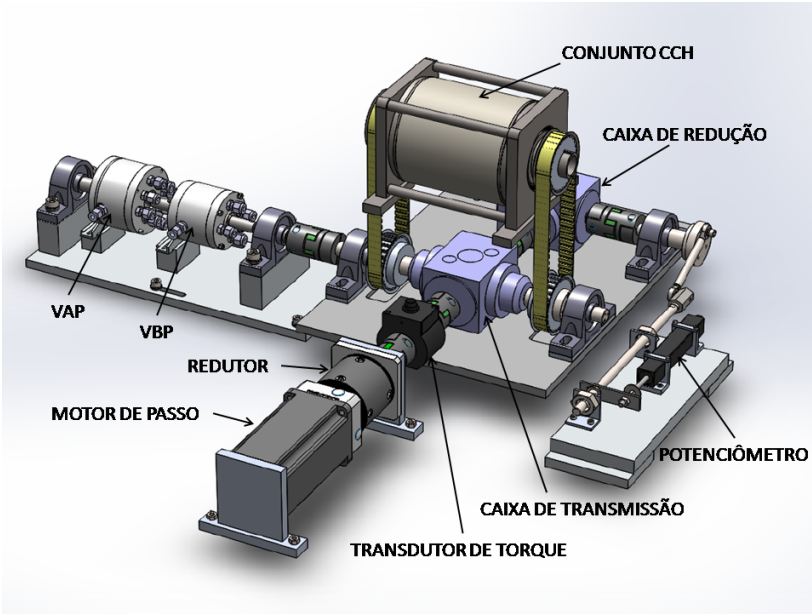
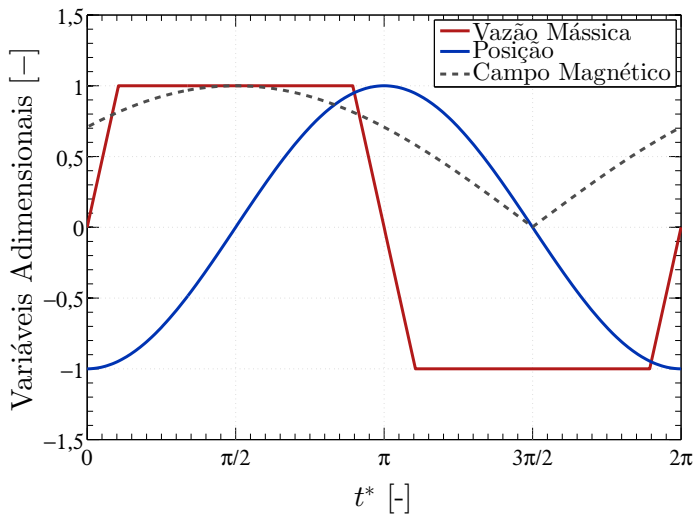


Figura 3.16 – Sistema de transmissão do aparato.

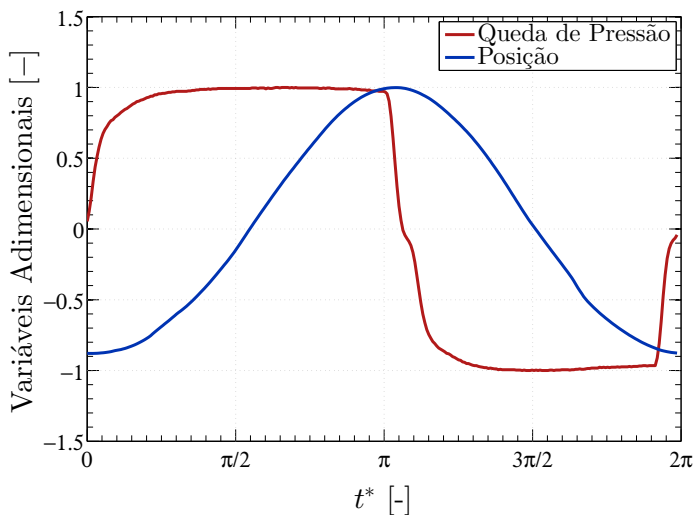
utilizado para acionar um potenciômetro linear, o qual é utilizado no pós-processamento dos dados experimentais e para o cálculo da frequência de operação do AMR.

O posicionamento relativo entre o CCH e as válvulas rotativas foi ajustado tendo como base a posição de campo magnético máximo. Esta posição indica que o ciclo do AMR está na metade do escoamento frio, como apresentado na Fig. 3.17. Para que o escoamento esteja na metade da etapa fria, a válvula rotativa foi ajustada, com o auxílio de um transferidor, para que a posição dos furos da face de saída relativos ao escoamento frio estivessem na metade do oblongo principal. O potenciômetro, por sua vez, foi posicionado na metade de seu curso, tendo em vista que cada curso realizado representa uma etapa de escoamento.

É importante salientar que quando contra-rotacionados, o CCH retorna uma relação de 2:1 entre o número de ciclos magnéticos realizados e a frequência de rotação do eixo motriz. Por isso, no projeto da VAP e da VBP são necessários pares de oblongos e de furos de saída de fluido para cada escoamento, quente e frio. Deste modo, garante-se o perfeito sincronismo entre os ciclos magnéticos



(a)



(b)

Figura 3.17 – (a) Perfis de campo magnético, escoamento e posição de um sistema ideal e sincronizado; (b) Perfis de escoamento e posição obtidos após a sincronização do aparato experimental.

e de escoamento. Destaca-se também que potenciômetro linear deve respeitar a relação de rotação de 2:1. Para isso, o mesmo é movido por uma segunda caixa de engrenagens cônicas em espiral (Tandler STD00-III, 1:2), a qual garante o sincronismo do potenciômetro com os demais componentes.

A Fig. 3.17(a) apresenta o sincronismo de projeto entre campo magnético, vazão mássica e do potenciômetro, enquanto a Fig. 3.17(b) mostra os perfis de queda de pressão no regenerador e do potenciômetro medidos experimentalmente (os instrumentos de medição são apresentados na Seção 3.7). Neste caso, o perfil para a queda de pressão é equivalente ao da vazão mássica. Uma defasagem entre os dois sinais foi verificada, porém esta foi menor que 1% da duração do ciclo para este caso.

Ainda na Fig. 3.17(b) é possível identificar uma diferença entre os tempos do escoamento frio (τ_{EF}) e quente (τ_{EQ}). Isto ocorre pois as flutuações de torque do CCH, apresentadas na Fig. 3.15, são diretamente transmitidas ao conjunto de válvulas rotativas, haja vista que estes componentes estão acoplados à mesma caixa de engrenagens. Conforme será discutido adiante, essa diferença de tempo entre os ciclos frio e quente irá desencadear um desbalanceamento de massa, a qual impacta a performance do sistema.

3.7 INSTRUMENTAÇÃO E SISTEMA DE AQUISIÇÃO

O sistema de aquisição utilizado para obter as métricas necessárias para a avaliação da performance do RMA foi composto por transdutores posicionados no aparato segundo o diagrama da Fig. 3.1 e especificados na Tabela 3.3. A leitura dos sinais fornecidos pelos mesmos foi realizada por um sistema de aquisição de dados National Instruments, conectada a um computador equipado com o Labview 2009, onde as variáveis fornecidas pelos transdutores eram visualizadas graficamente e salvas em arquivos de dados para a subsequente análise. Os detalhes do sistema de aquisição estão apresentados na Tabela 3.4.

Os termopares dentro das linhas de escoamento (total de dez termopares indicados na Fig. 3.1) apresentam incerteza de 0,15 K, enquanto que os quatro termopares posicionados fora das linhas para a medição da temperatura ambiente apresentam incerteza de 0,2 K. A calibração das sondas foi realizada com um termômetro padrão com 0,1 K de incerteza. O transdutor de pressão posicionado na saída da bomba possui fundo de escala de 20,7 bar e sua incerteza

foi retirada do catálogo, enquanto que os cinco demais apresentam fundo de escala de 13,8 bar, e suas incertezas foram obtidas a partir da calibração com o auxílio de um testador de peso morto DH Bundenberg série 580 em uma faixa de 1 bar a 10 bar. A diferença entre fundos de escala é justificada pelo fato da pressão de saída da bomba ser a maior de todo o sistema. A incerteza da balança foi obtida através da calibração utilizando pesos padrões de 50 g a 500 g.

Tabela 3.3 – Resumo da instrumentação.

Sensor	Fabricante	Modelo	Incerteza
Termopar	Omega	TMQSS-020G-6	0,15-0,2 K
Transdutor de Pressão	Omega	PX613-200G5V	0,5 kPa
Transdutor de Pressão	Omega	PX613-300G5V	0,1 kPa
Potenciômetro Linear	Omega	LP802-50	-
Medidor de Vazão Coriolis	Krone	Optimass 3300C-S04	1%
Medidor de Vazão Turbina	Sponsler	MF100-CB-PH-A- 4x-V	0,5 L/h
Medidor de Vazão Turbina	Sponsler	MF20-CB-PH-A- 4x-V	0,1 L/h
Transdutor de Torque	HBM	T22/50Nm	0,5%
Balança	Shimadzu	UX4200H	0,02 g

Tabela 3.4 – Principais componentes do sistema de aquisição de dados National Instruments.

Componente	Modelo
Chassi	SCXI-1001 12 slots
Placa	NI PCI-6289 18-bits
Módulo de Temperatura	SCXI-1112 8ch
Módulo de Tensão	SCXI-1102 32ch
Bloco Terminal	SCXI-1303 32ch

O medidor de vazão de turbinas posicionado na saída da bomba fornece um pulso de tensão elétrica que é amplificado por um amplificador de pulso (Sponsler SP714 REV.B) e transformado em um sinal de corrente de 4 a 20 mA por um computador de vazão (Sponsler SP2900). A calibração do medidor foi realizada com os medidores de vazão do tipo Coriolis descritos na Tabela 3.3. Optou-se por utilizar estes últimos devido a sua baixa incerteza catalogada, que foi apresentada como 1% na Tabela 3.3 para efeito de cálculos,

mas que segundo o fabricante está abaixo de 0,2% para 90% da escala de medição. As demais incertezas foram obtidas dos catálogos dos respectivos equipamentos.

Ainda sobre o medidor de vazão Coriolis, sua performance em regime transiente está sujeita à sua constante de tempo, portanto deve haver cautela em relação a utilização de sua medida para testes em altas frequências. Porém, para as frequências utilizadas neste trabalho (0,25 Hz e 0,5 Hz), o valor fornecido pelo mesmo pôde ser utilizado com confiança devido aos resultados apresentados na Fig. 3.18. Nesta, as medidas dos Coriolis foram comparadas com o valor esperado de vazão fornecida pelas bomba-pistão do trabalho de Trevizoli (2015). As frequências de 0,25 Hz e 0,5 Hz estão contidas nos pontos até a vazão de 60 kg/h, e para estes valores a concordância entre as medições foi satisfatória. Para valores maiores de vazão (que nesta figura representa maiores frequências), a performance transiente do medidor é comprometida.

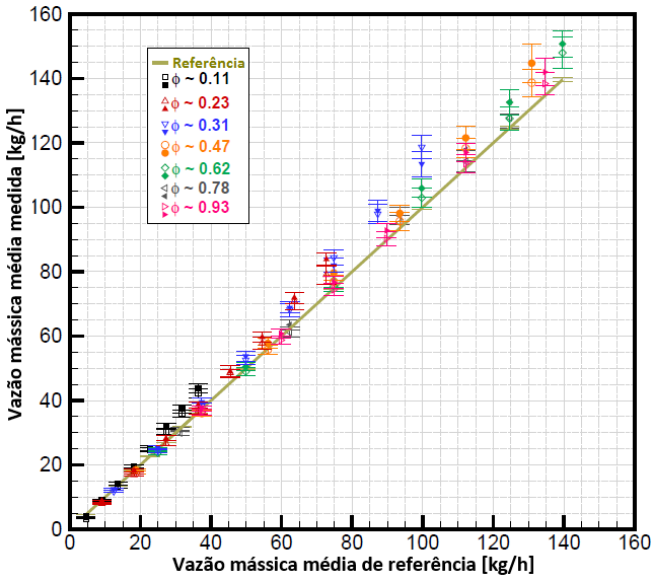


Figura 3.18 – Média durante uma etapa de escoamento da vazão mássica experimental fornecida pelo medidor Coriolis em função do valor de vazão mássica de referência. Os símbolos cheios representam as medições do medidor da etapa fria e os vazios da etapa quente (TREVIZOLI, 2015).

A frequência de aquisição, f_{daq} , foi definida através da se-

guinte relação,

$$f_{daq}/f = 300 \quad (3.2)$$

na qual f é a frequência do ciclo do RMA, calculada através da frequência do sinal do potenciômetro linear com o auxílio da ferramenta de Medição de Tom do Labview 2009. O valor de 300 significa que a cada ciclo do RMA, 300 pontos de dados são salvos em um arquivo para posterior processamento.

3.8 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Após a montagem e acoplamento de todos os sub-sistemas, o aparato é acionado como descrito na Seção 3.2. No total, 40 condições de teste de desempenho do refrigerador foram previstas, resultantes da combinação de três parâmetros:

- Quatro valores de F_E : 100%, 90%, 80% e 65%;
- Dois valores de frequência do ciclo RMA: 0,25 Hz e 0,5 Hz;
- Cinco valores de utilização, os quais eram selecionados dentro das faixas de 0,3 à 1,25 ou 0,3 à 1,0, dependendo dos níveis de pressão atingidos no aparato experimental.

É importante ressaltar que algumas condições de testes acima levavam a valores de pressão muito elevados, o que impediu que alguns testes fossem realizados.

O fator de utilização de uma etapa de escoamento, (ϕ), para os testes foi baseado na Eq. 2.9:

$$\phi = \frac{\dot{m}_{EC_{p,f}} F_E}{2m_{Gd} c_{Gd} f} \quad (3.3)$$

sendo o valor de referência para \dot{m} medido pelo transdutor Coriolis durante o escoamento quente. O subscrito Gd refere-se ao gadolínio. A equação acima revela que, quando parâmetros como frequência e fração de escoamento são alterados, é necessário ajustar o \dot{m} para manter ϕ constante. Por exemplo, se F_E é reduzido ou f é aumentado, \dot{m} deve aumentar. Desta forma, os ajustes necessários nestes parâmetros para manter o fator de utilização constante levou o aparato ao seu limite de operação, uma vez que a pressão fornecida pela

bomba superou, em alguns casos, o limite de projeto das válvulas rotativas. Para tais casos, os experimentos não foram realizados.

O objetivo de cada um dos testes realizados foi obter as curvas de desempenho do RMA, que são as curvas de capacidade de refrigeração (\dot{Q}_F) em função da diferença de temperatura entre os reservatórios térmicos ΔT_R . Após selecionados os valores de F_E , f e \dot{m} , as temperaturas das fontes quente e fria do RMA são ajustadas para 300 K, caracterizando o ponto de máxima capacidade de refrigeração e início do teste.

A temperatura dos reservatórios, que é representada no experimento pela temperatura de entrada do regenerador, é ajustada por meio de dois banhos térmicos Thermo Scientific - Neslab modelos AC200 G50 e AC150 A25 - para os lados frio e quente, respectivamente. Estes banhos entram em contato térmico com o fluido de trabalho através de trocadores de calor de placas brazadas BP 25 - GEA Ecobrazee AB tipo M12 - 10 - L2G2 (um para o lado frio e outro para o quente), os quais são superdimensionados para tal aplicação, mas que garantem que o fluido saindo do trocador de calor esteja na temperatura desejada.

Os demais pontos da curva de capacidade de refrigeração são obtidos mantendo o reservatório quente a 300 K e reduzindo a temperatura do lado frio, aumentando assim ΔT_R . Incrementos de 5 K foram utilizados a cada ponto. À medida que o ΔT_R aumenta, a capacidade de refrigeração do sistema é reduzida, até que valores próximos a zero sejam observados, sendo este o último ponto medido. Cada teste experimental leva em média 30 a 40 minutos para que o regime periodicamente desenvolvido seja atingido.

Para cada teste, os valores medidos para as vazões mássicas e volumétricas, temperaturas, pressões e torque são adquiridos durante cinco ciclos do RMA e, então, utilizados para calcular a capacidade de refrigeração, o ΔT_R , as potências de bombeamento e de acionamento, o COP e a eficiência de segunda lei, como será apresentado na Seção 3.9. Para todos os testes, a temperatura ambiente foi mantida em 300 K, tal qual a do reservatório quente.

3.9 MÉTRICAS DE PERFORMANCE

As métricas de performance necessárias para a análise proposta nesta dissertação são provenientes da combinação dos valores médios das variáveis para um ciclo RMA. Para reduzir os erros aleatórios dos testes, as variáveis são avaliadas durante cinco ciclos

consecutivos e, em cada um, o respectivo valor médio da variável é calculado. Os resultados dos cinco ciclos são então combinadas por meio de uma média aritmética para fornecer o valor final da variável. Por exemplo, a vazão mássica de referência para o cálculo da utilização do sistema foi baseada na vazão instantânea fornecida pelo medidor Coriolis na entrada do lado quente:

$$\bar{\dot{m}}_{\text{EQ}} = \frac{1}{\zeta} \sum_{i=1}^{\zeta} \left[\frac{1}{\tau_{\text{EQ}}} \int_0^{\tau} \dot{m}_{\text{EQ}}(t) dt \right] \quad (3.4)$$

na qual ζ é o número de ciclos AMR, τ e τ_{EQ} são os períodos do ciclo e da etapa quente, e $\dot{m}_{\text{EQ}}(t)$ é o valor de vazão mássica fornecido pelo medidor Coriolis do lado quente. Para o escoamento frio tem-se:

$$\bar{\dot{m}}_{\text{EF}} = \frac{1}{\zeta} \sum_{i=1}^{\zeta} \left[\frac{1}{\tau_{\text{EF}}} \int_0^{\tau} \dot{m}_{\text{EF}}(t) dt \right] \quad (3.5)$$

na qual $\dot{m}_{\text{EF}}(t)$ é o valor de vazão mássica fornecido pelo medidor Coriolis do lado frio e τ_{EQ} o período da etapa fria. As integrais como a apresentada nas Eqs. 3.4 e 3.5 foram aproximadas numericamente pela regra de Simpson expandida (PRESS et al., 2007):

$$\int_{t_0}^{t_{N-1}} f(t) dt = \delta t \left[\frac{3}{8} f_0 + \frac{7}{6} f_1 + \frac{23}{24} f_2 + f_3 + f_4 + \dots + f_{N-5} + f_{N-4} + \frac{23}{24} f_{N-3} + \frac{7}{6} f_{N-2} + \frac{3}{8} f_{N-1} \right] + O\left(\frac{1}{N^4}\right) \quad (3.6)$$

O intervalo de integração de zero a τ , correspondente à totalidade do ciclo, foi utilizado nos dois casos pois, devido ao comportamento de segunda ordem das leituras do medidor Coriolis e à sua constante de tempo, as leituras das etapas não terminam exatamente no período das mesmas, havendo certo atraso. Como no restante do ciclo o valor de $\dot{m}(t)$ do medidor é zero, não há acréscimo de vazão devido à utilização de todo o período de ciclo τ para a integração. Além disso essa é a mesma metodologia utilizada para a obtenção da Fig. 3.18, que se mostrou coerente.

A definição dos valores de τ_{EF} e τ_{EQ} foi realizada de maneira que, quando não houve etapa de desvio, τ_{EF} e τ_{EQ} foram admitidos

como iguais a $\tau/2$. Caso contrário, a duração de cada etapa foi reduzida de um tempo da etapa de desvio, τ_D . A definição de τ_D é dada por $\tau_D = \tau F_D/100$ e a metodologia para sua obtenção será abordada na Seção 5.2.

A Fig. 3.19 apresenta as posições dos termopares e transdutores de pressão e de vazão dos quais são obtidas as principais medições para a análise de performance, além da direção do escoamento durante as etapas do ciclo. Na figura os subscritos F e Q referem-se aos lados frio e quente do aparato³, e os subscritos e e s referem-se as entradas e saídas do regenerador. O subscrito reg refere-se aos termopares localizados nas extremidades do regenerador, que são submetidos tanto ao escoamento quente quanto frio. Os subscritos TCF e TCQ representam os trocadores de calor do lado frio e quente, respectivamente. O cálculo do valor médio dessas variáveis em cada etapa foi realizado segundo as seguintes equações:

- Temperaturas na saída do regenerador na etapa quente, $\bar{T}_{\text{reg,Q}}$, e fria, $\bar{T}_{\text{reg,F}}$:

$$\bar{T}_{\text{reg,Q}} = \frac{1}{\zeta} \sum_{i=1}^{\zeta} \left[\frac{1}{\tau_{\text{EF}}} \int_{\tau_{\text{EF}}} T_{\text{reg,Q}}(t) dt \right] \quad (3.7)$$

$$\bar{T}_{\text{reg,F}} = \frac{1}{\zeta} \sum_{i=1}^{\zeta} \left[\frac{1}{\tau_{\text{EQ}}} \int_{\tau_{\text{EQ}}} T_{\text{reg,F}}(t) dt \right] \quad (3.8)$$

- Temperaturas na entrada do regenerador na etapa fria, \bar{T}_{RF} (temperatura do reservatório frio), e quente, \bar{T}_{RQ} (temperatura do reservatório quente):

$$\bar{T}_{\text{RF}} = \frac{1}{\zeta} \sum_{i=1}^{\zeta} \left[\frac{1}{\tau_{\text{EF}}} \int_{\tau_{\text{EF}}} T_{\text{e,F}}(t) dt \right] \quad (3.9)$$

$$\bar{T}_{\text{RQ}} = \frac{1}{\zeta} \sum_{i=1}^{\zeta} \left[\frac{1}{\tau_{\text{EQ}}} \int_{\tau_{\text{EQ}}} T_{\text{e,Q}}(t) dt \right] \quad (3.10)$$

³ Não confundir com os subscritos EF e EQ, relativos as etapas quente e fria do ciclo.

- Queda de pressão na etapa fria:

$$\overline{\Delta P}_{EF} = \frac{1}{\zeta} \sum_{i=1}^{\zeta} \left\{ \frac{1}{\tau_{EF}} \int_{\tau_{EF}} [P_{e,F}(t) - P_{s,Q}(t)] dt \right\} \quad (3.11)$$

- Queda de pressão na etapa quente:

$$\overline{\Delta P}_{EQ} = \frac{1}{\zeta} \sum_{i=1}^{\zeta} \left\{ \frac{1}{\tau_{EQ}} \int_{\tau_{EQ}} [P_{e,Q}(t) - P_{s,F}(t)] dt \right\} \quad (3.12)$$

De posse dos valores de temperatura média foi possível calcular as diferenças de temperatura relevantes do sistema, resumidas no diagrama da Fig. 3.20, que apresenta as diferença de temperatura e transferências de energia relevantes do sistema.

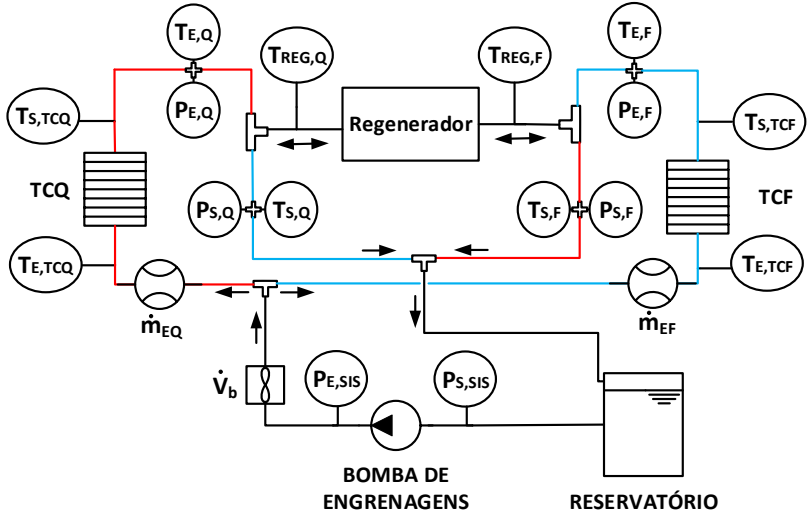


Figura 3.19 – Posição dos principais termopares e transdutores de pressão e de vazão do aparato. Setas indicam o sentido do escoamento.

As diferenças de temperatura apresentadas na Fig. 3.20 foram calculados por:

$$\overline{\Delta T}_Q = \overline{T}_{reg,Q} - \overline{T}_{R,Q} \quad (3.13)$$

$$\overline{\Delta T}_F = \overline{T}_{\text{reg},F} - \overline{T}_{\text{RF}} \quad (3.14)$$

$$\overline{\Delta T}_R = \overline{T}_{\text{RQ}} - \overline{T}_{\text{RF}} \quad (3.15)$$

$$\overline{\Delta T}_{\text{reg}} = \overline{T}_{\text{reg},Q} - \overline{T}_{\text{reg},F} \quad (3.16)$$

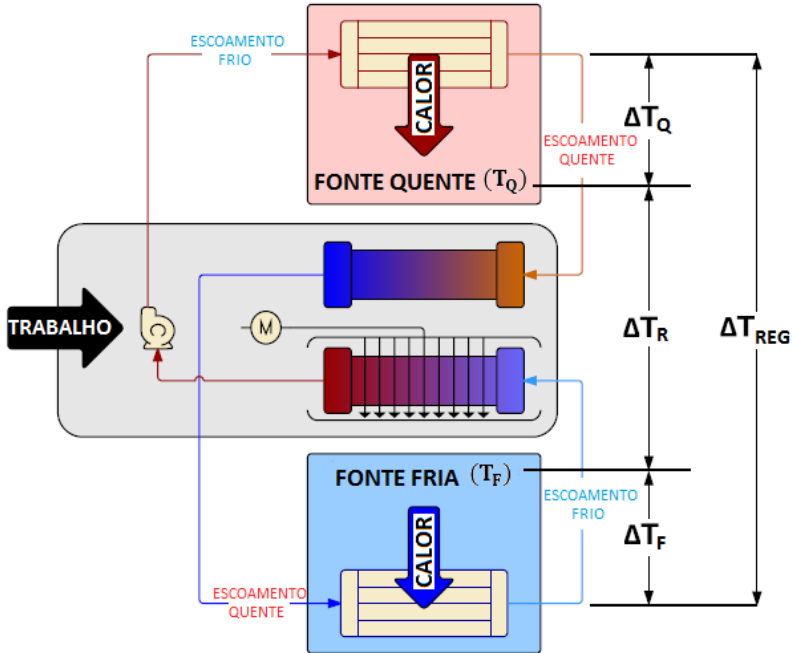


Figura 3.20 – Representação esquemática das principais variáveis em um RMA genérico. Adaptado de Trevizoli (2015).

Os valores de $\overline{\Delta T}_F$ e $\overline{\Delta T}_Q$ representam o potencial de transferência de calor do fluido na saída do regenerador em relação ao respectivo reservatório. $\overline{\Delta T}_R$ define a diferença de temperatura entre reservatórios, que é uma das variáveis da curva de performance do sistema juntamente com a capacidade de refrigeração. $\overline{\Delta T}_{\text{reg}}$ representa a diferença de temperatura correspondente ao fluido nas saídas do regenerador. Esta é sempre maior que $\overline{\Delta T}_R$ para que seja possível a transferência de calor sensível nos reservatórios.

A capacidade de refrigeração e calor rejeitado transferidos por ciclo \bar{Q}_F e \bar{Q}_Q são definidos pelas seguintes equações:

$$\bar{Q}_F = \frac{1}{\tau} \int_{\tau_{EQ}} \dot{m}_{EQ}(t) c_{p,f} [T_{reg,F}(t) - \bar{T}_{RF}] dt \quad (3.17)$$

$$\bar{Q}_Q = \frac{1}{\tau} \int_{\tau_{EF}} \dot{m}_{EF}(t) c_{p,f} [T_{reg,Q}(t) - \bar{T}_{RQ}] dt \quad (3.18)$$

Devido à impossibilidade de utilizar as leituras instantâneas dos medidores de vazão Coriolis para se obter $\dot{m}(t)$, problemas este advindo da elevada constante de tempo do instrumento, optou-se por utilizar o valor médio de vazão calculado pelas Eqs. 3.4 e 3.5. Desta forma, as Eqs. 3.17 e 3.18 são aproximadas por:

$$\bar{Q}_F \simeq \frac{\bar{\dot{m}}_{EQ} \bar{c}_{p,f}}{\tau} \int_{\tau_{EQ}} [T_{reg,F}(t) - \bar{T}_{RF}] dt = \frac{\tau_{EQ} \bar{\dot{m}}_{EQ} \bar{c}_{p,f}}{\tau} \bar{\Delta T}_F \quad (3.19)$$

$$\bar{Q}_Q \simeq \frac{\bar{\dot{m}}_{EF} \bar{c}_{p,f}}{\tau} \int_{\tau_{EF}} [T_{reg,Q}(t) - \bar{T}_{RQ}] dt = \frac{\tau_{EF} \bar{\dot{m}}_{EF} \bar{c}_{p,f}}{\tau} \bar{\Delta T}_Q \quad (3.20)$$

em que $\bar{c}_{p,f}$ é calculado em função da média entre as temperaturas dos reservatórios.

A potência total fornecida ao sistema, \bar{W} , é a soma da potência de acionamento \bar{W}_{ac} e de bombeamento \bar{W}_b , que são calculadas através das seguintes equações:

$$\bar{W}_{ac} = 2\pi f_M \bar{\Gamma} \quad (3.21)$$

$$\bar{W}_b = \bar{V}_b \bar{\Delta P}_b \quad (3.22)$$

na qual f_M é a frequência do motor-de-passo. O torque médio $\bar{\Gamma}$ utilizado na Eq. 3.21 é fornecido pelo torquímetro. Na Eq. 3.22, a diferença de pressão $\bar{\Delta P}_b$ é fornecida pelos transdutores de pressão localizados na entrada e saída da bomba de engrenagens e a vazão volumétrica fornecida pela bomba \bar{V}_b é dada pelo medidor de vazão de turbina localizado em sua saída. As equações para calcular essas quantidades são, respectivamente:

$$\bar{\Gamma} = \frac{1}{\zeta} \sum_{i=1}^{\zeta} \left[\frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} \Gamma(t) dt \right] \quad (3.23)$$

$$\overline{\Delta P_b} = \frac{1}{\zeta} \sum_{i=1}^{\zeta} \left\{ \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} [P_{s,b}(t) - P_{e,b}(t)] dt \right\} \quad (3.24)$$

$$\overline{V_b} = \frac{1}{\zeta} \sum_{i=1}^{\zeta} \left[\frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} \dot{V}_b(t) dt \right] \quad (3.25)$$

A potência de acionamento pode ser ainda dividida em três parcelas: uma necessária para vencer o atrito entre as faces de vedação e de saída das válvulas rotativas, chamada de potência de acionamento de válvulas, \dot{W}_{val} ; uma para rotacionar o conjunto CCH e proporcionar a variação de campo magnético aplicado no regenerador, chamada de potência magnética, \dot{W}_{mag} ; e a potência dissipada por ineficiências mecânicas, \dot{W}_{per} , não relacionadas às duas parcelas anteriores.

Com o intuito de caracterizar cada uma dessas parcelas, foi adotada uma metodologia similar às utilizadas por Capovilla et al. (2016) e Trevizoli et al. (2016). A Fig. 3.21 apresenta um diagrama esquemático dos componentes da potência de acionamento do sistema, a partir da qual é possível concluir que a potência de acionamento e o torque fornecidos pelo motor são representados por:

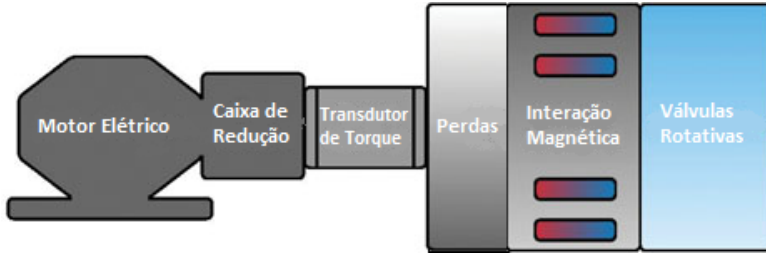


Figura 3.21 – Representação esquemática dos componentes da potência de acionamento. Adaptado de (CAPOVILLA et al., 2016).

$$\overline{W_{ac}} = \overline{W_{per}} + \overline{W_{mag}} + \overline{W_{val}} \quad (3.26)$$

$$\overline{\Gamma_{ac}} = \overline{\Gamma_{per}} + \overline{\Gamma_{mag}} + \overline{\Gamma_{val}} \quad (3.27)$$

O valor da potência total de acionamento foi caracterizada pelo torque medido durante os testes descritos na Seção 3.8, chamado de Γ_{ac} . Para discretizar as parcelas de torque, realizaram-se

testes de potência mecânica, nos quais o conjunto CCH foi desacoplado, isolando-se, dessa forma, a componente de torque para girar o CCH, Γ_{mag} . Em seguida, as válvulas rotativas foram desacopladas, restando apenas a parcela de torque devida a perdas mecânicas, Γ_{per} , medida em testes de potência mecânica dissipada. Subtraindo este resultado do anterior, foi possível isolar a contribuição de torque das válvulas rotativas, Γ_{val} , conforme a Eq. 3.27. Ressalta-se que as condições experimentais de ΔT_{R} , f e ϕ dos testes de potência das válvulas e perdas foram as mesmas dos testes descritos na Seção 3.8. Para os testes de quantificação das perdas mecânicas, variou-se apenas f .

Por fim, as medidas de performance termodinâmica do sistema, COP e eficiência de segunda lei, foram obtidas pelas seguinte equações:

$$COP = \frac{\overline{Q}_{\text{F}}}{\overline{W}_{\text{ac}} + \overline{W}_{\text{b}}} \quad (3.28)$$

$$\eta_{2\text{nd}} = \frac{COP}{COP_{\text{id}}} \quad (3.29)$$

em que o COP_{id} foi calculado por:

$$COP_{\text{id}} = \frac{\overline{T}_{\text{RF}}}{\overline{T}_{\text{RQ}} - \overline{T}_{\text{RF}}} \quad (3.30)$$

Capítulo 4

MODELAGEM MATEMÁTICA

As equações que governam o funcionamento de um regenerador magnético ativo são oriundas de balanços de quantidade de movimento e de energia em um meio poroso. O modelo de solução destas equações na forma unidimensional utilizada neste trabalho foi desenvolvida por Trevizoli (2015), que utilizou o método dos volumes finitos para obter os perfis térmicos e de escoamento transientes em um RMA. Do ponto de vista térmico, o meio poroso foi tratado a partir de uma formulação de dois meios, onde são admitidas diferentes temperaturas entre as fases. As interações magnéticas próprias dos RMAs são incluídas através da dependência das propriedades físicas com o campo magnético e da inclusão do efeito magnetocalórico, inserido por meio da chamada abordagem discreta (NIELSEN et al., 2011; KITANOVSKI et al., 2015).

A consideração de perdas térmicas e magnéticas nos modelos de RMA é essencial para que soluções melhor representem os resultados obtidos experimentalmente, como destacado por vários autores (ENGELBRECHT, 2008; NIELSEN et al., 2009; TURA; ROWE, 2011; TREVIZOLI et al., 2014; TREVIZOLI; NAKASHIMA; BARBOSA Jr., 2016). Trevizoli (2015) incluiu em seu modelo as perdas devidas aos seguintes efeitos: (i) volume morto; (ii) troca de calor com a carcaça do regenerador; (iii) não-uniformidade do campo magnético na extremidade do regenerador. A comparação entre os resultados do modelo e dados experimentais indicaram que, somente após a inclusão destas perdas, o modelo foi capaz de reproduzir com boa confiabilidade os valores e tendências experimentais. Porém, dentre as três perdas indicadas, para as frequências baixas (entre 0,25 Hz a 0,5 Hz) a perda de calor pela carcaça se mostrou a mais relevante. Deste modo, para reduzir o tempo computacional das simulações, optou-se por incluir apenas esta perda externa nas simulações conduzidas no presente trabalho. A rotina de solução, que inclui a possibilidade de utilizar diferentes perfis temporais de escoamento, foi desenvolvida por Trevizoli (2015), e no presente trabalho o principal foco será validar as soluções do modelo com dos experimentos para casos com fração de escoamento reduzidas.

4.1 MODELAGEM DA MATRIZ POROSA REGENERATIVA

A matriz regenerativa consiste de um leito compacto poroso de esferas não consolidadas, com fração de vazio ε ocupada pelo fluido de trabalho. O sistema de equações que rege o problema é composto pela conservação da quantidade de movimento e energia do fluido, e pela conservação de energia do sólido, derivadas a partir do conceito de média volumétrica local (KAVIANY, 1995). O efeito magnetocalórico foi incluído diretamente na equação da energia do sólido através de uma variação adiabática de temperatura. As hipóteses simplificadoras adotadas foram as seguintes:

1. Propriedades uniformes na seção transversal (variam apenas axialmente e no tempo), ou seja, problema unidimensional;
2. Escoamento incompressível;
3. Meio poroso de baixa porosidade, i. e. $\varepsilon < 0.6$;
4. Ausência de forças de corpo.

É importante notar que a equação de conservação de massa de fluido não é necessária no modelo, pois ao se admitir que o escoamento é unidirecional e incompressível, existirá apenas uma velocidade $u(t)$ que irá satisfazer a equação da quantidade de movimento para um gradiente de pressão imposto. O modelo geométrico do problema pode ser visualizado na figura 4.1.

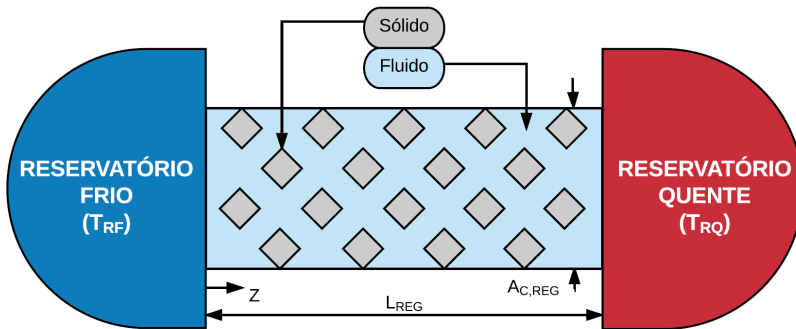


Figura 4.1 – Geometria básica do modelo unidimensional de escoamento e transferência de calor na matriz regenerativa. Adaptado de (TREVIZOLI, 2015).

4.1.1 Equação de Conservação da Quantidade de Movimento

A equação de conservação da quantidade de movimento linear, conhecida também como equação de Brinkman-Forchheimer, é obtida através de uma abordagem que inclui novos termos à lei de Darcy do escoamento em meio porosos (KAVIANY, 1995; NIELD; BEJAN, 2006). Aplicando as hipóteses simplificadoras, essa equação pode ser escrita como:

$$\frac{\rho_f}{\varepsilon} \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} - \frac{\mu_f}{K} u - \frac{c_E \rho_f}{K^{1/2}} |u| u \quad (4.1)$$

na qual t é o tempo, ρ_f a massa específica do fluido, u é a componente de velocidade superficial ou de Darcy na direção z , P a pressão, μ_f a viscosidade dinâmica do fluido, K a permeabilidade do meio poroso e c_E a constante de Ergun. O termo do lado esquerdo da igualdade corresponde ao caráter transiente do problema. Do lado direito da igualdade tem-se, respectivamente, os termos de gradiente de pressão, da tensão viscosa microscópica (termo de Darcy) e da força de inércia microscópica (termo inercial de Ergun). Nota-se que na Eq. 4.1 não estão presentes termos referentes aos efeitos macroscópicos de inércia e tensão viscosa devido ao caráter unidirecional e incompressível do escoamento e pela baixa porosidade da matriz, respectivamente. Um termo de força de corpo também não foi incluído por não se considerar nenhuma força desse caráter no problema.

As variáveis K e c_E são definidas por relações de fechamento para meios porosos. Para a geometria em questão, elas foram calculadas pelas expressões de Ergun (1952):

$$K = \frac{\varepsilon}{150} d_h^2 \quad (4.2)$$

$$c_E = \frac{1,75}{(150\varepsilon^3)^{1/2}} \quad (4.3)$$

em que o diâmetro hidráulico, d_h , relaciona-se com o diâmetro de partícula, d_p , por:

$$d_h = \frac{2}{3} \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} d_p \quad (4.4)$$

O gradiente de pressão é imposto como uma função temporal característica de escoamentos oscilatórios (ZHAO; CHENG, 1996; OLIVEIRA et al., 2012):

$$-\frac{\partial P}{\partial z} = \rho_f A_t g(t^*) \quad (4.5)$$

em que A_t representa a amplitude da variação de queda de pressão e $g(t^*)$ refere-se à forma da curva, que é função do tempo adimensionalizado $t^* = 2\pi ft$. Para o escoamento trapezoidal considerado neste trabalho, a função $g(t^*)$ obedece à seguinte relação:

$$|g(t^*)| = \begin{cases} \frac{t^* - t_{o,a}^*}{\tau_{\text{ramp}}} & , \text{ para a rampa de aceleração;} \\ 1 & , \text{ para o patamar;} \\ \frac{(t_{o,d}^* - t^*) + \tau_{\text{ramp}}}{\tau_{\text{ramp}}} & , \text{ para a rampa de desaceleração;} \\ 0 & , \text{ se for uma etapa sem escoamento.} \end{cases} \quad (4.6)$$

que é ilustrada na Fig. 4.2, em que $t_{o,a}^*$ e $t_{o,d}^*$ representam o início das rampas de aceleração e desaceleração do escoamento, respectivamente, e τ_{ramp} a duração da rampa. O valor de τ_{ramp} foi obtido a partir de uma metodologia a ser descrita na Seção 5.2. Quando foram incluídas etapas sem escoamento no modelo, a duração destas foi baseada no valor de F_E apresentados na Tabela 3.1. Assim como na Fig. 3.10, o perfil de escoamento foi centralizado em relação a duração de meio ciclo, ou seja, metade do período sem escoamento é realizado antes do escoamento, e a outra, após.

O perfil trapezoidal ideal gerado pela função $g(t^*)$ descrita pela Eq. 4.6 deve apresentar diferenças quando comparado ao perfil obtido em uma situação real de escoamento, na qual a inércia do fluido pode contribuir para a suavização do perfil no início e final dos tempos de rampa. Porém, optou-se por manter o perfil trapezoidal ideal para simplificar a rotina de cálculo.

4.1.2 Equação de Conservação de Energia do Sólido

A equação de conservação de energia do sólido é dada por:

$$\rho_s(T)c_s(T)(1 - \varepsilon)\frac{\partial T_s}{\partial t} = h(z)\beta(T_f - T_s) + (1 - \varepsilon)k_s^{\text{ef}}\frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} \quad (4.7)$$

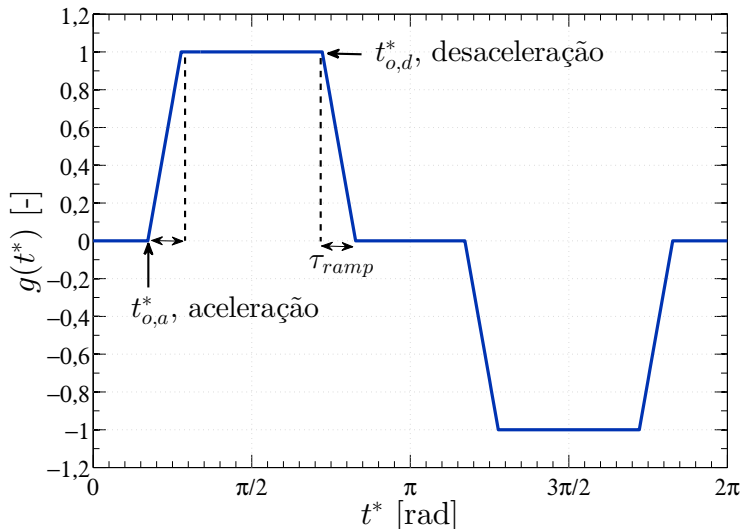


Figura 4.2 – Perfil temporal da variável $g(t^*)$.

na qual ρ_s , c_s , k_s^{ef} e T_s são, nesta ordem, a massa específica, capacidade térmica específica, condutividade térmica efetiva e temperatura da fase sólida. T_f representa a temperatura da fase fluida e h o coeficiente de transferência de calor intersticial. A inércia térmica do sólido é representada pelo termo à esquerda da igualdade, e à direita estão os termos de transferência de calor intersticial, que é responsável pelo acoplamento térmico entre as fases sólida e fluida, e o termo de condução de calor axial. As propriedades físicas do material magnetocalórico utilizado no modelo são apresentadas na Seção 4.3. O parâmetro β é a razão entre a área intersticial de troca de calor A_{TC} pelo volume total da matriz, que para um leito de esferas é dada por:

$$\beta = \frac{(1 - \varepsilon)6}{d_p} \quad (4.8)$$

A condutividade térmica efetiva, k_s^{ef} , é obtida através de uma abordagem de média volumétrica do meio poroso, que visa avaliar o comportamento macroscópico da condução de calor pelo sólido (KAVIANY, 1995; NIELD; BEJAN, 2006). A equação para calcular

k_s^{ef} para um leito de esferas foi retirada de Hadley (1986):

$$\begin{aligned} \frac{k_s^{\text{ef}}}{k_f} = (1 - \alpha_0) \frac{\varepsilon f_0 + (1 - \varepsilon f_0) \frac{k_s}{k_f}}{1 - \varepsilon(1 - f_0) + \frac{k_s}{k_f} \varepsilon(1 - f_0)} + \\ \alpha_0 \frac{2 \left(\frac{k_s}{k_f} \right)^2 (1 - \varepsilon) + (1 + 2\varepsilon) \frac{k_s}{k_f}}{(2 + \varepsilon) \frac{k_s}{k_f} + (1 - \varepsilon)} \end{aligned} \quad (4.9)$$

em que $f_0 = 0,8$ e $\log \alpha_0 = -1,084 - 6,778(\varepsilon - 0,298)$ são válidas para $0,298 \leq \varepsilon \leq 0,58$. k_f e k_s são a condutividade térmica do fluido e do sólido.

O termo relativo à convecção intersticial entre sólido e fluido requer que o coeficiente de transferência de calor h seja definido. Para tanto, foi utilizada correlação para o número de Nusselt baseado no diâmetro de partícula, Nu_{dp} , para leitos de esferas proposta por Pallares e Grau (2010):

$$Nu_{\text{dp}} = \frac{hd_p}{k_f} = 2 \left[1 + \frac{4(1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \right] + (1 - \varepsilon)^{1/2} Re_{\text{dp}}^{0,6} Pr^{1/3} \quad (4.10)$$

em que $Re_{\text{dp}} = \rho_f u_{\text{dp}} / \mu_f$ é o número de Reynolds baseado no diâmetro de partícula e Pr é o número de Prandtl.

Na Eq. 4.7 não existe um termo explícito referente ao efeito magnetocalórico. A razão disto é que a implementação do EMC neste trabalho é feita a partir da chamada forma discreta (NIELSEN et al., 2011), através de um aumento na temperatura do sólido. Este acréscimo, de magnitude ΔT_{ad} , está associado a uma variação de campo magnético entre o instante de tempo avaliado e o anterior, ou seja,

$$T_s(t + \Delta t, z) = T_s(t, z) + \Delta T_{\text{ad}}(\Delta B, T_s(t, z)) \quad (4.11)$$

em que $\Delta B = B(t + \Delta t, z) - B(t, z)$.

4.1.3 Equação de Conservação de Energia do Fluido

A equação de conservação da energia do fluido é dada por:

$$\rho_f(T) c_{p,f}(T) \left(\varepsilon \frac{\partial T_f}{\partial t} + u \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) = h(z) \beta (T_s - T_f) + \left| u \frac{\partial P}{\partial z} \right|$$

$$\varepsilon [k_f^{\text{ef}} + \rho_f(T)c_{p,f}(T)D_{||}] \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} + \dot{q}_{ca} \quad (4.12)$$

em que $c_{p,f}$ é o calor específico do fluido, k_f^{ef} sua condutividade térmica efetiva e $D_{||}$ o coeficiente de dispersão térmica longitudinal, característico da análise de meios porosos. Os termos à esquerda representam, respectivamente, a inércia térmica do fluido e o termo advectivo de transferência de calor, enquanto que os termos à direita representam, nesta ordem, a convecção intersticial, a dissipação viscosa, a condução de calor axial, composta por um termo de condução molecular e um de dispersão, e um termo referente à troca de calor da matriz com a carcaça do regenerador, \dot{q}_{ca} (KAVIANY, 1995; NIELD; BEJAN, 2006).

As relações de fechamento para k_f^{ef} e $D_{||}$ foram retiradas de Kaviany (1995) e Koch e Brady (1985), respectivamente:

$$\frac{k_f^{\text{ef}}}{k_f} = \varepsilon \quad (4.13)$$

$$\frac{D_{||}}{\alpha_f} = \frac{\sqrt{2} (Pe_{dp}/2)^2}{60 (1 - \varepsilon)^{1/2}}, \text{ para } \left(\frac{Pe_{dp}}{2} \right)^2 \ll 1 \quad (4.14)$$

$$\frac{D_{||}}{\alpha_f} = 0,75 \frac{Pe_{dp}}{2}, \text{ para } \frac{Pe_{dp}}{2} > 1 \quad (4.15)$$

em que $\alpha_f = k_f/\rho_f c_{p,f}$ é a difusividade térmica do fluido e $Pe_{dp} = Pr Re_{dp}$ é o número de Peclet baseado no diâmetro de partícula. As propriedades físicas do fluido de trabalho, uma mistura de água e etileno-glicol (80%/20% de fração mássica percentual), foram obtidas da biblioteca do *software* Engineering Equation Solver (EES) (KLEIN, 2013).

4.2 MODELAGEM DA PERDA TÉRMICA PELA CARÇAÇA

Para modelar a transferência de calor pela carcaça é necessário considerar dois domínios de solução no problema, referentes aos volumes do material sólido que forma a carcaça cilíndrica e a camada de ar que separa o regenerador do circuito magnético, como pode ser visualizado na Fig. 4.3.

Para obter as equações de conservação para os dois domínios foram consideradas as seguintes hipóteses simplificadoras:

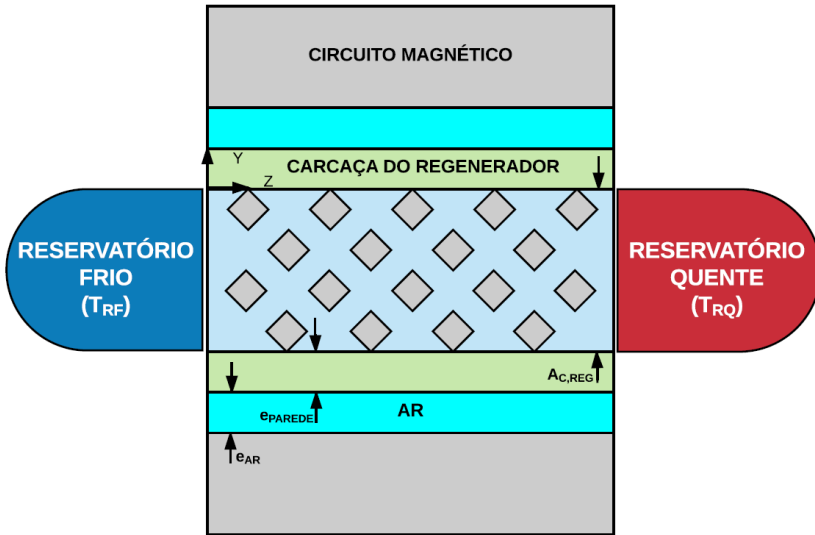


Figura 4.3 – Geometria básica do modelo unidimensional de escoamento e transferência de calor na matriz regenerativa com a adição dos domínios referentes ao cálculo da perda na carcaça. Adaptado de Trevizoli (2015).

1. Transferência de calor bidimensional na carcaça e camada de ar;
2. Curvatura do regenerador é desconsiderada, possibilitando a adoção de um sistema de coordenadas cartesianas;
3. Propriedades do ar dependentes apenas da temperatura;
4. Propriedades do sólido da carcaça constante, porém dependentes da direção (caráter anisotrópico da condutividade térmica);
5. Temperatura do circuito magnético constante devido à sua alta inércia térmica comparada aos outros domínios.

Adotando as considerações acima, a equação de conservação de energia do ar pode ser escrita como:

$$\rho_{\text{ar}} c_{p,\text{ar}} \frac{\partial T_{\text{ar}}}{\partial t} = k_{\text{ar}} \left(\frac{\partial^2 T_{\text{ar}}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_{\text{ar}}}{\partial z^2} \right) + \dot{q}_{\text{ar}} \quad (4.16)$$

em que \dot{q}_{ar} representa a taxa de dissipação viscosa por unidade de volume, que foi modelada assumindo um escoamento de Couette laminar induzido pela rotação do ímã cilíndrico interno:

$$\dot{q}_{\text{ar}} = \mu_{\text{ar}} \left(\frac{\omega R_i}{e_{\text{ar}}} \right)^2 \quad (4.17)$$

em que ω , R_i e e_{ar} são a velocidade angular de rotação do ímã interno, seu raio e a espessura da camada de ar, respectivamente.

O balanço de energia do sólido da parede do regenerador é dado por:

$$\frac{\partial T_{\text{pa}}}{\partial t} = \frac{k_y}{\rho c} \Big|_{\text{pa}} \frac{\partial^2 T_{\text{pa}}}{\partial y^2} + \frac{k_z}{\rho c} \Big|_{\text{pa}} \frac{\partial^2 T_{\text{pa}}}{\partial z^2} \quad (4.18)$$

na qual o caráter anisotrópico do material é incluído nos valores distintos da condutividade térmica longitudinal e transversal k_z e k_y , respectivamente. O subscrito pa refere-se ao material da parede da carcaça, que neste trabalho é uma fibra de vidro G10. As propriedades do G10 e do ar foram obtidas da biblioteca do EES (KLEIN, 2013). Após a solução acoplada das Eqs. 4.16 e 4.18, o valor de \dot{q}_{ca} é calculado por:

$$\dot{q}_{\text{ca}} = -h_{\text{ca}} \frac{P_{\text{c,reg}}}{A_{\text{c,reg}}} (T_{\text{f}} - T_{\text{pa}}|_{(y=0)}) \quad (4.19)$$

em que $P_{\text{c,Reg}}$ e $A_{\text{c,reg}}$ são o perímetro interno e a área da seção transversal da parede interna da carcaça, h_{ca} o coeficiente de transferência de calor entre o meio poroso e a carcaça, definido pela seguinte relação para o número de Nusselt proposta por Li e Finlayson (1977):

$$Nu_{\text{dp}}^{\text{ca}} = \frac{h_{\text{ca}} d_{\text{p}}}{k_{\text{f}}} = 0,17 Re_{\text{dp}}^{0,79}, \quad \text{para } 20 \leq Re_{\text{dp}} \leq 7600 \quad (4.20)$$

4.3 PROPRIEDADES MAGNÉTICAS

As interações magnéticas características do funcionamento de um RMA são incluídas no modelo através da dependência das propriedades do gadolínio com o campo magnético e do próprio efeito magnetocalórico como descrito na Seção 4.1.2. As propriedades sensíveis à variação de campo magnético consideradas neste trabalho

foram a entropia, calor específico, magnetização e variação de temperatura adiabática. A condutividade térmica e massa específica do gadolínio foram consideradas constantes e iguais a 10.5 W/m-K e 7900 kg/m³, respectivamente (PETERSEN et al., 2008).

A Fig. 4.4 apresenta as demais propriedades da amostra de gadolínio utilizada neste trabalho. Estas propriedades são resultados da combinação da medição experimental do calor específico e da magnetização do gadolínio, realizada pela empresa BASF para uma faixa ampla de temperaturas (250 K a 320 K em intervalos de 1K) e campo magnético (de 0 a 2 T em intervalos de 0,1 T). Os valores foram posteriormente refinados usando interpolações não lineares ($R^2 > 0.9999$) em intervalos de 0,01 T e 0,1 K para serem incluídos na biblioteca do modelo. Durante a solução do problema, os valores das propriedades para determinada temperatura e campo magnético são obtidos através de uma interpolação bi-linear dos dados refinados.

4.3.1 Fator de Desmagnetização

A intensidade de campo magnético \vec{H}_{ef} , que efetivamente influencia as propriedades físicas de um material magnético e gera um ΔT_{ad} , é diferente daquela aplicada ao material por uma fonte externa, \vec{H}_{apl} . Essa diferença decorre da existência de um campo desmagnetizante interno, \vec{H}_{dem} , relacionado à magnetização, \vec{M} , do material. O \vec{H}_{dem} se opõe ao campo aplicado da seguinte forma (BAHL et al., 2008; SMITH et al., 2010; TREVIZOLI et al., 2012; TREVIZOLI et al., 2013):

$$\vec{H}_{\text{ef}} = \vec{H}_{\text{apl}} - \vec{H}_{\text{dem}}(\vec{H}_{\text{apl}}, T) \quad (4.21)$$

em que o campo desmagnetizante é relacionado à magnetização do material através de um tensor de desmagnetização $\overline{\overline{N}}_{\text{D}}$:

$$\vec{H}_{\text{dem}}(\vec{H}_{\text{apl}}, T) = \overline{\overline{N}}_{\text{D}} \cdot \vec{M}(\vec{H}_{\text{apl}}, T) \quad (4.22)$$

Para uma temperatura constante, o tensor de desmagnetização é reduzido a um escalar. Portanto, a combinação das Eqs. 4.21 e 4.22 para a condição de temperatura homogênea no sólido resulta em:

$$H_{\text{ef}} = H_{\text{apl}} - N_{\text{D}} M(H_{\text{apl}}, T) \quad (4.23)$$

No presente modelo, o valor da magnetização é calculado localmente no regenerador em função das propriedades magnéticas do

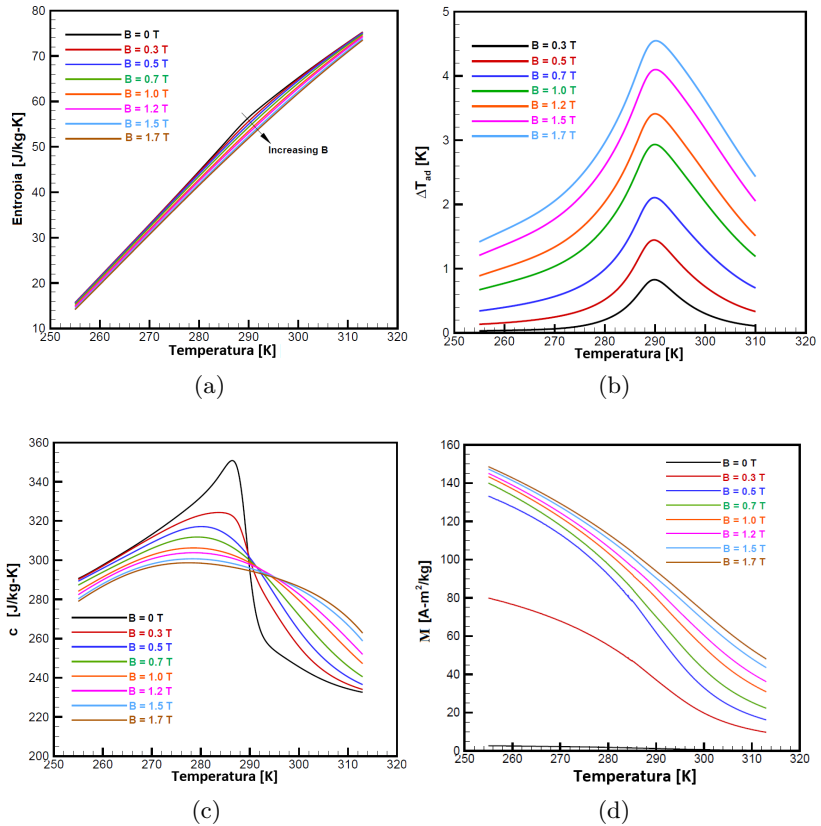


Figura 4.4 – Propriedades termo-magnéticas interpoladas das amostras de gadolínio utilizadas neste trabalho em função da temperatura e da densidade de fluxo magnético: (a) Diagrama s - T ; (b) ΔT_{ad} ; (c) Calor específico; (d) Magnetização específica.

gadolínio considerando um perfil de temperatura linear entre T_{RF} e T_{RQ} . O fator de desmagnetização, N_D , depende apenas da geometria da carcaça e da matriz do regenerador, podendo ser obtido através da seguinte correlação para um leito de esferas (COEY, 2010):

$$N_D = N_{D,geo} + (1 - \varepsilon)(N_{D,ca} - N_{D,geo}) \quad (4.24)$$

em que o fator $N_{D,ca}$, relativo à geometria da carcaça, foi obtido de Sato e Ishii (1989) para geometrias cilíndricas. Ao fator $N_{D,geo}$,

referente à geometria do meio poroso, foi atribuído o valor $N_{D,geo} = 1/3$, para uma única esfera.

Após o cálculo de H_{ef} , o valor de densidade de fluxo magnético utilizado para definir as propriedades do material e o EMC é dado por $B_{ef}(t, z) = \mu_0 H_{ef}$.

4.4 IMPLEMENTAÇÃO NUMÉRICA

A solução das equações de conservação 4.1, 4.7, 4.12, 4.16 e 4.18 foi realizada através do Método de Volumes Finitos (PATANKAR, 1980; MALISKA, 2004). Para tanto, versões adimensionalizadas das equações foram integradas em volumes discretos ao longo do domínio de cálculo, resultando em um sistema de equações algébricas para a solução de u , T_f , T_s , T_{ar} e T_{pa} . A linguagem de programação utilizada na rotina foi Pascal. A seguir, as condições iniciais e de contorno, esquemas de discretização e de solução do sistema e os critérios de convergência para cada equação serão apresentados.

4.4.1 Equação de Conservação de Quantidade de Movimento

Como a Eq. 4.1 é independente da posição, foi adotado um esquema de discretização explícito, e a solução para $u(t)$ em um determinado instante de tempo é dependente apenas do valor no tempo anterior $u(t - \Delta t)$ e do termo fonte. Este último é composto por um termo referente ao $g(t^*)$ e um referente à não linearidade termo inercial de Ergun, que apresenta $|u|$ em sua formulação. Para a solução dessa não-linearidade foi aplicado uma metodologia de linearização do termo fonte (MALISKA, 2004), que requereu uma solução iterativa da equação para cada instante de tempo.

Para iniciar o procedimento de solução, é necessário definir um valor da amplitude do gradiente de pressão, A_t , baseado na vazão mássica desejada, que é um dado de entrada do modelo. Após definida uma estimativa de A_t , a solução da versão adimensionalizada da equação 4.1 para o escoamento frio e quente é realizada a partir da condição inicial de $u(t)$ nulo para $t = 0$, até que as velocidades para todos os instantes do ciclo do RMA sejam definidas. Esse procedimento é repetido até que a diferença entre os valores de velocidade adimensional obtidos em um ciclo iterativo e o anterior seja menor que 10^{-8} .

Atingido o critério de convergência entre ciclos iterativos, os valores de $u(t)$ são utilizados para calcular a vazão mássica \dot{m}_{num} obtida pela solução numérica através da equação 4.25. Este valor é então comparado com a vazão mássica de entrada do modelo. Caso a diferença entre os dois valores seja maior ou igual a 10^{-10} kg/s, um novo valor de A_t é ajustado e o procedimento é repetido até que o critério seja respeitado.

$$\dot{m}_{\text{num}} = \frac{1}{\tau_E} \int_0^{\tau_E} \rho_f A_{c,\text{reg}} u(t) dt \quad (4.25)$$

4.4.2 Equações de Conservação de Energia

As Eqs. 4.7 e 4.12 são dependentes tanto do tempo quanto do espaço, portanto uma abordagem de discretização totalmente implícita foi adotada e um procedimento iterativo de solução foi necessário. Além disso, as propriedades físicas do material são dependentes das temperaturas e existe um acoplamento entre as fases devido ao termo de transferência de calor intersticial, o que contribui para a não-linearidade do sistema.

O esquema de discretização adotado para a equação do fluido foi o *Weighted Upstream Differencing Scheme* (WUDS) que pondera a relevância dos termos advectivos e difusivos baseando-se no número de Peclet (MALISKA, 2004). Para o sólido, como não há escoamento, foi adotado o esquema de diferenças centrais (CDS em inglês) para tratar os termos de difusão de calor.

As condições de contorno para a equação de energia do sólido foram de fronteiras adiabáticas tanto em $z = 0$ (fronteira do lado frio) quanto em $z = L_{\text{reg}}$ (fronteira quente), sendo L_{reg} o comprimento do regenerador. Para o fluido, as condições de contorno para o escoamento frio foram de temperatura prescrita igual a T_{RF} em $z = 0$ e de advecção pura em $z = L_{\text{reg}}$. Na segunda etapa do ciclo, durante o escoamento quente, foi adotada uma temperatura prescrita em $z = L_{\text{reg}}$ igual a T_{RQ} e, em $z = 0$, uma condição de advecção pura. Todas as condições de contorno descritas foram implementadas segundo a metodologia de volumes fictícios (MALISKA, 2004).

A rotina de solução é iniciada assumindo a condição inicial de temperatura igual a um perfil linear de T_{RF} a T_{RQ} ao longo do regenerador. A partir dessa condição, as versões adimensionalizadas das Eqs. 4.7 e 4.12 são solucionadas repetidas vezes para um instante de tempo a fim de tratar as não-linearidades e o acoplamento entre

as equações até que a diferença entre os valores de temperatura adimensionais obtidos entre duas iterações seguidas seja menor que 10^{-6} .

O efeito magnetocalórico é incluído na rotina durante a solução para o sólido mediante a adição de ΔT_{ad} às temperaturas do instante de tempo anterior, que são utilizadas como um termo fonte das temperaturas no instante seguinte. Adaptando a equação 4.11 para uma nomenclatura típica do Método de Volumes Finitos, a temperatura do instante anterior que será utilizada no termo fonte, $T_s^o(z)$, pode ser escrita como:

$$T_s^o(z) = T_s(z) + \Delta T_{\text{ad}}(\Delta B, T_s^o(z)) \quad (4.26)$$

em que o sobrescrito o representa um valor no instante anterior ao que está sendo solucionado no momento. Ao final da solução para todo o ciclo do RMA, os resultados são comparados com os do ciclo iterativo anterior até que a diferença entre os valores de temperatura adimensional seja menor que 10^{-6} . O algoritmo de solução do sistema de equações utilizados foi o *Tri-Diagonal Matrix Algorithm* (TDMA).

4.4.3 Perda Térmica pela Carcaça

As versões adimensionalizadas das Eqs. 4.16 e 4.18 também foram resolvidas através de uma abordagem totalmente implícita, considerando para as duas a condição inicial de perfil de temperatura linear. Como as equações para os dois meios são puramente difusivas, foi adotado o esquema de diferenças centrais. O método de solução do sistema resultante também foi o TDMA.

Como as equações são bidimensionais, foi necessário definir quatro condições de contorno para cada equação. Considerou-se que as fronteiras na direção z tanto do ar quanto da carcaça eram adiabáticas. Para a fronteira da parede da carcaça em contato com o meio poroso ($y = 0$) foi adotada uma condição de contorno convectiva baseada na Eq. 4.19. Para as fronteiras superior da carcaça e inferior da camada de ar ($y = e_{\text{pa}}$, em que e_{pa} é a espessura da parede) foi considerada a continuidade do fluxo de calor, e para a fronteira superior do ar ($y = e_{\text{pa}} + e_{\text{ar}}$, em que e_{ar} é a espessura da camada de ar) foi assumida uma temperatura constante igual à temperatura ambiente, T_{amb} , pois considerou-se que a temperatura do circuito magnético se mantém constante e igual a T_{amb} devido à sua alta inércia térmica em relação a dos outros meios.

Para os casos onde existem etapas sem escoamento, a condição de contorno na fronteira entre o meio poroso e a carcaça é alterada de uma condição de fluxo prescrito para uma de temperatura prescrita $T_{pa}(y = 0)$. A definição desta foi baseada na condução pura de calor entre os meios e descrita em termos da efusividade térmica $e_f = \sqrt{\rho kc}$:

$$T_{pa}(y = 0) = \frac{e_{f,pa}^y T_{pa}(y = e_{pa}) + (1 - \varepsilon)e_{f,s}T_s + \varepsilon e_{f,f}T_f}{e_{f,pa}^y + (1 - \varepsilon)e_{f,s} + \varepsilon e_{f,f}} \quad (4.27)$$

em que $e_{f,pa}^y$ é a efusividade térmica da parede considerando apenas a condutividade na direção y . $e_{f,s}$ e $e_{f,f}$ são as efusividades do sólido e do fluido do meio poroso.

É válido ressaltar que o modelo permite incluir ou não o cálculo da perda de calor pela carcaça. Quando ela é incluída, a cada instante de tempo as equações de energia do sólido, do fluido, da carcaça e do ar são resolvidas em sequência e iteradas para resolver o acoplamento entre elas devido as condições de contorno. Quando a diferença entre os resultados de temperatura adimensional de duas iterações consecutivas for menor que 10^{-6} , a solução para o instante de tempo é concluída e o modelo avança para o próximo até finalizar o ciclo do RMA. Esse processo é repetido até que o critério de convergência dos ciclos iterativos de 10^{-6} seja atingido.

4.4.4 Rotina Final

A Fig. 4.5 apresenta a rotina completa do modelo numérico utilizado. O procedimento começa com a solução da equação da quantidade de movimento. Em seguida, as perdas magnéticas devido ao fator de desmagnetização são calculadas e, de posse da velocidade e da variação de campo magnético, o processo iterativo de solução das equações de energia é realizado. Ao final, após os critérios de convergência serem satisfeitos, é realizado o pós processamento das variáveis, no qual são calculados a capacidade de refrigeração, calor rejeitado e queda de pressão durante as duas etapas de escoamento, dados respectivamente pelas Eqs. 3.17, 3.18, 3.11 e 3.12. Além disso, a entropia gerada por diversas fontes de irreversibilidades é calculada, conforme será apresentado no Capítulo 7.

A malha numérica utilizada para descrever os domínios foram compostas de 200 volumes finitos igualmente espaçados ao longo da direção z , e 360 incrementos de tempo para todas as equações. Nas

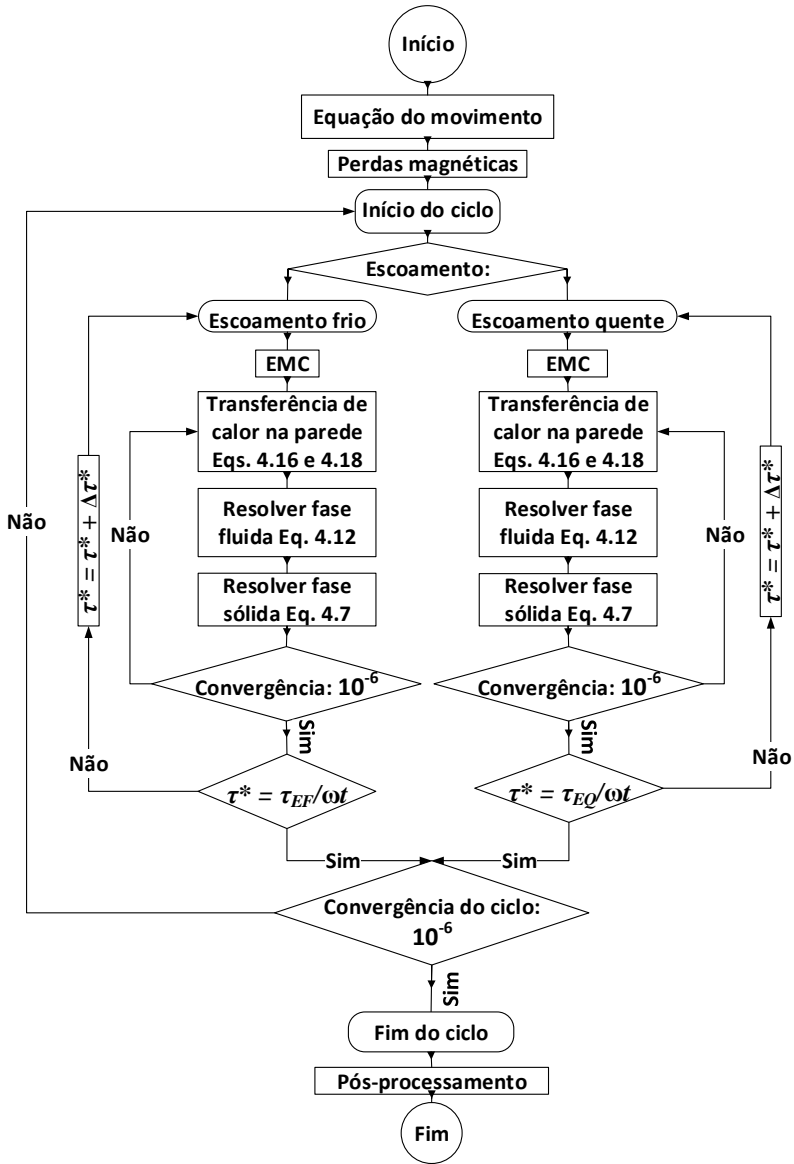


Figura 4.5 – Rotina final do modelo para um regenerador magnético ativo.

equações de balanço de energia pela carcaça, a direção y teve 20 volumes finitos. Um estudo de convergência de malha semelhante ao realizado por Trevizoli (2015) foi conduzido a fim de garantir a validade dos resultados obtidos com o modelo.

Capítulo 5

BALANCEAMENTO DE MASSA ENTRE ESCOAMENTOS

Como apresentado no Capítulo 2, o controle do balanceamento de massa entre os escoamentos quente e frio é imprescindível para a correta operação de um RMA. Identificar e corrigir esse tipo de deficiência não é intuitivo, sendo necessário o uso de instrumentos de medição de vazão mássica e pressão nas duas linhas de fluxo para verificar a diferença entre os escoamentos. A presença desse tipo de instrumentação no aparato em questão viabilizou a avaliação experimental do balanceamento de massa tendo como base os resultados numéricos obtidos por Eriksen et al. (2016), que apresentaram tendências semelhantes e nortearam a correta operação do presente sistema.

O primeiro passo desta análise foi identificar as prováveis causas do desbalanceamento neste aparato, a partir de informações obtidas na literatura e de indícios fornecidos pela instrumentação. Em seguida, realizou-se a caracterização da diferença entre tempos de escoamento, indicada como uma das principais razões para o desbalanceamento observado. A impossibilidade de corrigir os tempos direcionou a solução da questão para a correção da quantidade de fluido deslocada na etapa de maior duração, através de válvulas de controle de fluxo. A metodologia adotada para realizar o ajuste é descrita ao final do capítulo.

5.1 IDENTIFICANDO A ORIGEM DO DESBALANCEAMENTO DE MASSA

O sistema de bombeamento do presente aparato é formado pelo conjunto bomba de engrenagens e válvulas rotativas, o qual não é inerentemente balanceado, ao contrário de sistemas que utilizam um bomba-pistão por exemplo. Portanto, foi necessário caracterizar a quantidade de massa que escoou através do regenerador em cada etapa do ciclo. Essa quantidade m_E pode ser calculada por:

$$m_E = \rho_f \dot{V}_E \tau_E \quad (5.1)$$

onde a vazão volumétrica fornecida pela bomba em uma etapa, \dot{V}_E , para uma velocidade de rotação constante, depende dos seguintes fatores:

- Perda de carga ao longo do regenerador em ambos os sentidos de escoamento;
- Perdas de carga locais e distribuídas ao longo da tubulação e componentes acessórios das linhas de escoamento;
- Propriedades físicas, como a massa específica e a viscosidade do fluido.

Diferenças entre os itens acima para os escoamentos quente e frio podem levar a um desbalanceamento de massa. Mitigar a diferença de resistências hidráulica devido aos dois primeiros itens é possível através da montagem cautelosa do regenerador e do dimensionamento equivalente da tubulação e acessórios para as duas linhas. Entretanto, as tolerâncias de montagem dos componentes sempre implicará em algum nível de variação entre as resistências nas duas direções de fluxo. Além disso, o terceiro item é inevitável devido à diferença de temperaturas entre as fontes e à conseqüente variação temporal de propriedades físicas do fluido entre cada escoamento.

A Fig. 5.1 apresenta o comportamento transiente da vazão volumétrica fornecida pela bomba durante cinco ciclos de operação para F_E de 65%. É possível identificar dois padrões de oscilação. O primeiro, de alta frequência, ocorre devido à mudança do escoamento de linhas de baixa resistência hidráulica (linha de desvio) para as de alta resistência (linhas quente e fria). Logo, considerando que a rotação da bomba continua a mesma, a vazão fornecida ora aumenta, durante a etapa de desvio, ora diminui, durante as demais.

O segundo, de baixa frequência, pode estar relacionado ao comportamento dinâmico da própria bomba e sua interação com o padrão oscilatório do escoamento. Este tipo de oscilação impossibilitou a quantificação do desbalanceamento usando apenas cinco ciclos do RMA, conforme realizado na análise para as métricas definidas na Seção 3.8. Dessa forma, foi necessário avaliar os dados da análise de desbalanceamento em um intervalo de tempo maior. Apesar dessas oscilações, a média tendeu a se manter constante. A Seção 5.3 apresentará em detalhes a metodologia adotada para caracterização do desbalanceamento.

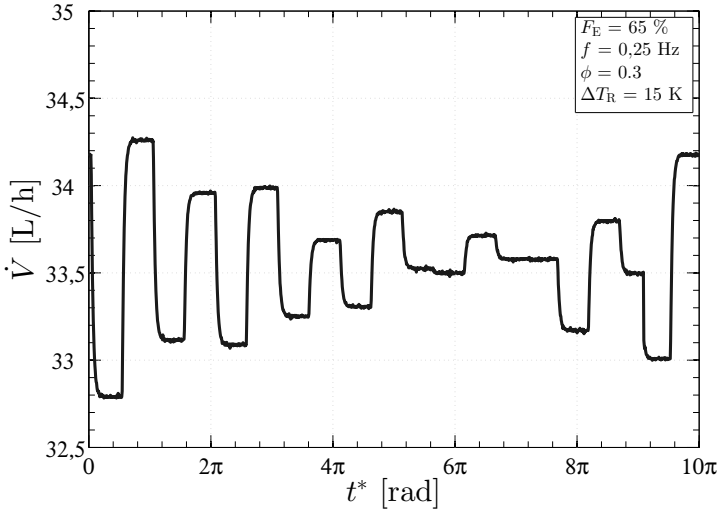


Figura 5.1 – Variação temporal da vazão volumétrica do sistema.

Fatores adicionais podem contribuir para o desbalanceamento de \dot{V}_E entre os dois escoamentos. Dentre eles destacam-se vazamentos, entrada e aprisionamento de bolhas de ar e a deficiência na vedação promovida pelas faces das válvulas rotativas. Esta última ocorre devido à limitação da rigidez da mola de compressão, que ao não suportar pressões de trabalho elevadas, permite o desvio de fluido que deveria entrar no regenerador para a linha de saída do mesmo lado. Este desvio indesejado deveria ser evitado pela perfeita vedação da válvula de baixa pressão. Entretanto, não há no sistema instrumentos de medição de vazão suficientes para verificar a existência desse tipo de problema, não sendo possível a sua caracterização neste trabalho.

Ainda neste contexto, Ebel et al. (2016) avaliaram o comportamento hidráulico de um conjunto bomba-válvulas rotativas para aplicação em refrigeração magnética por meio de um *software* comercial, e observaram o comportamento da pressão durante a transição entre os períodos de escoamento na VAP. Durante essa mudança de sentido do fluxo, ocorre uma interseção entre os furos da linha de escoamento anterior e seguinte, tanto na VAP como na VBP, o que define a rampa do fluxo.

A Fig. 5.2 apresenta o comportamento da pressão de entrada da VAP, onde é possível perceber dois fenômenos que ocorrem du-

rante a interseção dos escoamentos. O primeiro é uma súbita queda de pressão, que segundo os autores ocorre devido à diminuição da resistência ao escoamento na medida em que as saídas e entradas do mesmo lado do regenerador estão simultaneamente abertas. Dessa forma, o fluido tende a evitar escoar pelo caminho de maior resistência, nesse caso o regenerador, e é desviado diretamente para a VBP. O segundo fenômeno é um súbito aumento de pressão, que é causado pelo fechamento de uma das entradas de escoamento e caracteriza o golpe de aríete. Os dois fenômenos podem contribuir para a alteração da massa total deslocada nos escoamentos e para o desbalanceamento de massa: o primeiro modifica a quantidade de massa que escoar pelo regenerador e o segundo submete o sistema a altos níveis de pressão que excederiam a rigidez da mola da VBP.

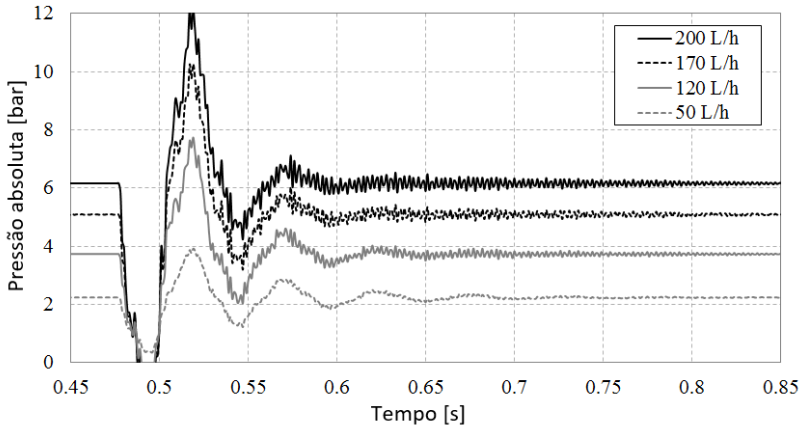


Figura 5.2 – Perfil transitente de pressão absoluta na entrada da VAP para diferentes vazões volumétricas (EBEL et al., 2016).

Além da diferença entre vazões volumétricas, diferenças no tempo dos escoamentos quente e frio (τ_E na Eq. 5.1) também levam a uma condição de operação desbalanceada. No presente aparato, bem como reportado por Teyber et al. (2016a), tal desigualdade em τ_E para os escoamentos quente e frio decorre do acoplamento mecânico entre o acionamento das válvulas e o circuito magnético.

A Fig. 5.3 apresenta uma medição de torque do aparato com todos os seus sistemas acoplados. É possível verificar o efeito das oscilações de alta e baixa frequência induzidos pelo conjunto Halbach apresentadas na Fig. 3.15. A transmissão destas oscilações para o eixo de acionamento das VAP e VBP resultou em uma velocidade

angular não uniforme durante o ciclo. Logo, a linha de escoamento acionada durante os períodos de maior velocidade angular apresenta um τ_E menor do que a linha acionada durante os períodos de menor velocidade angular. No caso do presente aparato, a linha fria apresentou maior τ_E .

A Fig. 5.4 apresenta os perfis temporais de escoamentos representados pela queda de pressão ao longo do regenerador para o funcionamento do aparato com o imã acoplado e desacoplado ao eixo (ou seja, com e sem a variação de campo magnético). Percebe-se que para o caso desacoplado o perfil é muito semelhante a um trapezóide e a diferença de tempos entre os dois escoamento é imperceptível, enquanto que para o caso acoplado o perfil de escoamento apresenta uma diferença de tempo considerável, revelando assim os efeitos prejudiciais do torque oscilatório do imã.

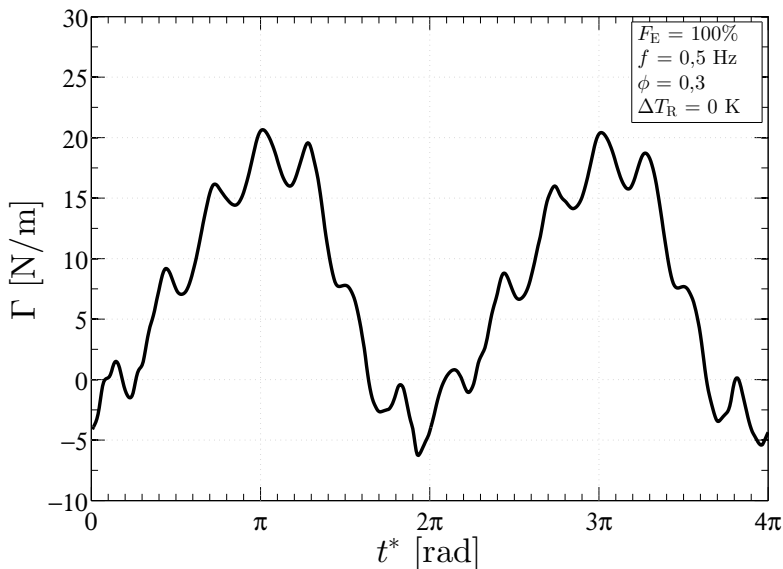


Figura 5.3 – Variação do torque no aparato experimental.

5.2 CARACTERIZAÇÃO DE TEMPOS DE ESCOAMENTO

Os indícios apresentados na seção anterior apontam a existência de uma diferença entre os períodos das etapas quente e fria. Nesse contexto, foi elaborada a presente análise experimental para caracterizar individualmente tais períodos. A metodologia aqui pro-

posta utiliza os dados de perda de carga $\overline{\Delta P_{EF}}$, uma vez que os transdutores de pressão não apresentam efeitos de segunda ordem como os medidores de vazão Coriolis. Portanto, a aquisição de dados da pressão apresenta menor tempo de resposta. Além disso, a análise dos tempos de escoamento permitiu avaliar também a fração F_E , necessária para a caracterização das diferentes faces de vedações e para a definição do período de τ_E utilizada na Seção 3.9.

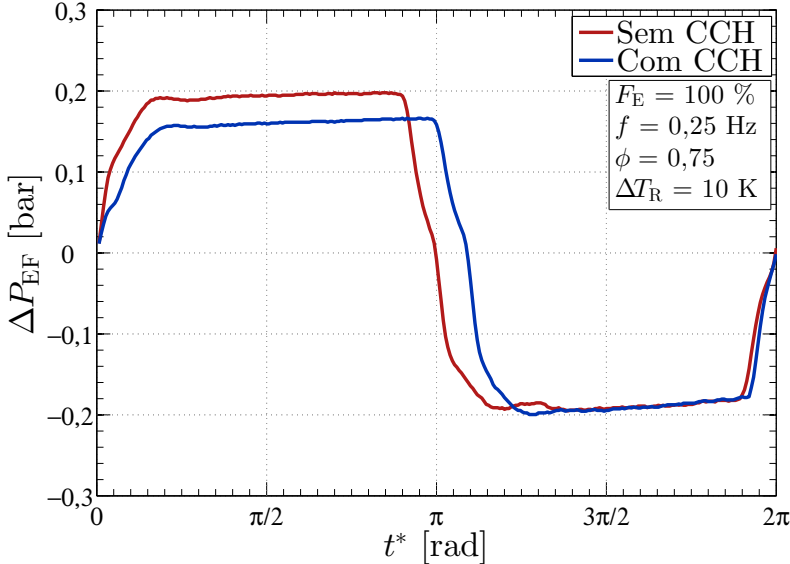
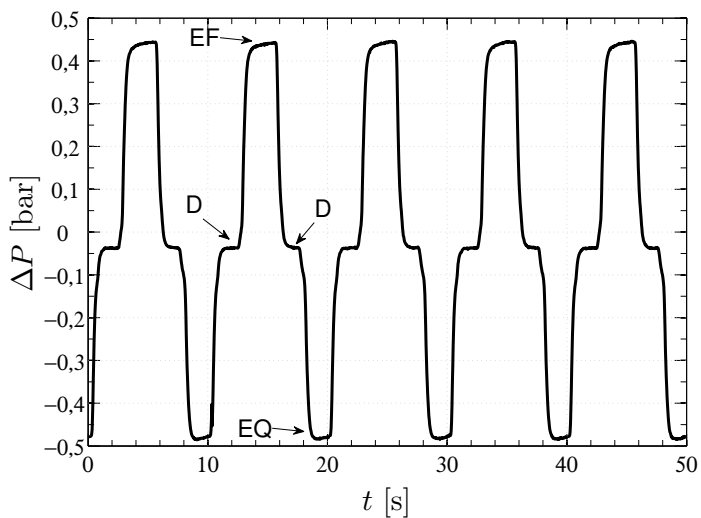


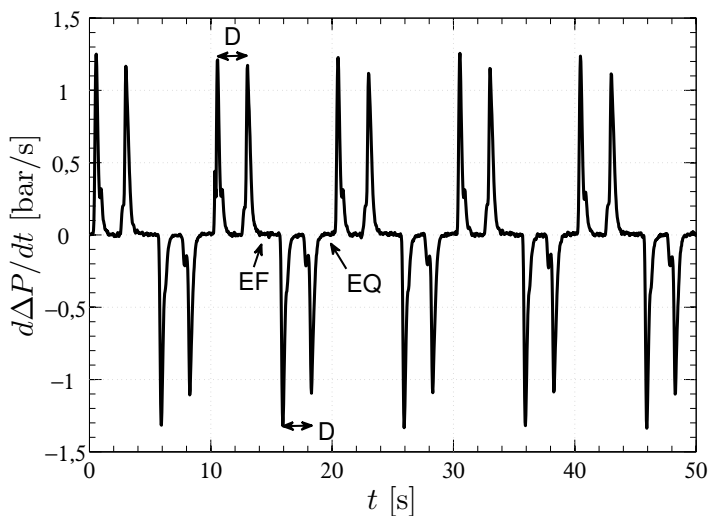
Figura 5.4 – Comportamento da queda de pressão do escoamento frio para testes com e sem o arranjo CCH.

A Fig. 5.5(a) apresenta uma curva de ΔP_{EF} em função do tempo para F_E de 65%. Os valores positivos de ΔP_{EF} referem-se ao escoamento da etapa fria, enquanto os valores negativos à etapa quente. Esta curva pode ser derivada em relação ao tempo, originando o gráfico da Fig. 5.5(b). Com os valores de $d\Delta P_{EF}/dt$ é possível identificar picos e vales, os quais se referem aos período de aceleração (ou rampa) dos escoamentos, ao passo que os valores nulos são referentes aos patamares (máximos) ou às etapas de desvio.

Para o cálculo das frações de tempo desejadas, adotou-se um limite igual a 15% do $|d\Delta P/dt|$ máximo, acima do qual considerou-se que o escoamento estava em um período da rampa. Os períodos entre picos (e vales) foram quantificados para determinar as frações de cada etapa de escoamento e desvio.



(a)



(b)

Figura 5.5 – (a) Queda de pressão e (b) sua derivada em relação ao tempo para o escoamento frio com F_{flow} de 65% e \dot{V} de 60 L/h. EF, EQ e D indicam os escoamentos frio, quente e de desvio, respectivamente.

Os testes realizados para essa análise foram conduzidos à frequência de 0,1 Hz para quatro valores de \dot{V} entre 20 e 80 L/h. Os valores de F_E obtidos para as quatro vedações foram calculados pela Eq. 3.1 e são apresentados novamente na Tabela 5.1, juntamente com os valores de F_D , F_{ramp} e da fração de escoamento de projeto das vedações $F_{E,\text{ref}}$. A Fig. 5.6 apresenta os períodos referentes a cada fração calculada utilizando como base a variação temporal de ΔP_{EF} . A equação para F_{ramp} envolve o τ_{ramp} de forma que:

$$F_{\text{ramp}} = \frac{\tau_{\text{ramp}}}{\tau} \quad (5.2)$$

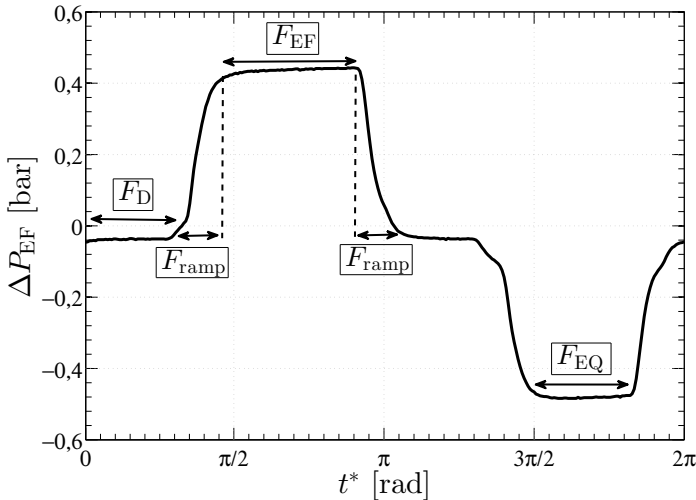


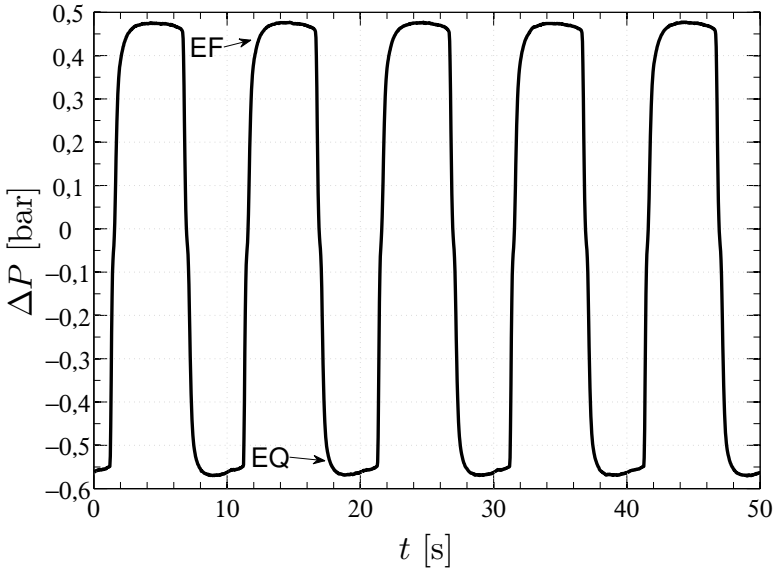
Figura 5.6 – Variação temporal de ΔP_{EF} . Destaque para os períodos correspondentes a cada fração de tempo avaliada. Para F_D e F_{ramp} foram destacados apenas a metade de seus períodos totais referente a etapa fria: $F_{\text{flow}} = 65\%$ e $\dot{V} = 60$ L/h

Tabela 5.1 – Caracterização das frações de tempo do ciclo correspondentes às etapas e rampas.

$F_{E,\text{ref}}$	F_E [%]	F_D [%]	F_{ramp} [%]	$F_{\text{EF}}/F_{\text{EQ}}$
100,0	100	0	15	1,19
87,5	90	10	27	1,11
75,0	80	20	28	1,03
62,5	65	35	25	1,17

F_{EF} e F_{EQ} são calculadas analogamente à Eq. 5.2 substituindo τ_{ramp} por τ_{EF} e τ_{EQ} respectivamente. O valor de F_{ramp} referente à vedação F_E de 100% foi menor em relação às demais vedações. Esta característica pode ser explicada devido à ausência da etapa de desvio, o que resultou em uma mudança de direção do escoamento mais rápida. A Fig. 5.7 exemplifica o comportamento da queda de pressão e das rampas para F_E de 100%. Percebe-se que o número de picos de $d\Delta P/dt$ para esses casos é metade do observado quando existe a etapa de desvio.

Analisando os valores de F_{EF}/F_{EQ} , observa-se que de fato esta razão é maior que a unidade. Logo, o escoamento frio é mais longo que o quente. Como consequência, mantendo-se a vazão volumétrica igual para ambos os escoamentos, a massa deslocada nas duas etapas não é igual e, portanto, existe a necessidade de compensar o período reduzido do escoamento quente para corrigir o desbalanceamento de massa. Essa correção foi enfim realizada através da redução da vazão mássica disponível para o escoamento frio, como será apresentado a seguir.



(a)

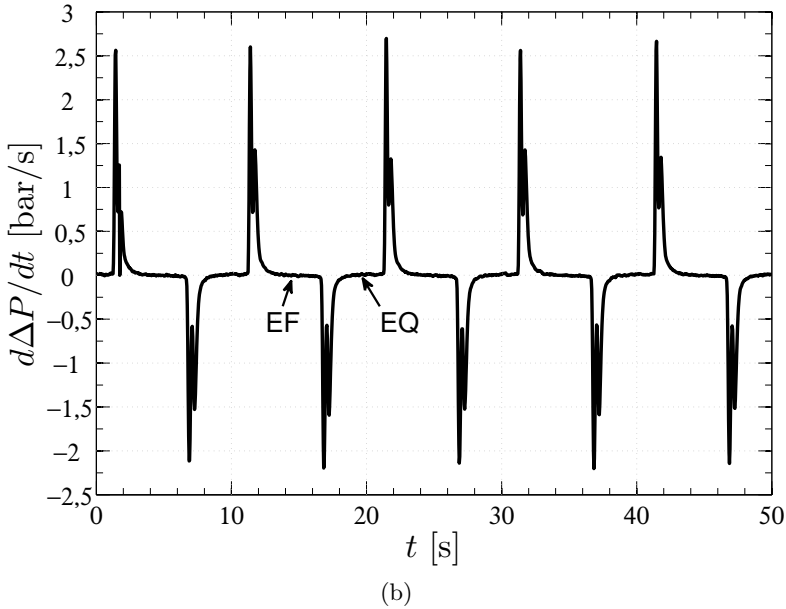


Figura 5.7 – (a) Queda de pressão e (b) sua derivada em relação ao tempo para o escoamento frio com a F_{flow} de 100% e \dot{V} de 60 L/h. EF e EQ indicam os escoamentos frio e quente, respectivamente.

5.3 CARACTERIZAÇÃO DO DESBALANCEAMENTO

Devido às diferenças no tempo de escoamento e perdas de carga entre as linhas do escoamento quente e frio, foram estudadas diferentes estratégias para evitar o desbalanceamento de massa. A solução de menor complexidade e mais fácil execução foi adicionar à linha fria do circuito hidráulico uma linha secundária para o controle de massa (Fig. 3.1). Esta linha é composta simplesmente por uma válvula agulha que, por meio do ajuste de sua resistência hidráulica, tem por finalidade desviar uma determinada quantidade de fluido em direção ao reservatório. É importante não confundir esse desvio secundário com o escoamento de desvio promovido pelas válvulas rotativas.

Para definir a resistência hidráulica que deveria ser imposta na válvula agulha foram realizados testes de balanceamento de massa. Estes testes basearam-se nos resultados numéricos obtidos por Erik-

sen et al. (2016), apresentados na Fig. 2.16. O procedimento experimental adotado foi similar ao detalhado na Seção 3.8, com a diferença de que foi selecionada apenas um valor de utilização e um valor de ΔT_R para cada combinação de f e F_E . O parâmetro utilizado para avaliar o desbalanceamento foi similar ao utilizado por Eriksen et al. (2016), porém fazendo uso da massa ao invés do volume deslocado:

$$u_m = \frac{m_{EQ} - m_{EF}}{m_{med}} \quad (5.3)$$

em que m_{EQ} e m_{EF} são as massas deslocadas no escoamento quente e frio, respectivamente, e m_{med} é a média desses dois valores. A rigor, o parâmetro de desbalanceamento deveria considerar a diferença entre as utilizações de cada escoamento (Eq. 3.3), de forma similar ao parâmetro ψ de regeneradores térmicos (Eq. 2.11). Todavia, como a massa do material magnetocalórico é a mesma para as duas etapas e a capacidade térmica específica do sólido e calor específico do fluido são avaliados em uma temperatura média entre as dos reservatórios, a diferença entre o fator de utilização dos dois escoamentos será avaliada apenas pela diferença de massa de fluido escoada.

Como o objetivo da análise do balanceamento de massa é definir o ponto de ajuste da válvula agulha ao longo dos testes, optou-se por realizar este cálculo durante a operação do aparato, através da ferramenta de integração discreta *Integral x(t) PtByPt* do Labview 2009, que calcula os valores de massa deslocada através da integração em tempo real das vazões mássicas fornecidas ao longo de um ciclo pelos medidores Coriolis. A Fig. 5.8 apresenta os perfis temporais de vazão mássica resultantes do ajuste da válvula agulha para três valores de u_m .

A frequência de aquisição, f_{DAQ} , destes testes foi diferente da definida pela Eq. 3.2, sendo o valor de 300 substituído por 100. Isso resulta em uma menor frequência de aquisição (ou menos pontos experimentais medidos), mas que permitiu o acompanhamento dos dados de forma mais precisa em uma janela de tempo maior ao longo dos testes. Para compensar essa redução de f_{DAQ} , utilizou-se um maior número de ciclos (dez ou mais) para o cálculo das massas deslocadas. A Fig. 5.9 mostra os resultados de capacidade de refrigeração e calor rejeitado para quatro combinações f e F_E , além de ajustes polinomiais de segunda ordem utilizados para auxiliar a escolha do ponto de operação. É possível concluir que os resultados

apresentaram boa concordância com os obtidos por Eriksen et al. (2016) (Fig. 2.16).

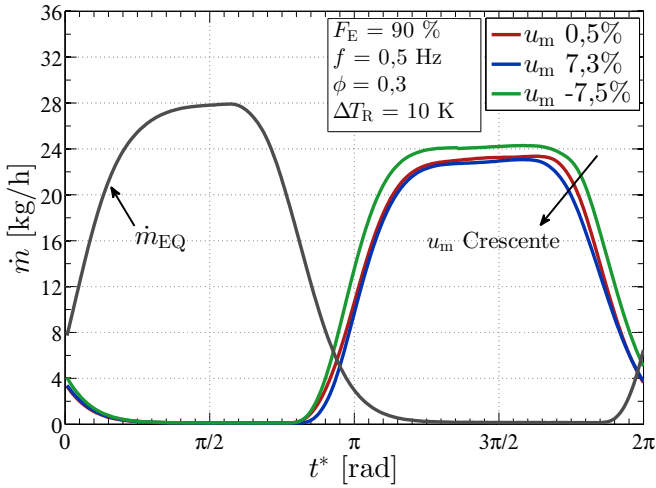
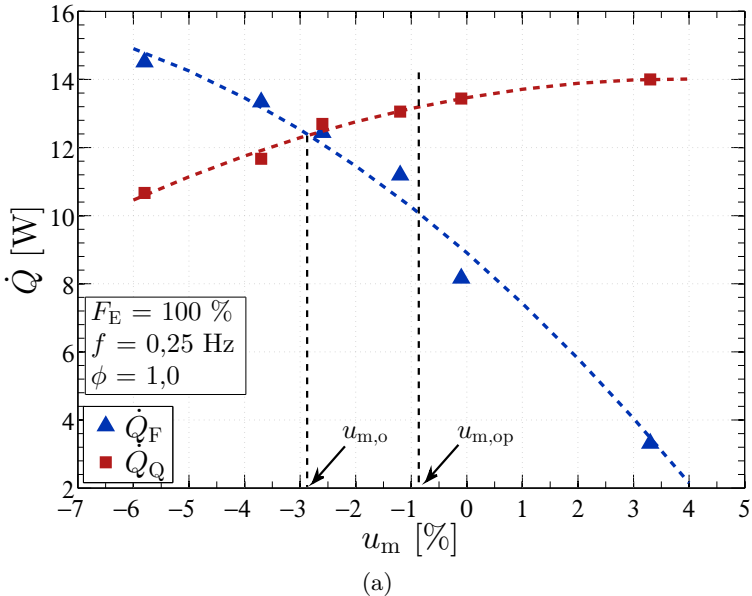
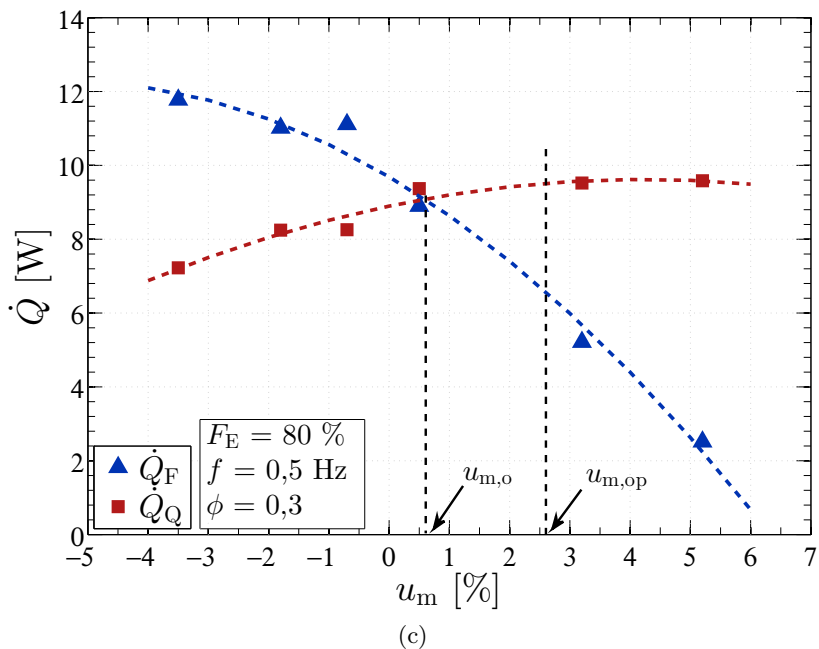
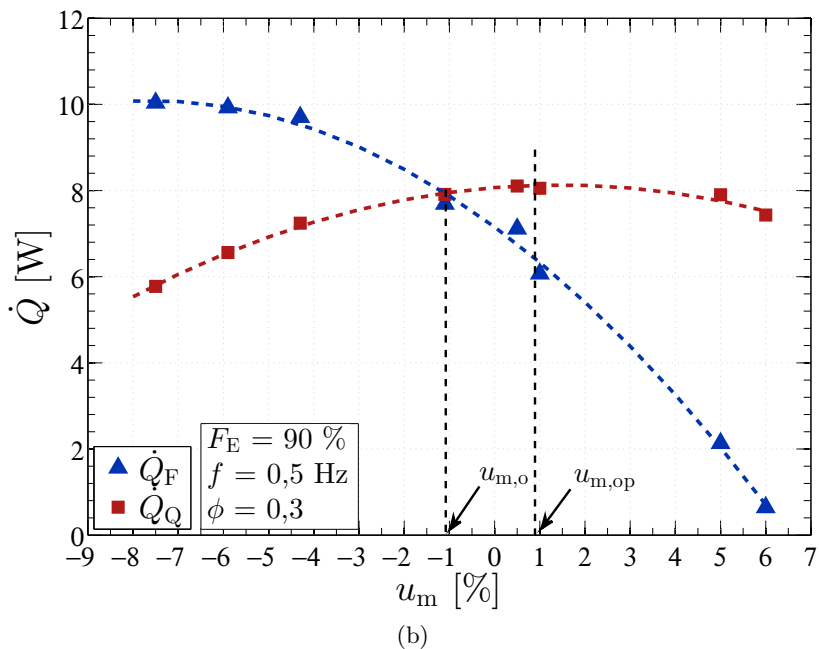


Figura 5.8 – Variação de vazão mássica do escoamento frio para três valores de u_m . A linha preta representa a vazão do escoamento quente, que permaneceu inalterada entre os três casos.





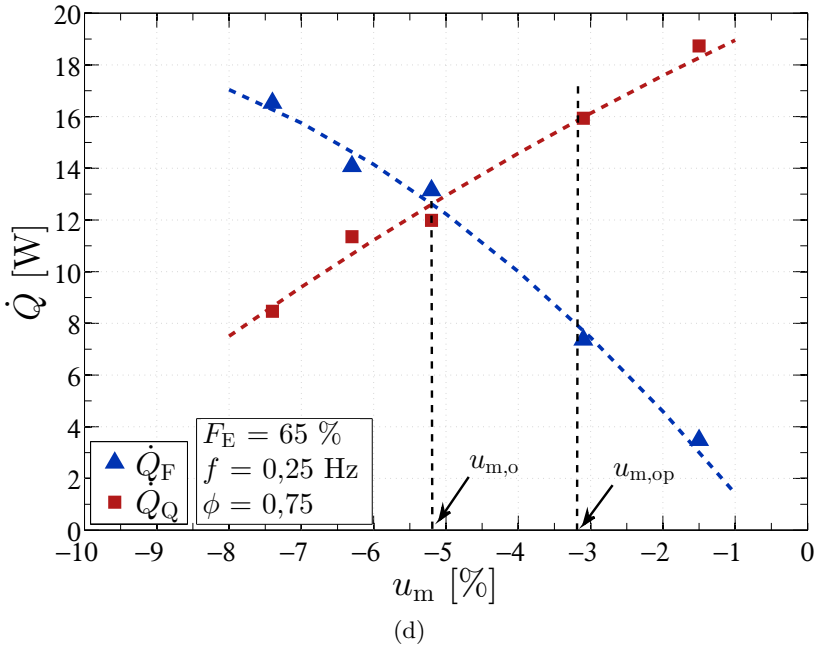


Figura 5.9 – Curvas de desbalanceamento de \dot{Q}_F e \dot{Q}_Q em função de u_m . As linhas tracejadas indicam o ajuste polinomial de segunda ordem.

De acordo com os dados experimentais e as linhas de ajuste polinomial de segunda ordem, percebe-se que o ponto no qual \dot{Q}_F e \dot{Q}_Q são iguais varia para diferentes condições de operação. Isso reforça a necessidade de realizar a caracterização detalhada da massa deslocada. Além disso, conforme discutido na Seção 5.1, os resultados mostram que além da diferença entre as frações F_{EF} e F_{EQ} existem também outros aspectos, principalmente construtivos e de montagem do sistema, que influenciam na quantidade de fluido que escoar através do regenerador.

Portanto, seria importante realizar tal análise cada vez que as condições de operação (f , F_E , ϕ e ΔT_R) fossem alteradas antes do respectivo teste de desempenho. Contudo, o tempo que demandado para realizar tal tarefa a torna proibitiva. Assim, optou-se por conduzir o teste de desbalanceamento sempre que a frequência f ou a fração de escoamento fosse F_E fossem alteradas, mantendo-se um valor de utilização fixo à ΔT_R de 10 K.

Após a obtenção das curvas de desbalanceamento, optou-se

por definir o ponto de operação $u_{m,op}$ para cada combinação de f e F_E a partir do valor de u_m no qual os valores de \dot{Q}_F e \dot{Q}_Q são iguais, definido como $u_{m,o}$ na Fig. 5.9. Este ponto é importante pois, abaixo dele o valor de \dot{Q}_F é maior que o de \dot{Q}_Q , o que é termodinamicamente inconsistente, e só é obtido nos experimentos graças ao controle de temperatura dos reservatórios realizado pelos trocadores de calor.

Nesse sentido, optou-se inicialmente por operar os testes sempre com o $u_{m,op}$ dois a três pontos percentuais acima de $u_{m,o}$. Tomando a Figura 5.9(b) como exemplo, o valor de u_m onde as curvas se cruzam é de aproximadamente -1,1, então o ponto de operação $u_{m,op}$ foi ajustado em a 1,1. Para a Fig. 5.9(c) o valor de $u_{m,o}$ e $u_{m,op}$ foram de 0,6 e 3,6 respectivamente.

Originalmente, tentou-se aplicar o mesmo critério utilizado para todas combinações de f e F_E . Entretanto, para a frequência de 0,25 Hz, observou-se durante o pós processamento dos resultados que, na realidade, os testes nesta frequência foram realizados com $u_{m,op}$ entre 4 e 5 pontos percentuais acima de $u_{m,o}$. Então, para as Figs. 5.9(a) e 5.9(d), $u_{m,op}$ foi igual a 1,2 e 0.

Por fim, seguindo a metodologia apresentada por Eriksen et al. (2016), a Fig. 5.10 compara os resultados experimentais dos testes de balanceamento com os obtidos pelo modelo numérico apresentado no Capítulo 4. Percebe-se uma boa concordância entre as tendências das curvas experimentais (linhas tracejadas) e as numéricas (linhas cheias), mas com um desvio em termos dos valores previstos. Esta diferença pode ser explicada primeiramente pelo fato de que o modelo desconsiderou alguns mecanismos de perdas existentes no experimento, como volume morto e perdas de calor externas ao re-generador, o que pode explicar os valores experimentais abaixo dos numéricos na Fig. 5.10(b).

Em segundo lugar, para os casos em que os valores experimentais foram maiores que os numéricos, como na Fig. 5.10(a), a discordância pode ter ocorrido uma vez que o modelo numérico assume tempos iguais entre as etapas quente e fria. Logo, o mesmo percentual de desbalanceamento é atingido com níveis diferentes de vazão mássica quando comparados aos experimentais, apesar de ϕ ser o mesmo. O deslocamento do ponto onde os valores de taxa de transferência de calor são iguais quando comparados os testes experimentais e numéricos pode ser consequência das dificuldades construtivas e geométricas previamente mencionadas.

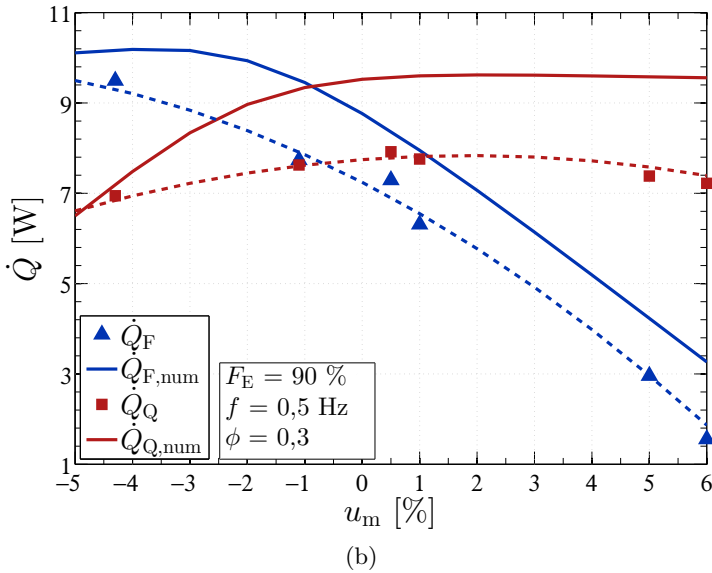
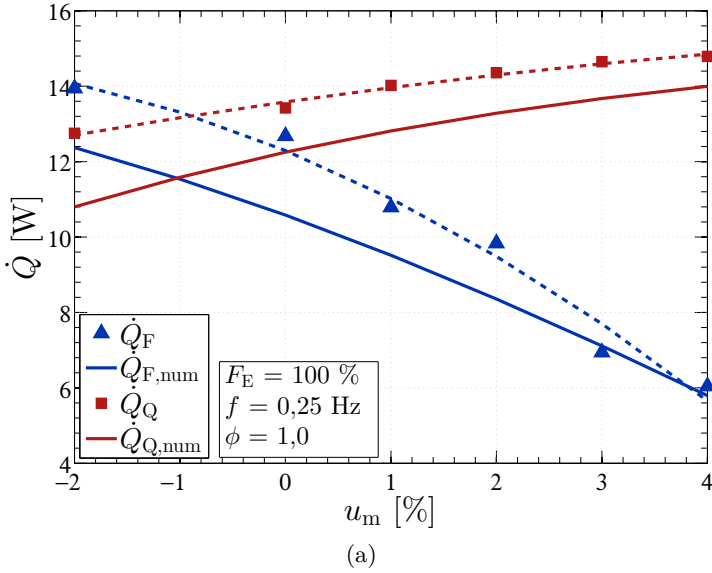


Figura 5.10 – Curvas de desbalanceamento de \dot{Q}_F e \dot{Q}_Q numéricos (subscrito num – linhas cheias) e experimentais (símbolos) em função de u_m . As linhas tracejadas indicam o ajuste polinomial de segunda ordem dos dados experimentais.

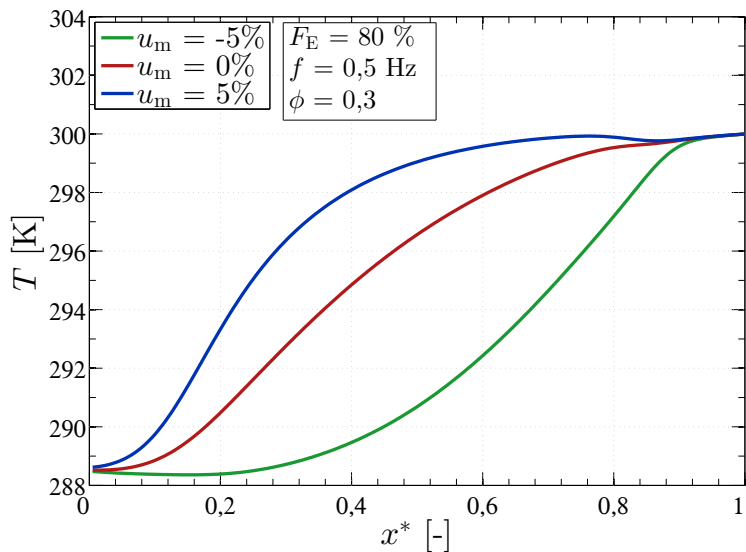


Figura 5.11 – Perfil de temperatura do regenerador na metade do escoamento quente.

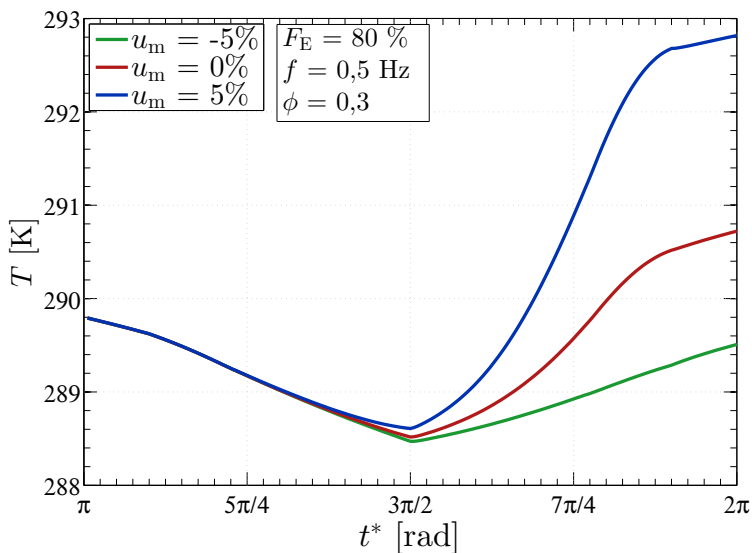


Figura 5.12 – Temperatura na saída do lado frio do regenerador durante o escoamento quente.

Finalizando, as Figs. 5.11 e 5.12 apresentam resultados semelhantes às Figs. 2.18, 2.19 e 2.20 dos perfis de temperatura internos retirados de Eriksen et al. (2016) e Teyber et al. (2016a), o que reforça os resultados obtidos no modelo e esclarecem como o sistema responde ao desbalanceamento de massa, através do deslocamento das suas temperaturas em favor do escoamento de maior massa deslocada. Ou seja, se a quantidade de fluido entrando no regenerador na temperatura do reservatório frio (etapa frio) for maior quando comparada com a que entra na temperatura do reservatório quente (etapa quente), o perfil de temperatura do sólido ao longo do ciclo tende a ser reduzido (Fig. 5.11), o que acaba sendo refletido em menores temperaturas de saída do fluido, exemplificado para escoamento quente na Fig. 5.12.

Capítulo 6

RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados experimentais e numéricos, além de comparações entre eles. Primeiramente, serão apresentados os perfis transientes das variáveis mensuradas: temperaturas, pressões, vazões e torque; além dos efeitos da variação dos diferentes parâmetros de operação sobre as mesmas. Em seguida, serão apresentados os resultados de comparações entre o desempenho do RMA sujeito a diferentes frações de escoamento. Ao longo deste capítulo, os resultados da análise numérica serão comparados com os experimentais a fim de validar o modelo para o estudo proposto e habilitar o uso do mesmo para a análise de minimização de geração de entropia no Capítulo 7. Nas próximas seções, a barra indicativa de uma quantidade média será omitida das variáveis para simplificar a nomenclatura, por exemplo, \overline{Q}_F será apresentado como \dot{Q}_F .

6.1 PERFIS TRANSIENTES

Esta seção dedica-se principalmente às medições de temperatura e de torque, além de apresentar uma discussão sobre a dependência destas medidas em relação aos diferentes parâmetros de operação do aparato.

6.1.1 Medições de Temperatura

Um total de dez termopares foi utilizado para a aquisição de temperatura do fluido em diferentes posições do circuito hidráulico, como mostra a Fig. 3.19. A Fig. 6.1 apresenta um exemplo das medições dos termopares obtidas para um caso de F_E de 65 %, na qual é possível verificar o perfil periódico das temperaturas ao longo de cinco ciclos. As temperaturas principais do sistema são as temperaturas da saída dos trocadores ($T_{s,TCF}$ e $T_{s,TCQ}$) e extremidades quente e fria do regenerador ($T_{reg,F}$ e $T_{reg,Q}$), utilizadas para os cálculos das métricas de \dot{Q}_F , \dot{Q}_Q e ΔT_R . Porém, as demais temperaturas fornecem algumas informações importantes acerca da operação do sistema:

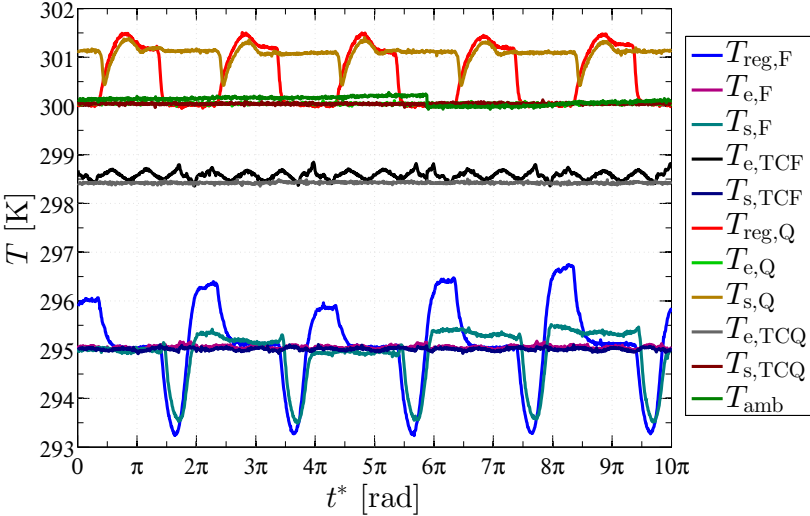


Figura 6.1 – Variações de temperatura para cinco ciclos de operação: $F_E = 65\%$, $f = 0,25$ Hz, $\phi = 0,65$ e $\Delta T_R = 5$ K.

- As temperaturas de saída do regenerador ($T_{s,F}$ e $T_{s,Q}$) apresentam certa defasagem em relação às temperaturas das extremidades do regenerador ($T_{reg,F}$ e $T_{reg,Q}$), o que pode ser explicado pela presença do volume morto localizado entre o regenerador e a posição do termopar de saída, que fica inativo quando não há escoamento em sua direção (ver Fig. 3.19);
- Existe uma boa concordância entre as temperaturas de saída dos trocadores ($T_{s,TCF}$ e $T_{s,TCQ}$) e entrada dos regeneradores ($T_{e,F}$ e $T_{e,Q}$), na medida em que os dois termopares estão posicionados em série. Optou-se então por utilizar as primeiras como temperaturas dos reservatórios térmicos;
- Como o fluido ao fim de cada escoamento, quente ou frio, retorna ao reservatório, ocorre neste uma mistura de fluidos a diferentes temperaturas, como pode ser verificado pelos valores das temperaturas de entrada nos trocadores de calor ($T_{e,TCF}$ e $T_{e,TCQ}$). Portanto, pode-se concluir que o controle da temperatura realizado pelos trocadores de calor foi essencial para a eliminação das perdas ao longo do circuito externo ao regenerador, bem como para o controle do ΔT_R desejado.

- A temperatura ambiente, apesar de variar ao longo do teste, permaneceu sempre na faixa de $300 \text{ K} \pm 0.5 \text{ K}$.

A Fig. 6.2 apresenta uma visão detalhada dos resultados da Fig. 6.1 para apenas dois ciclos e para as principais temperaturas. É possível compreender melhor o funcionamento do aparato a partir de uma análise detalhada da $T_{\text{reg,F}}$ ao longo do ciclo:

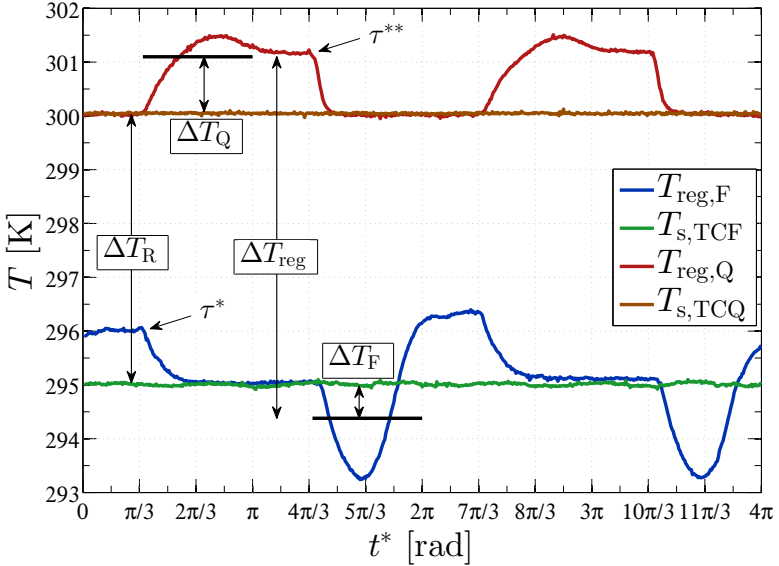


Figura 6.2 – Variações de temperatura ao longo de dois ciclos de operação: $F_E = 65 \%$, $f = 0,25 \text{ Hz}$, $\phi = 0,65$ e $\Delta T_R = 5 \text{ K}$. As linhas pretas representam os valores médios das temperaturas internas e os períodos nos quais elas são calculadas.

- 0 a τ^* : Primeiro período de desvio, no qual $T_{\text{reg,F}}$ permanece constante por não haver escoamento.
- τ^* a π : Escoamento frio, durante o qual $T_{\text{reg,F}}$ assume o valor do reservatório frio, $T_{s,\text{TCF}}$.
- π a τ^{**} : Segundo período de desvio, quando $T_{\text{reg,F}}$ continua igual a $T_{s,\text{TCF}}$ devido a ausência de escoamento.
- τ^{**} a 2π : Escoamento quente, durante o qual o fluido que entra do lado quente do regenerador a $T_{s,\text{TCQ}}$ é resfriado e sai a uma temperatura abaixo do reservatório frio $T_{s,\text{TCF}}$.

No final do último período, para o caso ilustrado na Fig. 6.2, a temperatura de saída passa a ser maior que a do reservatório, o que representa uma perda de desempenho e pode ser explicada pela combinação de alguns fatores, incluindo o perfil magnético não-simétrico com um curto período ao redor do campo mínimo, de maneira que a magnetização se inicia ainda durante o escoamento quente.

O comportamento da temperatura do lado quente, $T_{\text{reg,Q}}$, é análogo, porém o caso em questão não ocorreu a perda no final do escoamento quente, similar ao descrito para $T_{\text{reg,F}}$. Isto pode ser explicado pelo fato de o perfil senoidal retificado apresentar um período mais longo ao redor do campo máximo, como pode ser visto na figura 3.17(a).

Na Fig. 6.2 também é possível observar as diferenças de temperaturas ΔT_Q , ΔT_F e ΔT_R utilizadas na análise de performance do AMR e constatar que o valor de ΔT_{reg} é maior que ΔT_R para que haja troca de calor sensível nas fontes.

A Fig. 6.3 apresenta a influência da redução de F_E nas temperaturas medidas nas extremidades quente e fria do regenerador, mantendo-se os demais parâmetros de operação constantes. Verifica-se, nesse caso, que a variação das temperaturas $T_{\text{reg,Q}}$ e $T_{\text{reg,F}}$ é maior e ocorre durante um intervalo de tempo menor à medida que F_E é reduzido. Portanto, a média da diferença de temperaturas ΔT_Q e ΔT_F e, conseqüentemente, os valores de Q_c e Q_h , são maiores. Este comportamento representa o benefício que se espera com a redução de F_E com a adoção de valores menores que 100%.

Por fim, a Fig. 6.4 mostra que, à medida que ΔT_R é reduzido a partir da condição de ΔT_R máximo, ou \dot{Q}_F nulo, o valor de $-\Delta T_F$ aumenta. Este comportamento é característico de sistemas RMA, nos quais a redução de ΔT_R é acompanhada de um aumento da capacidade de refrigeração (proporcional a $-\Delta T_F$), como foi ilustrado na Fig. 2.10.

A Fig. 6.4 mostra também que o pico de $-\Delta T_F$ inicialmente aumenta quando ΔT_R varia de 0 K até 10 K, o que pode ser explicado pelo fato de que a temperatura de Curie do gadolínio utilizado no regenerador está ao redor de 290 K. Isto quer dizer que ΔT_{ad} próximo ao lado frio do regenerador aumenta à medida que ΔT_R aumenta. Porém, quando a temperatura do lado frio se afasta de T_c , o que ocorre no momento em que ΔT_R está além de 10K, ΔT_{ad} passa a diminuir.

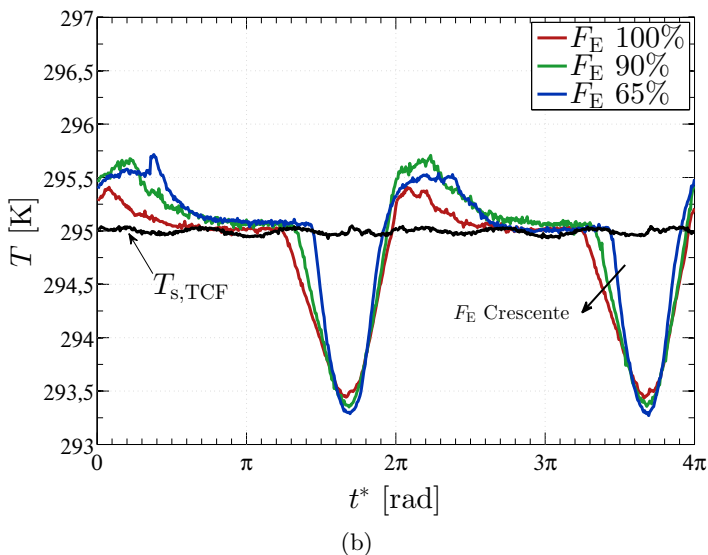
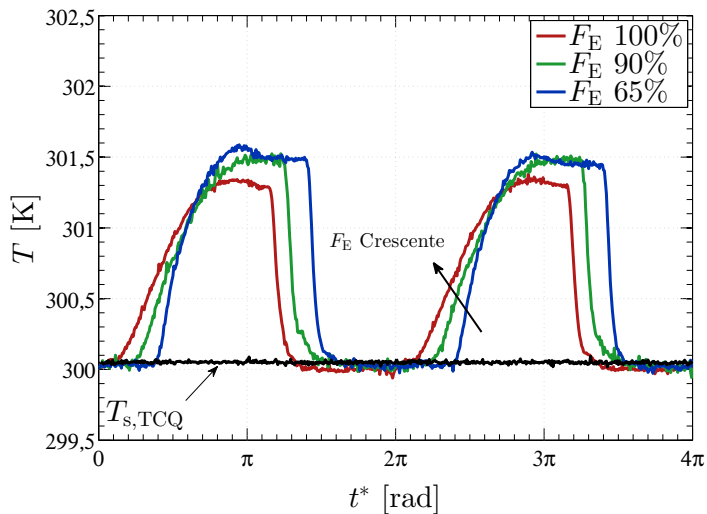


Figura 6.3 – Influência da redução da fração de escoamento F_E nas variações de temperatura (a) para o lado quente, $T_{\text{reg,Q}}$, e (b) para o lado frio, $T_{\text{reg,F}}$: $f = 0,25$ Hz, $\phi = 0,5$ e $\Delta T_R = 5$ K.

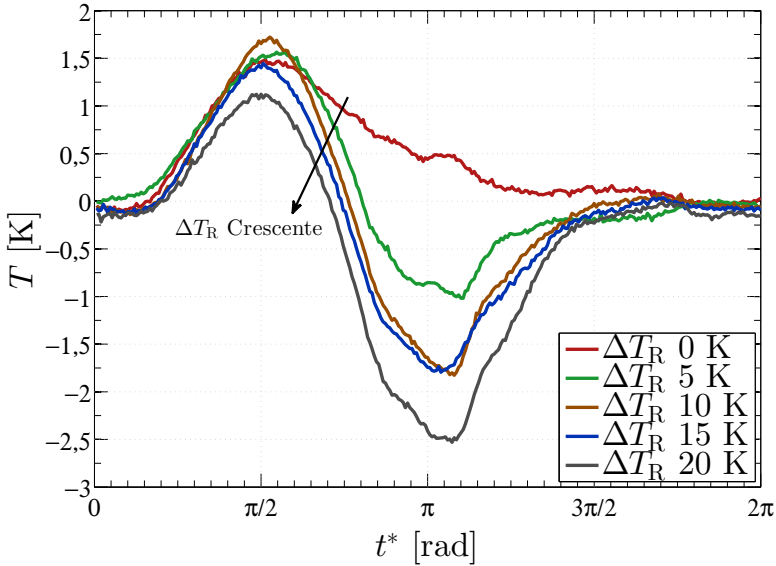


Figura 6.4 – Efeito de ΔT_R nas variações temporais de $-\Delta T_F$: $F_E = 90\%$, $f = 0,5$ Hz e $\phi = 0,7$.

6.1.2 Medições de Queda de Pressão

A Fig. 6.5 apresenta o comportamento da queda de pressão com a variação de F_E para uma utilização constante. Para manter ϕ fixo à medida que F_E é reduzida, é necessário aumentar a vazão mássica, portanto maiores serão os níveis de queda de pressão. É importante ressaltar que, apesar do período de escoamento ao longo do regenerador ser reduzido, a bomba funciona continuamente. Logo, valores menores de F_E , que exigem maiores vazões, resultam em potências de bombeamento maiores.

A Fig. 6.6 apresenta o comportamento da queda de pressão do sistema, medida entre a entrada e a saída da bomba, para $F_E = 65\%$. Percebe-se que quando o ciclo se encontra em uma etapa de desvio, a queda de pressão do sistema cai devido à baixa resistência ao escoamento (efeito similar ao observado na fig. 5.1). Ainda, os níveis de queda de pressão são menores para o escoamento frio (localizado entre 0 e π), devido à presença da linha de desvio secundária que, para realizar o balanceamento, praticamente não oferece resistência ao escoamento, e acaba por reduzir o fluxo através da matriz porosa.

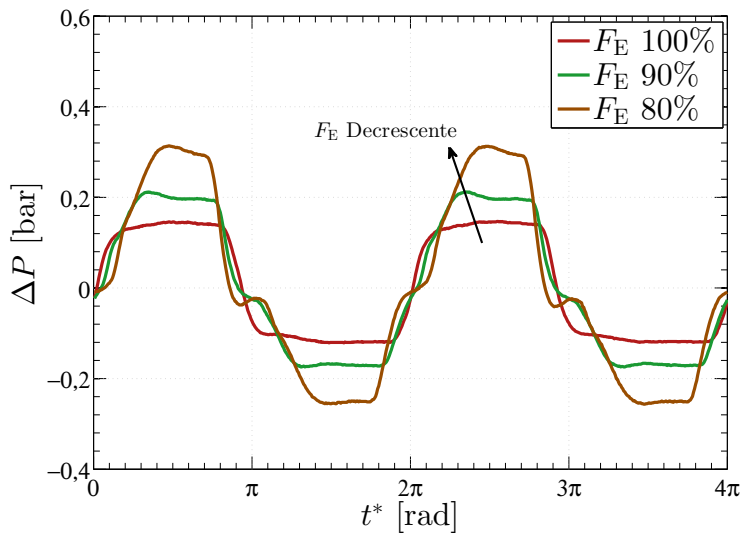


Figura 6.5 – Efeito de F_E nas variações temporais de queda de pressão no escoamento frio, ΔP_{EF} : $f = 0,5$ Hz, $\phi = 0,3$ e $\Delta T_R = 10$ K.

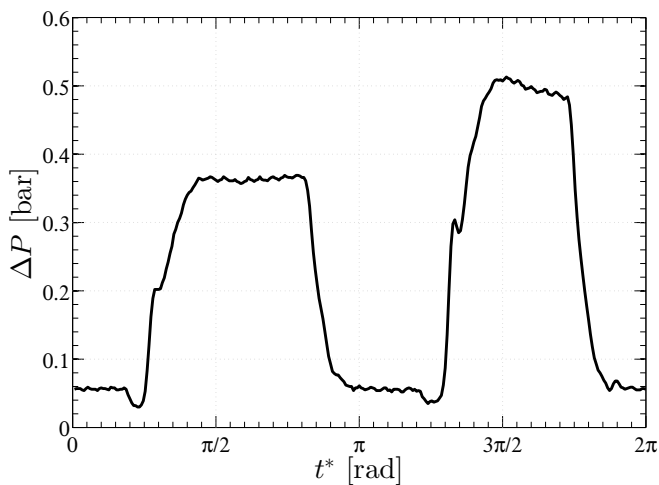


Figura 6.6 – Perfil transientes de queda de pressão do sistema, ΔP_b : $F_E = 65\%$, $f = 0,25$ Hz, $\phi = 0,3$ e $\Delta T_R = 15$ K.

6.1.3 Medições de Torque

O comportamento do torque foi exemplificado na Figura 5.3, sendo este o resultado da combinação de contribuições magnéticas e mecânicas devido às válvulas e perdas (Eq. 3.27).

A componente magnética de torque pode ser dividida em duas partes: uma necessária apenas para rotacionar os ímãs concêntricos; e a segunda para vencer a atração magnética entre o ímã e o regenerador. Para ambas, valores positivos estão relacionados à remoção do campo magnético aplicado no regenerador (etapa de desmagnetização) uma vez que na posição de campo máximo o ímã está em equilíbrio e existe uma forte atração magnética entre ímã e regenerador. Já valores negativos estão relacionados a magnetização da matriz, uma vez que o perfil magnético retificado é instável ao redor do campo mínimo e portanto a força de atração entre ímã e regenerador promove a auto-rotação do ímã (TREVIZOLI et al., 2016).

A parcela do torque devida à interação magnética entre ímã e regenerador pode ser influenciada pelos parâmetros operacionais do sistema. A Fig. 6.7 mostra o comportamento do torque em relação a ΔT_R , na qual é possível visualizar o aumento da amplitude de oscilação de baixa frequência, tanto no pico positivo quanto negativo do torque, à medida que ΔT_R aumenta. Isto é atribuído ao comportamento magnético do regenerador, que se torna ferromagnético com o aumento de ΔT_R .

Já o aumento da utilização, mantendo-se fixos os demais parâmetros, não resulta em uma alteração significativa na amplitude do torque. Entretanto, é possível verificar um deslocamento do perfil, o qual está relacionado à parcela mecânica do torque, como apresenta a Fig. 6.8. Como o aumento de ϕ é decorrente do aumento da vazão mássica, isso eleva a pressão na entrada do sistema. Logo, a maior pressão exercida pelo fluido de trabalho sobre a face de vedação da VAP aumenta o atrito entre as faces e, conseqüentemente, altera o seu perfil do torque. Este comportamento também foi verificado em medições de torque mecânico (desacoplando o circuito magnético do sistema), apresentadas na Fig. 6.9, que confirmam que o aumento de ϕ contribui para o crescimento do torque. Além disso, nessa figura é possível verificar um padrão similar ao da Fig. 6.6, o que reforça a influência de ϕ e do escoamento no torque exigido pelas válvulas.

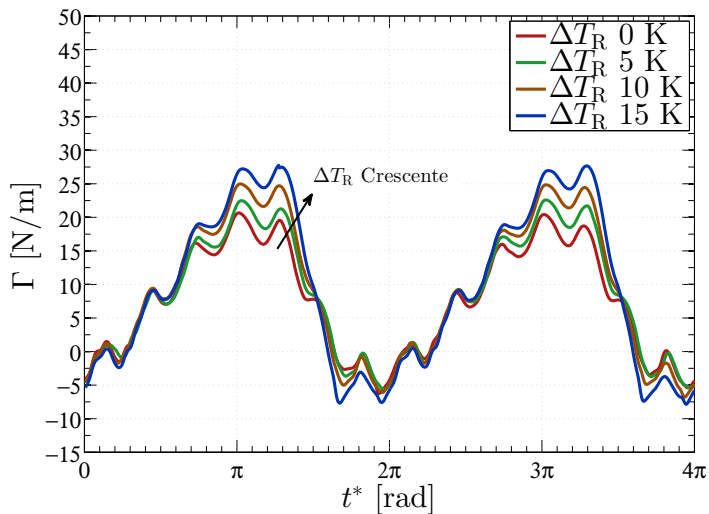


Figura 6.7 – Variação temporal do torque do sistema em função de ΔT_R : $F_E = 100\%$, $f = 0,5$ Hz e $\phi = 0,3$.

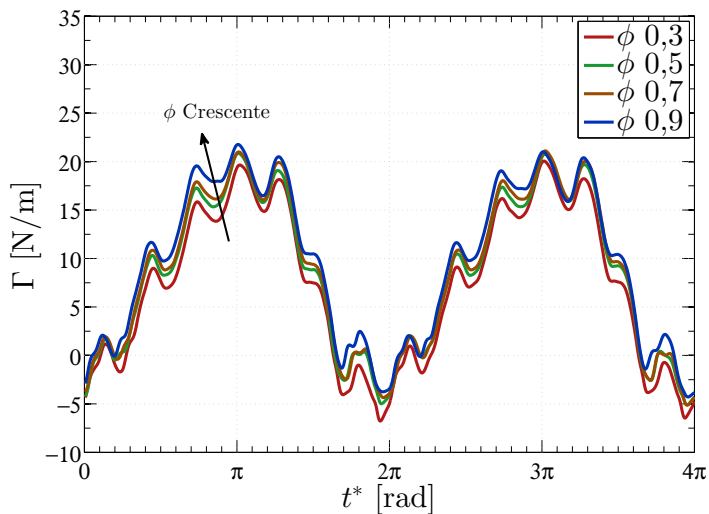


Figura 6.8 – Comportamento do torque do sistema em função de ϕ : $F_E = 80\%$, $f = 0,5$ Hz e $\Delta T_R = 0$ K.

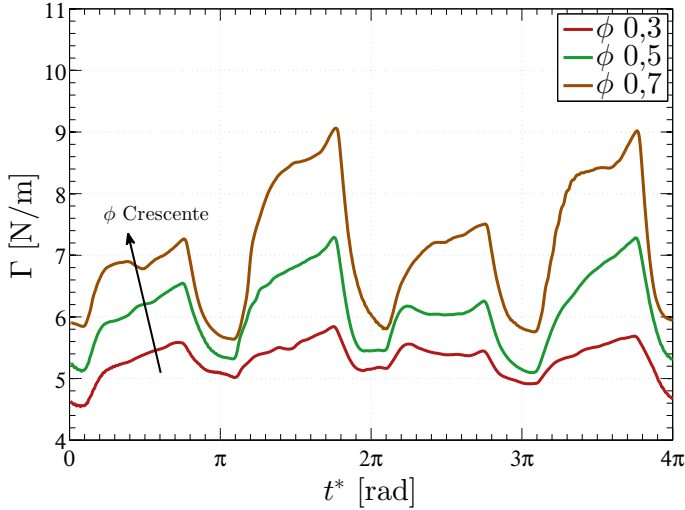


Figura 6.9 – Comportamento do torque de acionamento das válvulas, Γ_{val} , em função de ϕ : $F_E = 80\%$, $f = 0,5$ Hz e $\Delta T_R = 0$ K.

A Fig. 6.10 apresenta a diferença de torque mecânico exigido por cada vedação. Optou-se por comparar casos com vazão mássica semelhante, e não utilização, haja vista que caso esta última fosse mantida constante, a vazão iria mudar com F_E . Percebe-se que existe uma grande variação de torque entre as diferentes vedações, e isto pode ser atribuído às tolerâncias geométricas da fabricação de cada face. Em especial, as vedações de 100% e 80% apresentaram elevados níveis de vibração e ruído durante sua operação, sendo as que apresentaram maior valor de torque e maior sensibilidade a variações de vazão. Já era esperado que a vedação de 100% apresentasse maior torque devido aos picos de pressão exemplificados na Fig. 5.2. Estes picos de pressão causados pelas trocas de escoamento, são suavizados pela presença dos furos de desvio nas demais vedações. Porém, os níveis de torque apresentados pela válvula de 80% reforçam a possível existência de diferenças geométricas e defeitos de fabricação.

Neste sentido, medições de espessura das faces de vedação foram realizadas com o auxílio de um micrômetro (MITUTOYO, $u_R = 0,001\text{mm}$) e um relógio comparador (INSIZE, $u_R = 0,01$) a fim de verificar se existia de fato tal diferença. A espessura em questão representa a distância entre a superfície da face de vedação em

contato com a face de saída, e a superfície da face da vedação em contato com a mola (ver Fig. 3.7). Dessa forma, maiores espessuras implicam uma maior deformação da mola e, conseqüentemente, maior força, atrito e torque necessário para vencê-lo. Os resultados indicaram que a vedação de 80% apresentou maior espessura como esperado, com um valor de 10,97 mm, enquanto que a de 65% apresentou o menor valor, 10,87 mm. A vedação de 90% e de 100% apresentaram espessuras de 10,97 e 10,95 mm, respectivamente. O valor elevado da espessura de 90% contradiz os resultados da fig. 6.10, que indica esta vedação como a de menor torque. Isto implica que além da espessura outros fatores podem contribuir para o nível de torque mecânico exigido pelas vedações, como por exemplo a rugosidade da face e também sua deflexão.

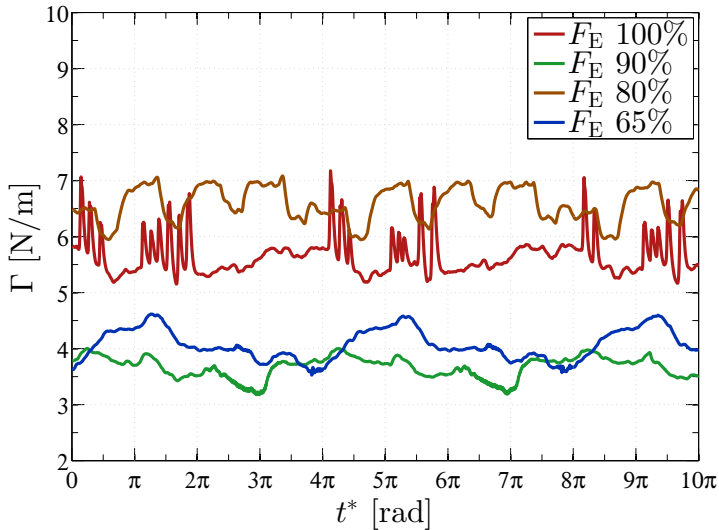


Figura 6.10 – Comportamento do torque de acionamento das válvulas Γ_{val} em função de F_E : $f = 0,25$ Hz, $\dot{m}_E = 30$ kg/h e $\Delta T_R = 0$ K.

6.2 INCERTEZA DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A análise de incertezas das métricas de performance obtidas experimentalmente foi realizada segundo a metodologia Apresentada no Apêndice A. A Tabela 6.1 apresenta a média das incertezas expandidas associadas com as principais métricas e parâmetros.

As incertezas das taxas de transferência, \dot{Q}_F e \dot{Q}_q (Eqs. 3.17 e

Tabela 6.1 – Incerteza expandida média das métricas experimentais.

Métricas		Incerteza Expandida Média
ϕ	[-]	0,006
f	[Hz]	0,0002
ΔT_R	[K]	0,3
\dot{W}	[W]	0,48
\dot{W}_b	[W]	0,03
\dot{W}_{ac}	[W]	0,48

3.18), são calculadas com base nas diferenças de temperatura ΔT_F e ΔT_Q , para as quais a ordem de grandeza tanto de seus valores absolutos quanto de suas incertezas é, por vezes, igual a 10^{-1} K. Desta forma, considerando o \dot{Q}_F , por exemplo, é possível que, em determinada condição de operação, a contribuição da incerteza de ΔT_F resulte em uma incerteza de \dot{Q}_F da mesma ordem de grandeza que seu valor absoluto.

Para garantir a credibilidade dos resultados experimentais dos calores trocados nas fontes e, conseqüentemente, do COP e η_{2nd} , todas as medições foram realizadas com termopares calibrados segundo a metodologia descrita na Seção 3.7. Além disso, o procedimento de montagem e posicionamento dos termopares seguiu a experiência adquirida em trabalhos anteriores, que se mostrou robusta e confiável (TREVIZOLI; PEIXER; BARBOSA Jr., 2016; TREVIZOLI et al., 2016; TREVIZOLI; NAKASHIMA; BARBOSA Jr., 2016; TREVIZOLI et al., 2017; TREVIZOLI; BARBOSA Jr., 2017).

A fim de ilustrar quantitativamente a faixa de incerteza dos valores de \dot{Q}_F , a Tabela 6.2 apresenta a incerteza expandida estimada para casos selecionados de F_E de 90%:

Tabela 6.2 – Incerteza expandida de \dot{Q}_F para casos selecionados dos testes de F_E de 90%.

ϕ [-]	Frequência [Hz]	$U_{\dot{Q}_F}$ [W]	\dot{Q}_F máximo [W]	\dot{Q}_F mínimo [W]
0,3	0,25	1,22	5	2,4
0,31	0,5	2,45	8,9	3,3
1,24	0,25	4,98	19,3	9,7
0,98	0,5	7,85	30,2	21,7

Portanto, para os casos apresentados, a incerteza de \dot{Q}_F varia de 20%, para os casos de capacidade de refrigeração máxima, até

valores próximos a 75%, para os casos de menor \dot{Q}_F . As incertezas de COP e η_{2nd} apresentam a mesma faixa percentual de incertezas que \dot{Q}_F . A incerteza de \dot{Q}_Q , por sua vez, apresenta mesma faixa de valores absolutos que a de \dot{Q}_F , porém, percentualmente os valores estiveram, em média, ao redor de 27% devido aos seus maiores valores absolutos.

6.3 REPRODUTIBILIDADE DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Diante dos valores consideráveis de incerteza apresentados para o valor de \dot{Q}_F , testes de reprodutibilidade experimental foram realizados tanto para as curvas de \dot{Q}_F por ΔT_R quanto para os testes de balanceamento. Os testes foram realizados por dois operadores (#1 e #2) em dias distintos.

A reprodutibilidade do teste de desbalanceamento de massa foi realizada primeiro, haja vista que a metodologia de obtenção dos resultados experimentais depende da caracterização deste efeito (ver Seção 5.3). A Fig. 6.11 demonstra que, de fato, o teste de desbalanceamento pode ser reproduzido e é uma alternativa plausível para a definição do ponto de operação do sistema.

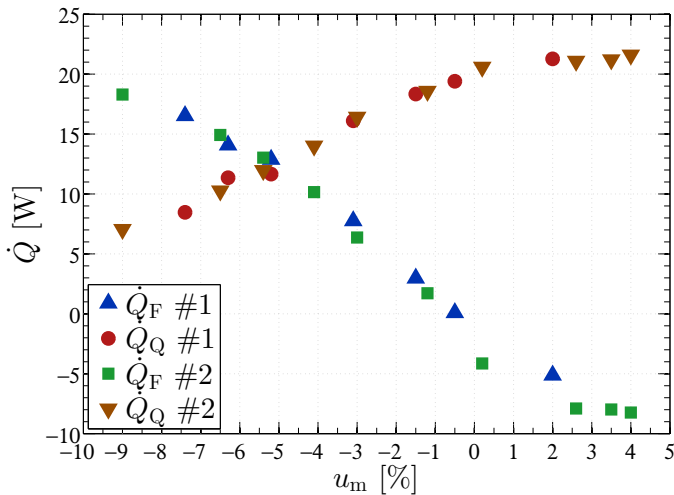
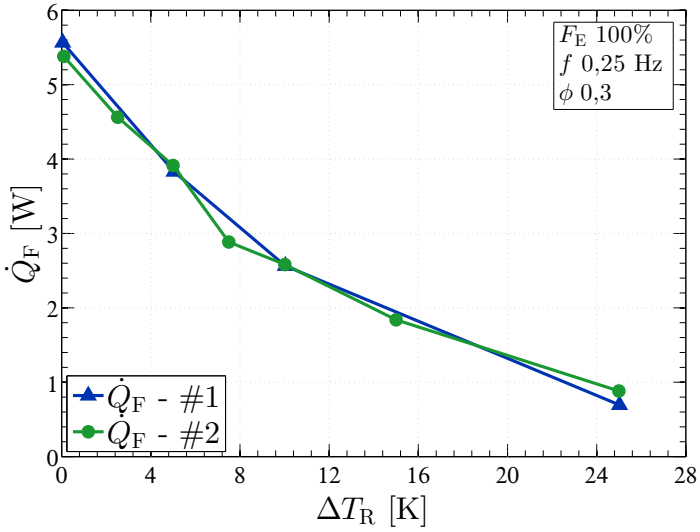
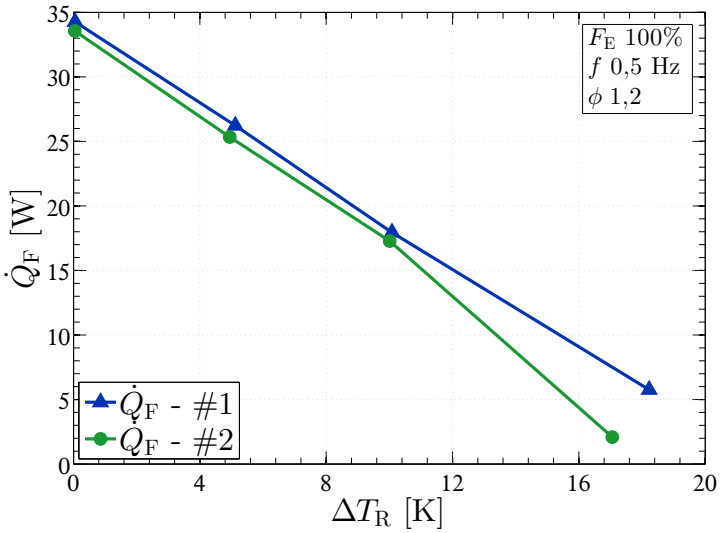


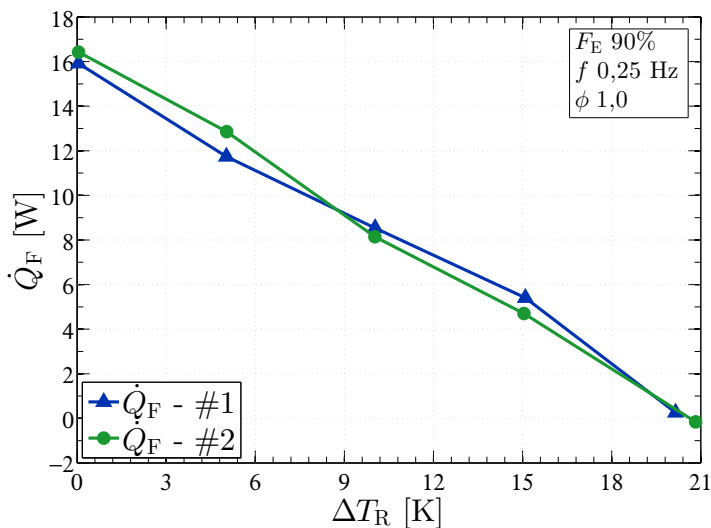
Figura 6.11 – Teste de reprodutibilidade para o balanceamento de massa: $F_E = 65\%$, $f = 0,25$ Hz, $\phi = 0,76$ e $\Delta T_R = 10$ K.



(a)



(b)



(c)

Figura 6.12 – Testes de reprodutibilidade para curvas de \dot{Q}_F em função de ΔT_R .

Em seguida, a Fig. 6.12 apresenta a reprodutibilidade dos testes de \dot{Q}_F em função de ΔT_R (curvas de performance). Novamente, os resultados se mostraram reproduzíveis. Portanto, considerando os resultados aqui apresentados, bem como aqueles da Seção 6.2, é possível afirmar que os resultados experimentais obtidos são adequados para uma análise quantitativa da performance do sistema, respeitando suas limitações concernentes ao gerenciamento do escoamento.

6.4 COMPARAÇÃO DE PERFORMANCE EXPERIMENTAL PARA DIFERENTES F_E

Nesta seção, a performance do RMA submetido a diferentes frações de escoamento será avaliada em termos de capacidade de refrigeração, consumo de potência e eficiências termodinâmicas. Para a frequência de 0,25 Hz, serão comparados os percentuais de F_E de 100%, 90% e 65%, enquanto que para 0,5 Hz serão confrontados os resultados de 100%, 90% e 80%. A faixa de ΔT_R avaliada será de 0 a 10 K.

6.4.1 Curvas de Capacidade de Refrigeração

O potencial para melhorar o desempenho de um RMA através da modificação do perfil de escoamento baseia-se no aumento da variação de campo magnético médio durante a etapa de escoamento $\overline{\Delta B}$. A Fig. 6.13 apresenta graficamente a variação dessa quantidade com a redução da fração de escoamento para o presente aparato. Apesar da sugestão de se calcular a média de campo magnético ponderada pela vazão mássica (TEYBER et al., 2016a; NIKNIA et al., 2016), o cálculo da Fig. 6.13 foi realizado com apenas uma média simples, pois o perfil trapezoidal de escoamento apresenta valores constantes de vazão quando descontadas as rampas. Os valores de $\overline{\Delta B}$ obtidos por essa análise são apresentados na Tabela 6.3, na qual verifica-se um aumento de aproximadamente 36% de $\overline{\Delta B}$ ao reduzir F_E de 100% para 65%.

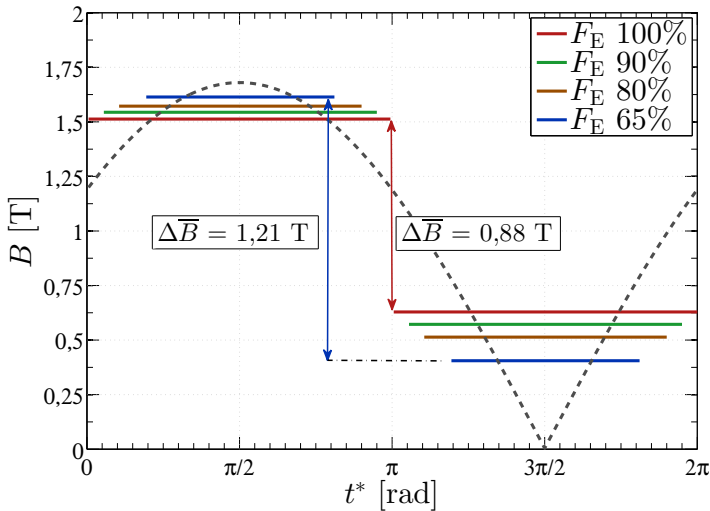


Figura 6.13 – Campo magnético médio durante o escoamento para diferentes F_E . Setas indicam a variação média de campo magnético para F_E iguais a 100% e 65%; linha tracejada indica a variação temporal de campo magnético

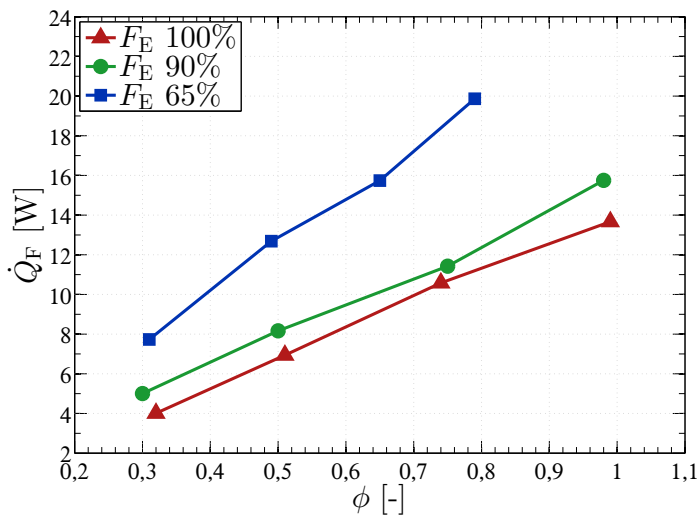
As Figs. 6.14 e 6.15 apresentam os valores de \dot{Q}_F em função de ϕ e ΔT_R a diferentes F_E para as frequências de 0,25 e 0,5 Hz, respectivamente. Observou-se que, exceto para a maior utilização dos testes a ΔT_R de 10 K e f de 0,5 Hz (fig. 6.15 (c)), o valor de \dot{Q}_F aumentou com a redução de F_E . Portanto, é possível concluir

Tabela 6.3 – Variação de \bar{B} com F_E .

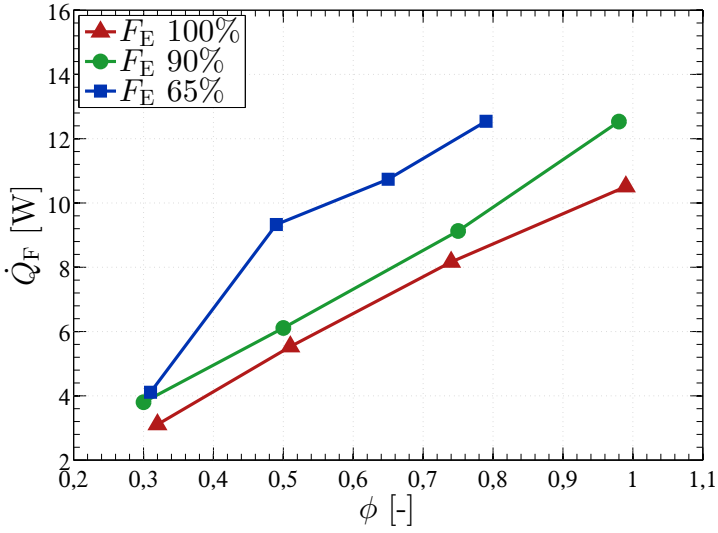
F_E [%]	\bar{B} [T]			NUT [-] - 0,25 Hz		NUT [-] - 0,5 Hz	
	max	min	Δ	$\phi \sim 0,3$	$\phi \sim 1,0$	$\phi \sim 0,3$	$\phi \sim 0,95$
100	1,51	0,63	0,88	449	168	264	94
90	1,54	0,57	0,97	436	158	235	91
80	1,57	0,51	1,06	-	-	210	90
65	1,61	0,41	1,20	318	120	-	-

que de fato é viável aumentar a capacidade de refrigeração de um RMA através redução da fração de escoamento para um ΔT_R fixo.

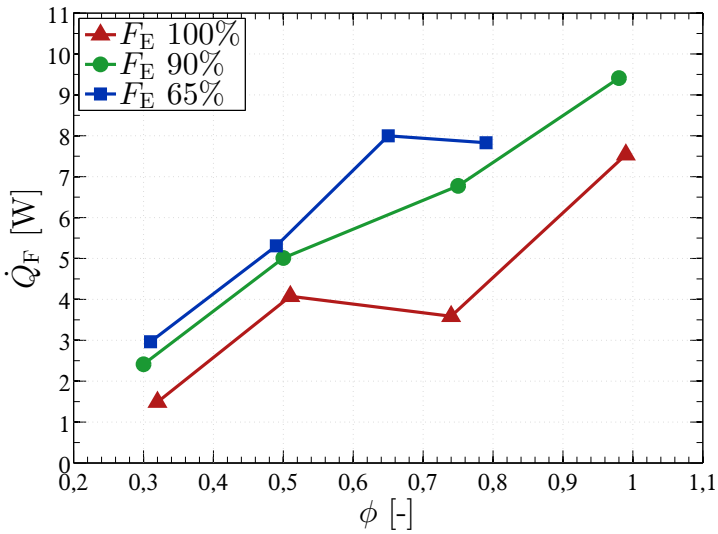
O fator limitante para o incremento de \dot{Q}_F por meio da redução de F_E está relacionado à diminuição do NUT devido o aumento de vazão mássica necessário para manter uma utilização fixa. Nesse sentido, a Tabela 6.3 apresenta os valores de NUT para os casos extremos de utilização para as frequências e F_E analisados. Nota-se que os valores são maiores que 90. Então, apesar da redução, os valores de NUT ainda resultam em matrizes com efetividade acima de 95%, conforme demonstrado por Trevizoli, Peixer e Barbosa Jr. (2016) para um regenerador similar ao utilizado. Além disso, segundo estes autores, para valores de NUT acima de 80, a efetividade apresenta um comportamento assintótico. Logo, mesmo com variações consideráveis de NUT , a efetividade é pouco afetada.



(a)

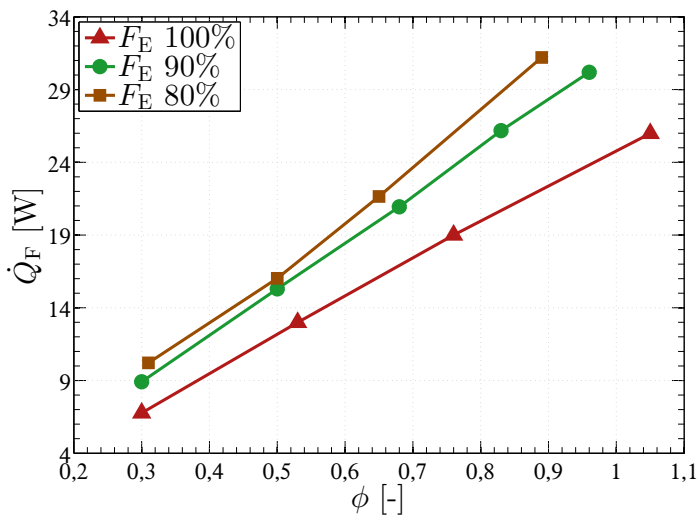


(b)

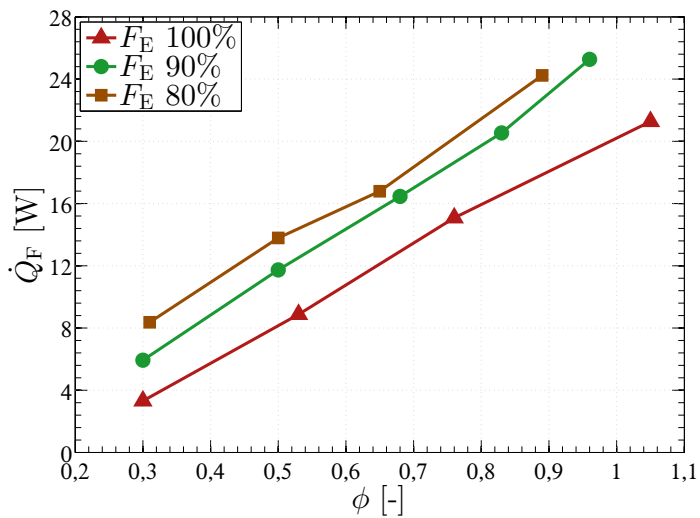


(c)

Figura 6.14 – Comparação de \dot{Q}_F em função de ϕ para f de 0,25 Hz e diferentes F_E : (a) $\Delta T_R = 0$ K; (b) $\Delta T_R = 5$ K; (c) $\Delta T_R = 10$ K.



(a)



(b)

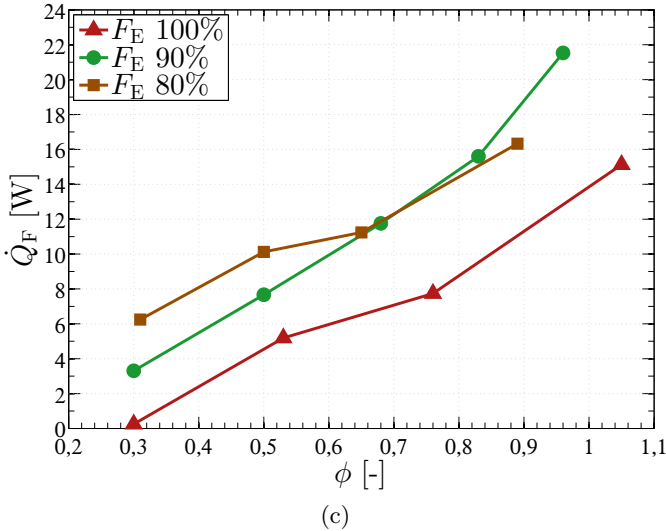


Figura 6.15 – Comparação de \dot{Q}_F em função de ϕ para f de 0,5 Hz e diferentes F_E : (a) $\Delta T_R = 0$ K; (b) $\Delta T_R = 5$ K; (c) $\Delta T_R = 10$ K.

Portanto, como a efetividade é pouco afetada, o ganho no EMC devido à maior variação de ΔB decorrente do desvio de fluido garante uma maior capacidade de refrigeração ao sistema. O limite discutido por Teyber et al. (2016a), no qual NUT se reduz a ponto de a penalização da efetividade superar o aumento de EMC, não foi observado para a faixa de F_E avaliada neste trabalho.

É importante contextualizar os resultados da capacidade de refrigeração obtidos neste trabalho com aqueles gerados por Trevizoli et al. (2016) na mesma bancada e condições de operação similares, porém com uma bomba-pistão e sem avaliar o efeito de F_E . De uma forma geral, maiores valores de \dot{Q}_F foram obtidos por Trevizoli et al. (2016) - entre cerca 1 a 10 W, dependendo da condição - os quais podem ser atribuídos ao desbalanceamento de massa presente nestes experimentos e inexistentes nos testes com bomba-pistão.

6.4.2 Análise de Potência

A variação de F_E com o intuito de melhorar os valores de \dot{Q}_F desenvolvidos pelo sistema é acompanhada de uma alteração do consumo energético do aparato. Neste caso, a redução de F_E implica em maiores vazões mássicas e maiores potências de bombeamento

necessárias para manter a utilização constante. Adicionalmente, o método aqui aplicado para redução de F_E envolve a troca de vedações, as quais exigem diferentes níveis de torque para seu acionamento.

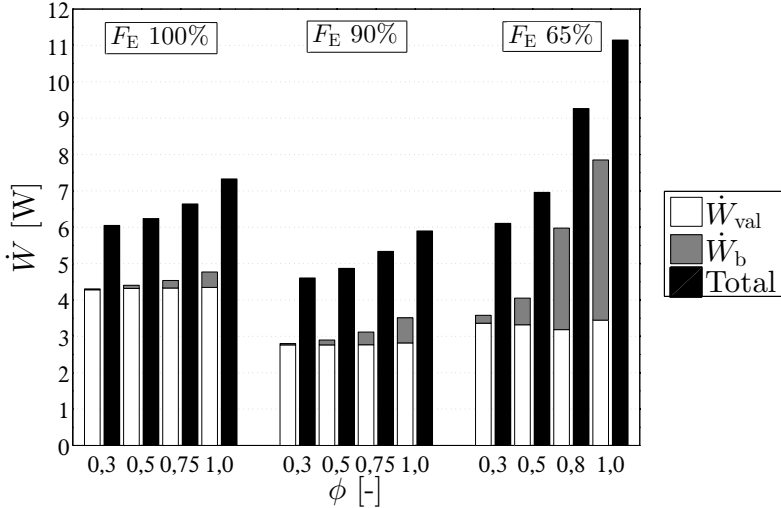
As Figs. 6.16 e 6.17 apresentam os valores de potência das válvulas, de bombeamento e total, além da contribuição percentual de cada. Na Fig. 6.16(a), quando comparado o torque das válvulas, verificou-se que a vedação com F_E de 100% foi a que solicitou maior potência, enquanto que a de 90% foi a menor. Este resultado segue o padrão de torque apresentado na Fig. 6.10. O mesmo pode ser dito para a Fig. 6.17(b), na qual a vedação de 80% foi a de maior \dot{W}_{val} , seguida da 100% e 90%.

Em relação à potência total para as duas frequências, observou-se que, quando comparados os casos de mesma utilização, a vedação de 90% consumiu menor potência que a de 100%. Apesar da primeira requerer maior vazão, o aumento da potência de bombeamento foi compensado pela menor potência de válvulas. Os casos de F_E de 65% para a frequência de 0,25 Hz e de 80% para 0,5 Hz foram os que apresentaram maior potência total. A F_E de 65% (0,25 Hz) exigiu potências de bombeamento mais elevadas para garantir a operação em condições de utilização fixa. Já a F_E de 80% (0,5 Hz) apresentou um maior consumo de potência para seu acionamento, além de exigir valores altos de vazão comparados com as vedações de 90 % e 100%.

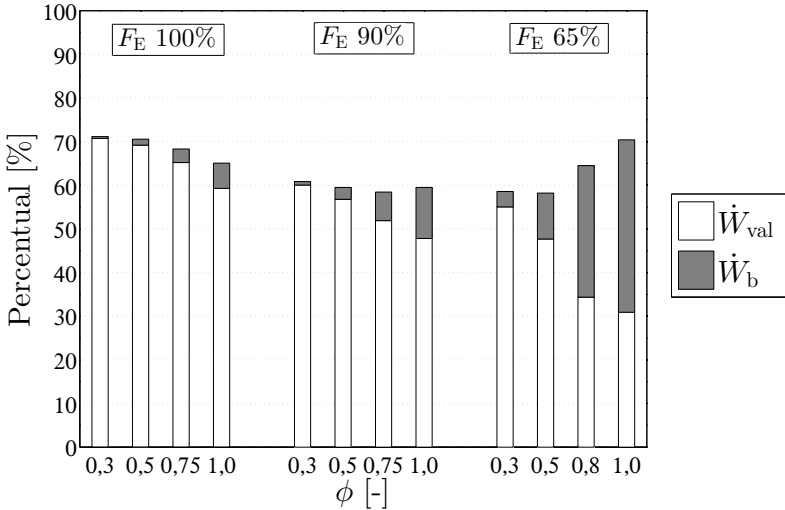
As Figs. 6.16 (b) e 6.17 (b) mostram que, de um forma geral, o percentual de potência relativo às válvulas foi reduzido tanto com o aumento de ϕ quanto com a redução de F_E . Apesar da única exceção ter sido o caso de $F_E = 80\%$ para $f = 0,5$ Hz, os resultados confirmaram que a maior fonte de perdas no sistema são as válvulas, que apresentaram contribuições acima de 50% para 18 dos 23 casos mostrados nas Figs. 6.16 e 6.17.

As Tabelas 6.4 e 6.5 apresentam quantitativamente os comportamentos apresentados anteriormente, e tornam claro o aumento da potência de bombeamento com a redução de F_E .

Resultados gerados para a F_E de 100%, variando ΔT_R entre 0 e 15 K, demonstraram que o efeito da temperatura na potência total requerida pelo sistema não foi tão perceptível, apesar de se saber que, com o aumento de ΔT_R , deve ser notada uma maior importância da contribuição magnética do torque. A potência das perdas mecânicas avaliada foi de 0,16 e 0,3 W para as frequências de 0,25 e 0,5 Hz, respectivamente.

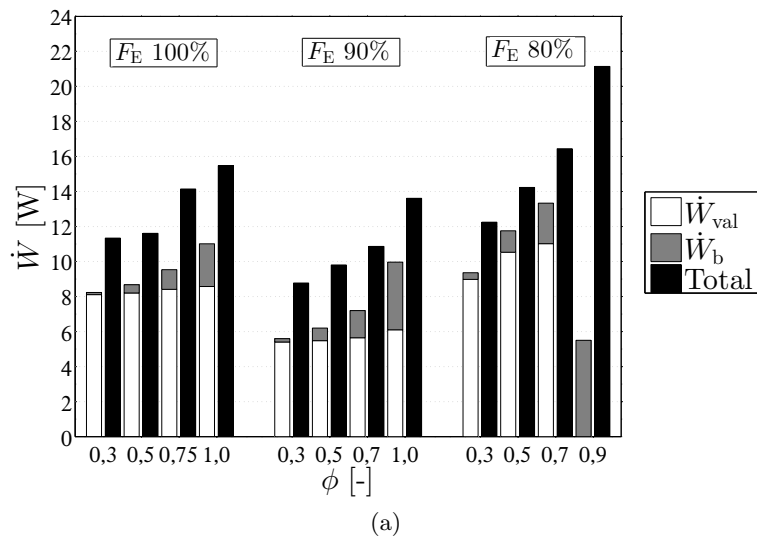


(a)

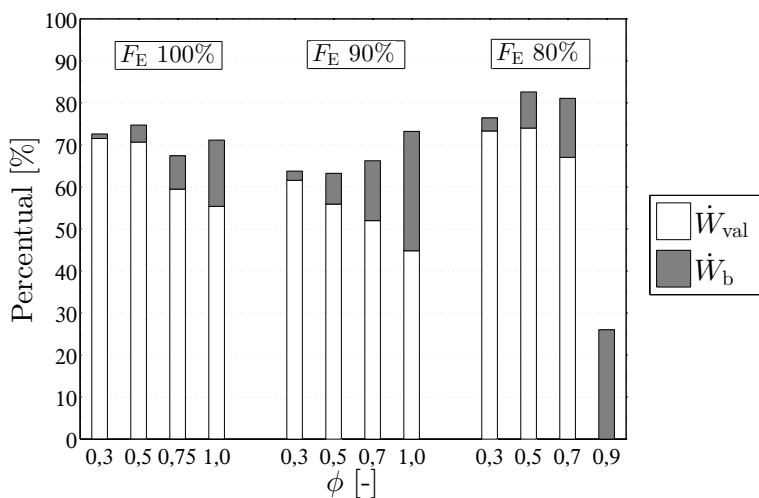


(b)

Figura 6.16 – Contribuição (a) absoluta e (b) percentual da potência das válvulas e de bombeamento para a potência total em função de ϕ para diferentes F_E : $f = 0,25$ Hz e $\Delta T_R = 10$ K.



(a)



(b)

Figura 6.17 – Contribuição (a) absoluta e (b) percentual da potência das válvulas e de bombeamento para a potência total em função de ϕ para diferentes F_E : $f = 0,5$ Hz e $\Delta T_R = 5$ K. Para ϕ de 0,9 e F_E de 80% não foram realizados os testes de torque das válvulas.

Tabela 6.4 – Variação das potências requeridas pelos componentes em função de F_E para a frequência de 0,25 Hz e ΔT_R de 0 K.

F_E [%]	\dot{W} [W] - $\phi \sim 0,3$			\dot{W} [W] - $\phi \sim 1,0$		
	Válvula	Bomba	Total	Válvula	Bomba	Total
100	4,52	0,02	5,99	4,63	0,4	6,78
90	2,77	0,04	4,29	2,84	0,65	5,01
65	3,31	0,21	5,66	3,1	4,07	9,97

Tabela 6.5 – Variação das potências requeridas pelos componentes em função de F_E para a frequência de 0,5 Hz e ΔT_R de 0 K.

F_E [%]	\dot{W} [W] - $\phi \sim 0,3$			\dot{W} [W] - $\phi \sim 0,7$		
	Válvula	Bomba	Total	Válvula	Bomba	Total
100	8,54	0,12	11,73	8,78	1,1	13,35
90	5,71	0,19	8,64	5,9	1,53	10,39
80	8,29	0,37	11,82	11,15	2,29	16,27

6.4.3 Análise de Performance Termodinâmica

Os resultados de \dot{Q}_F e \dot{W} foram combinados em termos do coeficiente de performance, COP , atingido pelo sistema. As Figs. 6.18 e 6.19 apresentam os valores de COP para as duas frequências de operação e ΔT_R de 5 e 10 K. Comparando estes resultados com os das Figs. 6.14 e 6.15, verifica-se que as curvas de COP para cada F_E apresentaram a mesma tendência de \dot{Q}_F com a variação de utilização. Entretanto, as vedações que apresentaram maior \dot{Q}_F não foram as que atingiram os melhores COP . Isto ocorreu devido aos elevados níveis de potência de bombeamento da F_E de 65% para 0,25 Hz, e de acionamento da F_E de 80% para a frequência de 0,5 Hz. Em geral, para o aparato utilizado nesta dissertação, a melhor performance termodinâmica foi atingida pela F_E de 90% que apresentou melhoria significativa em relação à F_E de 100%. Nessa condição, o aumento a capacidade de refrigeração foi obtido sem penalizar excessivamente o sistema em termos de potência solicitada.

Como a comparação entre as vedações foi feita sempre para uma mesma ΔT_R , o comportamento dos resultados de COP e η_{2nd} foi semelhante, diferindo apenas por uma constante, ou seja, COP_{id} . A Fig. 6.20 apresenta os resultados de η_{2nd} para uma diferença de temperatura entre reservatórios de 10 K e para as duas frequências analisadas, onde é possível verificar que suas tendências são iguais

às apresentadas nas Figs. 6.18(b) e 6.19(b). Em geral, os valores de η_{2nd} ficaram entre 0,5% a 5,5%.

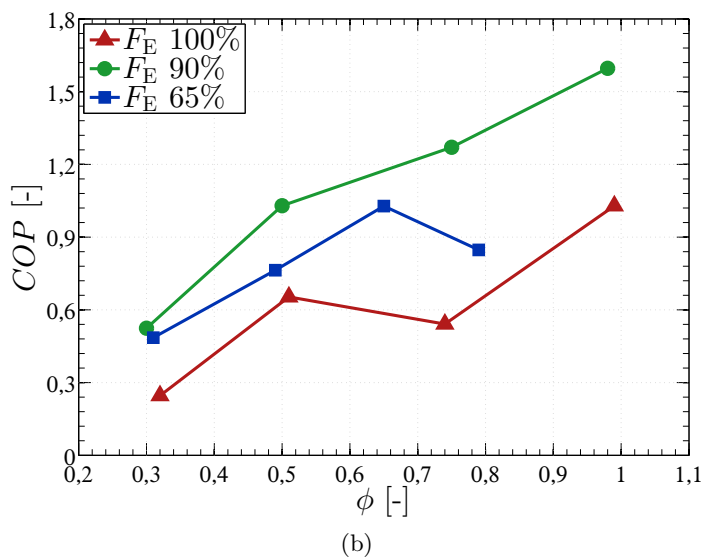
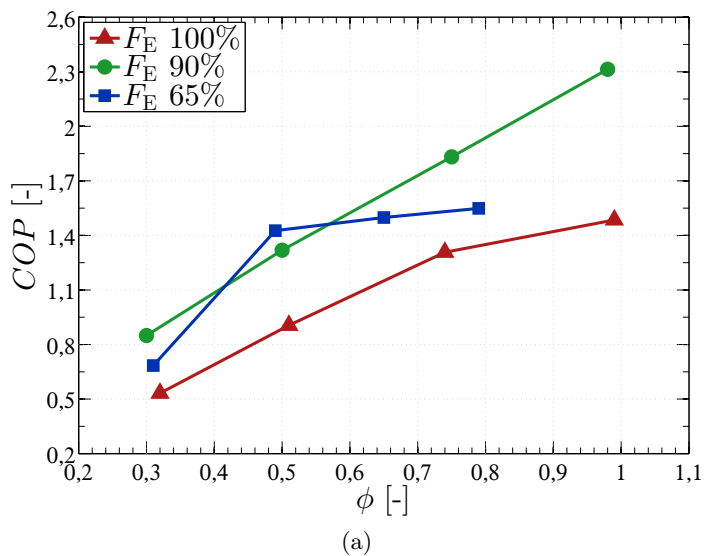
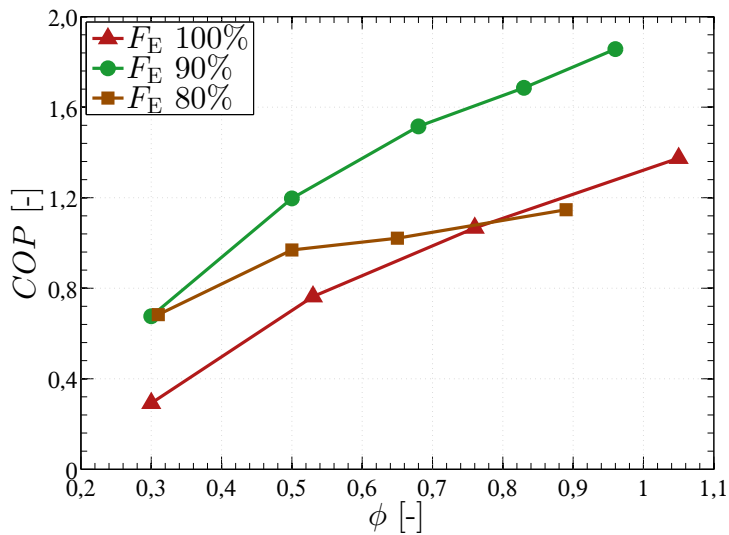
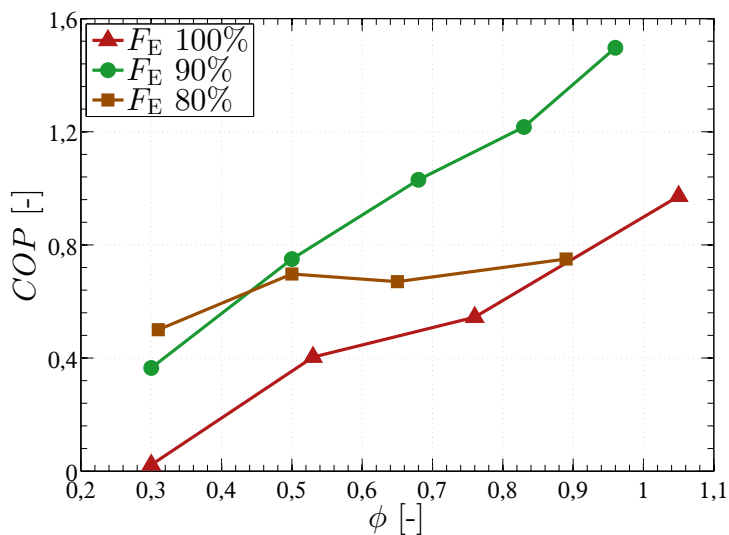


Figura 6.18 – Comparação de COP em função de ϕ para f de 0,25 Hz e diferentes F_E : (a) $\Delta T_R = 5$ K; (b) $\Delta T_R = 10$ K.

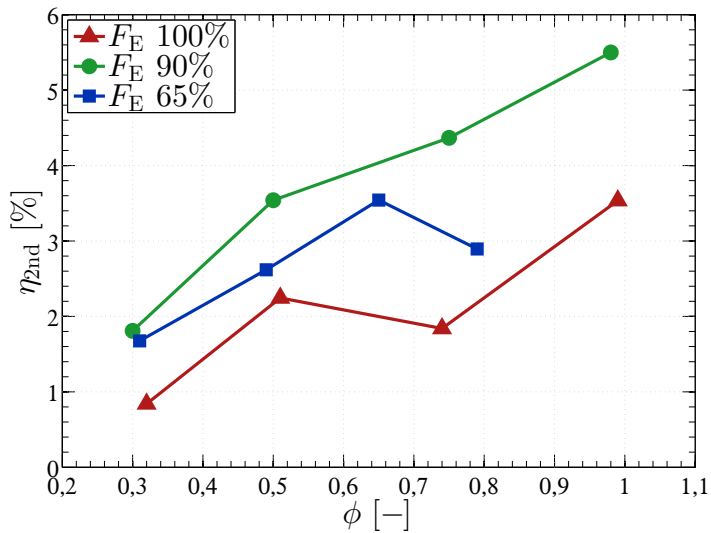


(a)

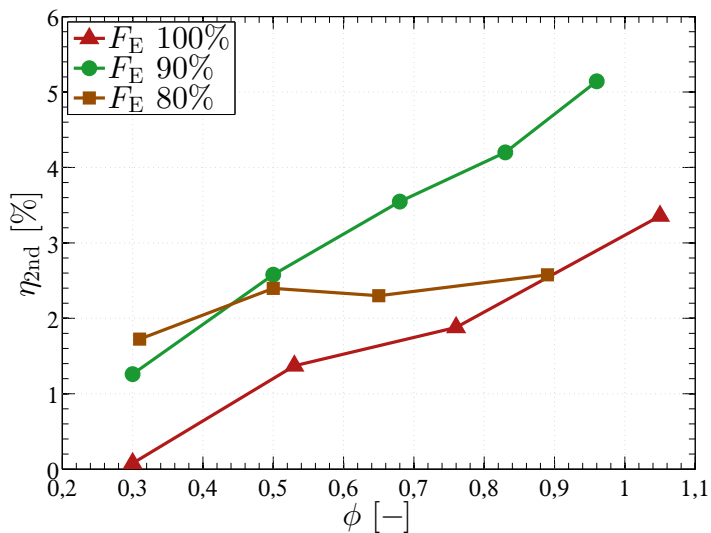


(b)

Figura 6.19 – Comparação de COP em função de ϕ para f de 0,5 Hz e diferentes F_E : (a) $\Delta T_R = 5$ K; (b) $\Delta T_R = 10$ K.



(a)



(b)

Figura 6.20 – Comparação de η_{2nd} em função de ϕ para ΔT_R de 10 K e diferentes F_E : (a) $f = 0,25$ Hz; (b) $f = 0,5$ Hz.

Ressalta-se que o sistema de válvulas rotativas apresenta um consumo energético muito elevado, como verificado também por Capovilla et al. (2016), e que este varia com a redução de F_E devido às características construtivas das vedações. Caso a potência consumida pelas válvulas fosse constante com F_E , seria provável que maiores reduções da fração de escoamento fossem justificáveis em função de valores de COP . Contudo, apesar das limitações de \dot{Q}_F e \dot{W} , a melhoria de performance obtida, em termos de COP , complementam os resultados obtido por Teyber et al. (2016a), que não observaram melhorias na eficiência de segunda lei ao reduzir F_E . Entretanto, os valores de F_E avaliados por eles se restringiu a 100% e valores inferiores a 60%, para os quais a potência de bombeamento é excessiva. Os resultados do presente trabalho mostram que é possível melhorar o COP ou η_{2nd} para F_E entre 100% e 60%.

6.5 VALIDAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL

Nesta seção serão apresentadas comparações entre resultados experimentais e numéricos, tanto para variáveis transientes de temperatura e pressão quanto para capacidade de refrigeração desenvolvida pelo RMA. O modelo numérico descrito no Capítulo 4 foi validado com dados experimentais para perfil de escoamento senoidal e condições de operação balanceadas (TREVIZOLI, 2015). No entanto, o objetivo aqui apresentado é a validação do mesmo modelo sob diferentes condições de escoamento, incluindo os períodos de desvio distintos e condições de operação não balanceadas.

Inicialmente, os parâmetros de temperatura ambiente, fração de escoamento, frequência, utilização e diferença de temperatura entre os reservatórios inseridas no modelo numérico foram iguais aos experimentais sem introduzir numericamente qualquer desbalanceamento entre os escoamentos. As previsões de capacidade de refrigeração foram então comparadas com os dados experimentais e são mostrados na Fig. 6.21 para 0,25 Hz e 0,5 Hz.

Observa-se que os resultados numéricos para a condição balanceada predominantemente sobestimaram os experimentais, havendo poucos pontos dentro da região de $\pm 20\%$ de diferença, especialmente para $f = 0,5$ Hz. Além disso, a discrepância entre os dados e a simulação aumentou com ΔT_R , o que pode ser atribuído ao desbalanceamento de massa observado nos experimentos.

Deste modo, uma nova bateria de simulações foi realizada, dessa vez incluindo o desbalanceamento de massa no modelo atra-

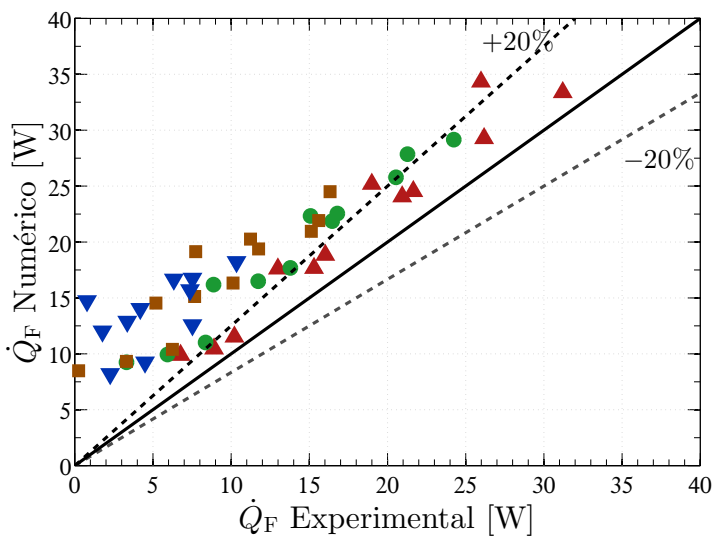
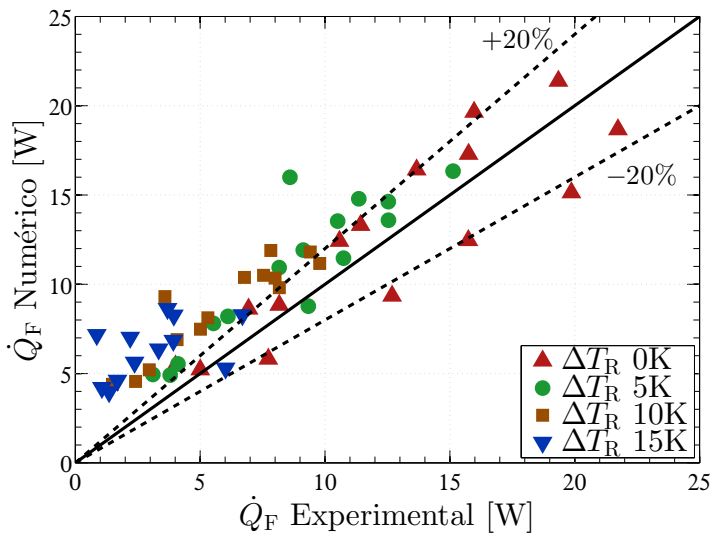


Figura 6.21 – Comparação dos valores de \dot{Q}_F numéricos e experimentais para o caso balanceado: (a) $f = 0,25$ Hz; (b) $f = 0,5$ Hz.

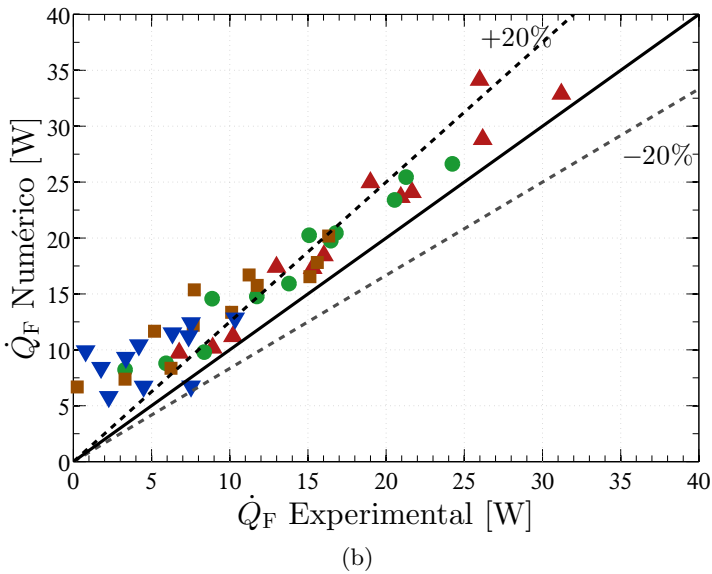
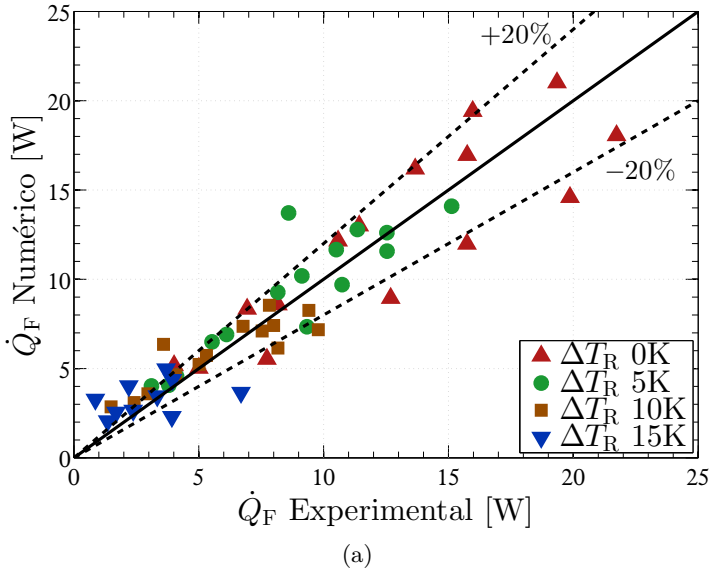


Figura 6.22 – Comparação dos valores de \dot{Q}_F numéricos e experimentais para o caso desbalanceado: (a) $f = 0,25$ Hz; (b) $f = 0,5$ Hz.

vés do aumento da vazão mássica do escoamento quente. Para a frequência de 0,25 Hz, o valor de u_m foi de 3%, enquanto que para 0,5 Hz, u_m foi de 1%. Estes valores foram escolhidos baseados na metodologia descrita na Seção 5.3.

A Fig. 6.22 mostra a comparação dos resultados experimentais com os numéricos em condições de operação não balanceadas. A melhora para frequência de 0,25 Hz foi significativa, e grande parte dos pontos estiveram dentro da região de $\pm 20\%$, independentemente do ΔT_R . Portanto, o modelo foi capaz de fornecer previsões razoáveis do funcionamento do aparato nessa condição de frequência, inclusive permitindo a inserção de um desbalanceamento de massa na solução numérica.

Para a frequência de 0,5 Hz houve uma melhoria com a inclusão do desbalanceamento, porém, os resultados numéricos continuaram sobrestimando os experimentais além da margem de 20%. Alguns comentários acerca desses resultados podem ser feitos. O primeiro vem da análise apresentada por Trevizoli (2015), que também observou um melhor desempenho do modelo matemático para frequências mais baixas. O segundo ponto é que as simulações aqui realizadas não consideraram a perda de performance devido ao volume morto. Apesar de ter um peso menor que o ganho de calor pela carcaça, o volume morto também é uma perda importante que quando levada em consideração nas simulações melhora a comparação com resultados experimentais. Portanto, conclui-se que os resultados numéricos obtidos neste trabalho apresentaram as tendências esperadas e estão consistentes com dos dados experimentais, especialmente quando o desbalanceamento de massa é incluído na simulação.

A validade do modelo é reforçada pelas variações de temperatura e pressão obtidas a partir do mesmo. Neste sentido, a Fig. 6.23 apresenta a comparação entre os comportamentos numéricos e experimentais da temperatura do lado frio (T_F e $T_{reg,F}$ respectivamente) para ΔT_R de 0 e 5 K. Os resultados numéricos são apresentados tanto para casos balanceados quanto desbalanceados (sobrescrito u_m na legenda - linha contínua). A Fig. 6.23(a) apresenta um caso no qual o modelo subestimou os resultados experimentais em termos de \dot{Q}_F , e a inclusão do desbalanceamento contribuiu para reduzir ainda mais o resultado do modelo. Neste ponto é importante lembrar que \dot{Q}_F é maior quando os níveis da temperatura T_F durante o escoamento quente (período de π a 2π) são menores. Portanto, o desbalanceamento nesses casos, por ser positivo, aumentou os níveis

de T_F e, portanto, prejudicaram \dot{Q}_F . A Fig. 6.23(b) apresenta um caso onde a inclusão do desbalanceamento contribuiu para melhorar a previsão do modelo numérico e a concordância entre os perfis foi satisfatória.

A Fig. 6.24 apresenta a comparação dos perfis de queda de pressão numéricos e experimentais para dois casos selecionados. É possível perceber que o modelo numérico não prevê adequadamente a diferença de tempo real entre os escoamentos quente e frio, o que pode contribuir para a diferença de performance térmica prevista. Além disso, o nível de queda de pressão experimental é superior ao numérico. Apesar da vazão estabelecida no modelo ser igual à experimental, as tomadas de pressão do experimento incluem perdas locais devido a conexões e adaptadores nas entradas do regenerador, além da perda de carga distribuída da tubulação nas suas extremidades. Por fim, o perfil trapezoidal ideal inserido no modelo difere-se do verificado experimentalmente devido à dinâmica do escoamento durante o funcionamento do aparato. Um modelo hidráulico transiente poderia melhorar a previsão de queda de pressão, porém a aproximação do perfil de escoamento ideal é razoável para as exigências do modelo do RMA, como foi observado também por Trevizoli (2015).

6.6 AVALIAÇÃO NUMÉRICA DO EFEITO DE F_E SOBRE A PERFORMANCE DO RMA

A comparação da performance do RMA sujeito a diferentes valores de F_E foi limitada pelas dificuldades experimentais associadas ao desbalanceamento de massa e às restrições de pressão de operação do aparato. Baseada na discussão da validade do modelo, esta seção utiliza os resultados numéricos para expandir a avaliação de F_E para valores menores que 65% e valores maiores de ΔT_R . A faixa de valores de F_E foi variada de 100% até 50%, em intervalos de 12,5%, para ΔT_R de 10 e 20 K.

As Figs. 6.25 e 6.26 apresentam os resultados de \dot{Q}_F em função da utilização para diferentes F_E e ΔT_R de 10 e 20 K. Nestas, é possível verificar que \dot{Q}_F apresenta um valor máximo teórico em relação ao fator de utilização. Esse ponto ótimo pode ser explicado considerando que o aumento de utilização é obtido através do aumento da vazão mássica, e conseqüentemente, do valor de \bar{m}_{EQ} utilizado na eq. 3.19 para o cálculo de \dot{Q}_F . Entretanto, vazões maiores reduzem o NUT e a efetividade ϵ_{EQ} do regenerador, comprometendo dessa forma o valor da diferença de temperatura do lado frio, ΔT_F . Logo,

existe um balanço entre o aumento de \bar{m}_E e a redução em ΔT_F que maximiza \dot{Q}_F .

Em relação ao efeito da redução de F_E , nota-se que, para ΔT_R de 10 K, a redução de F_E contribui para a melhoria de \dot{Q}_F em todos os casos, conclusão esta similar à da Seção 6.4.1. Para 20 K e 0,25 Hz, a redução de F_E passou a não ser vantajosa ao redor de $\phi = 1$, enquanto que para 0,5 Hz, ao redor de $\phi \sim 0,8$ e 0,9. A queda de \dot{Q}_F com a redução de F_E ilustra o *trade-off* apresentado na Seção 6.4.1 entre o aumento da variação média do campo magnético, $\Delta \bar{B}$, e a diminuição de NUT quando F_E é reduzido. Para a F_E de 50%, nos casos em que a performance foi menor do que para as demais frações, NUT esteve próximo de 50, o que combinado com o valor de utilização mais alto (maior que 0,8) acabou por reduzir a efetividade do regenerador. Esse *trade-off* explica também o deslocamento da localização do pico de \dot{Q}_F em função da utilização para diferentes F_E . Inicialmente, ao reduzir F_E a partir de 100% o pico se desloca para utilizações maiores, pois o aumento de $\Delta \bar{B}$ compensa a redução de NUT com ϕ . Entretanto, a partir de F_E igual a 50%, o pico de \dot{Q}_F se desloca para a utilizações menores, pois a penalidade no NTU supera os ganhos no EMC.

Os perfis transientes de temperatura fornecidos pelo modelo numérico permitem avaliar com mais detalhes o efeito positivo de $\Delta \bar{B}$ sobre \dot{Q}_F . A fig. 6.27 apresenta o perfil de temperatura do sólido no início e final das etapas de escoamento para F_E de 100% e 50%. t_1 e t_2 representam o início e fim do escoamento frio, e t_3 e t_4 o início e fim do escoamento quente. Nota-se que, para $F_E = 100\%$, o fim de um escoamento e o começo do seguinte são coincidentes, portanto os perfis de temperatura são os mesmos, enquanto que para F_E menores as temperaturas nestes instantes são diferentes.

Para $F_E = 50\%$, as temperaturas no início do escoamento quente são consideravelmente menores que as do término do escoamento frio. Isto é resultado do período sem escoamento, que permite a temperatura do sólido ser reduzida devido ao efeito magnetocalórico resultante da redução de campo magnético. Portanto, no início do escoamento quente, as temperaturas do regenerador para F_E de 50% são menores que para 100%. Dessa forma, o potencial para transferência de calor entre sólido e fluido é maior. O mesmo é válido para o final do escoamento quente e início do frio, no qual as temperaturas para $F_E = 50\%$ são maiores que para 100% e permitem que o fluido seja melhor aquecido pelo regenerador.

Este comportamento também é observado para os casos em

que a redução de F_E prejudicou o valor de \dot{Q}_F , como apresentado na Fig. 6.28, que mostra os perfis de temperatura no início do escoamento quente para $F_E = 62,5\%$ e 50% . Apesar do perfil de temperatura no início dos escoamentos ser reduzido ao alterar F_E de $62,5\%$ para 50% , a capacidade de refrigeração não aumenta, pelo contrário, é reduzida como pode ser visto na Fig. 6.26(b). Esse fato retoma a discussão acerca do NUT , na medida em que, apesar do regenerador melhor empregar o EMC devido ao maior $\Delta\bar{B}$, a transferência de calor é menos efetiva devido ao menor valor de NUT e ao fator de utilização elevado (TREVIZOLI; PEIXER; BARBOSA Jr., 2016).

Para melhor ilustrar esse ponto, a Fig. 6.29 resume o comportamento de NUT para diferentes F_E e utilizações avaliadas nas Figs. 6.27 e 6.28. Em números, para o caso da Fig. 6.27, o NUT reduz de 133,7 para 77,65 quando F_E muda de 100% para 50% , enquanto que para o da Fig. 6.28 a redução é de 62,6 para 53,2 para uma variação de F_E de $62,5\%$ para 50% . Apesar da redução ser maior para o primeiro caso, valores de NUT acima de 80 devem garantir uma efetividade acima de 95% , segundo Trevizoli, Peixer e Barbosa Jr. (2016). Os mesmos autores ainda mostram que valores de NUT próximos e menores que 50 reduzem de forma mais significativa a efetividade do regenerador, o que deve explicar a piora dos resultados para F_E de 50% no caso da Fig. 6.28.

O reflexo dessa redução de NUT pode ser visualizado na temperatura da saída do lado frio durante o escoamento quente, apresentada na Fig. 6.30 para os dois casos analisados. Percebe-se que, no início do escoamento, a temperatura de saída do fluido para ambos os casos é inferior para a menor F_E . Porém, no final do escoamento para o caso de $0,5$ Hz (Fig. 6.30(b)), a temperatura do fluido para a menor F_E é maior, o que representa uma deficiência na efetividade que pode ser atribuída ao valor baixo de NUT . Na Fig. 6.30(a), o valor de NUT não foi reduzido o suficiente a ponto de prejudicar a performance da menor F_E .

Vale ressaltar que o perfil de temperaturas do F_E de 50% é o que mais aproxima o funcionamento da bancada ao esperado para um ciclo termomagnético Brayton ideal (Fig. 2.7), de modo que os períodos de desvio se aproximam das etapas de magnetização e desmagnetização adiabática. Além disso, o benefício de reduzir o tempo de escoamento possivelmente não seria verificado caso um campo magnético ideal *on-off* fosse utilizado. Neste caso, não haveria variação de campo magnético durante o tempo sem escoamento

e, conseqüentemente, o EMC não se manifestaria e não contribuiria para modificar a temperatura do sólido. Então, a redução do F_E só resultaria em uma redução do NUT .

Para avaliar essa afirmação, foram realizadas simulações do mesmo RMA operando sob um perfil magnético ideal *on-off* entre 0 e 1,2 T. Os resultados de \dot{Q}_F são apresentados na Fig. 6.31. Verifica-se que, de fato, a redução de F_E não foi benéfica quando utilizado o campo *on-off*, exceto para uma redução de 100% para 87,5%. Neste caso, a variação de campo magnético para F_E de 100% ainda ocorre na presença de escoamento, o que reduz a atuação do EMC na modificação do perfil de temperatura do sólido. Além disso, a perda de calor pela carcaça na presença do escoamento é mais efetiva por se tratar de uma transferência convectiva ao invés de puramente difusiva. Então, a redução de F_E apresenta um benefício adicional para o sistema, que é o de reduzir a perda de calor pela carcaça. A Fig. 6.31(b) apresenta o resultados dos mesmos casos sem a inclusão desta perda, e nessas condições a redução de F_E foi sempre prejudicial em termos do \dot{Q}_F desenvolvido.

Por fim, de posse dos valores de queda de pressão e de vazão mássica do modelo, foi possível calcular a potência de bombeamento numérica segundo a Eq. 3.22. Assumiu-se que, mesmo nos períodos sem escoamento, a potência continuou a ser consumida de forma similar ao que acontece no aparato. Essa potência de bombeamento foi somada com uma potência de válvulas fixa para então possibilitar uma estimativa numérica de COP . A potência de válvula utilizada foi igual a 3 e 6 w para f de 0,25 e 0,5 Hz respectivamente, sendo estes valores médios da potência consumida pela vedação de 65% do aparato experimental. Optou-se por utilizar apenas um valor de \dot{W}_{ac} para remover os efeitos das diferenças geométricas e construtivas de cada vedação, sendo assim uma idealização. Dessa forma, combinando esses valores de potência com o \dot{Q}_F das Figs. 6.25 e 6.26, o COP numérico foi obtido e apresentado nas Figs. 6.32 e 6.33.

Nessas figuras, o pico de COP em função da utilização é influenciado tanto pelo comportamento de \dot{Q}_F com ϕ (Figs. 6.25 e 6.26) quanto pelo progressivo aumento da potência de bombeamento, \dot{W}_b , necessária para atingir utilizações maiores. Dessa forma, a localização do valor máximo de COP nas Figs. 6.32 e 6.33 é deslocado para menores ϕ quando comparada com a localização nos gráficos de \dot{Q}_F . O mesmo deslocamento para menores utilizações é observado quando comparados os picos para diferentes F_E . Nesse caso, o gradiente da potência de bombeamento em relação a ϕ aumenta

para frações de escoamento menores, de forma a garantir que a faixa de utilização avaliada seja a mesma, como mostra a Fig. 6.34 que apresenta um exemplo de \dot{W}_b em função de ϕ para os valores de F_E analisados no modelo. Dessa forma, o COP para utilizações menores é cada vez mais penalizado pelo aumento do requisito de vazão para F_E menores.

Em termos gerais, na Fig. 6.32 (a), o maior valor de COP foi atingido por F_E de 75% próximo a uma utilização igual a um. Ao aumentar ΔT_R para 20 K, o pico de COP deslocou-se para a utilização de 0,7 e F_E de 62,5% (Fig. 6.33 (a)). Para a frequência de 0,5 Hz, a Fig. 6.32(b) apresenta um pico de COP para utilização de 0,7 e F_E de 87,5%, e na Fig. 6.33(b), o melhor COP foi para $F_E = 75\%$ e $\phi = 0,5$. A avaliação numérica permite concluir também que, em termos de COP , reduções de F_E além de 90% podem ser vantajosas, o que não pôde ser observado na Seção 6.4.3 devido à variação significativa do torque de acionamento ao se alterar F_E .

Ressalta-se, contudo, que determinar qual fração de escoamento resulta no máximo COP apenas pelas Figs. 6.32 e 6.33 não é a forma mais indicada de se avaliar o desempenho do sistema, haja vista que estes gráficos não fornecem individualmente a capacidade de refrigeração e a potência consumida. Portanto, uma metodologia para comparar de forma justa os valores de COP e otimizar F_E deveria analisar conjuntamente os dados de \dot{Q}_F e COP , mantendo uma capacidade fixa, para a qual o maior COP representaria a combinação de parâmetros que atingiria o objetivo consumindo menor potência.

Como exemplo, foi escolhido o valor de \dot{Q}_F igual a 20 W para um sistema operando a 0,5 Hz. Avaliando a Fig. 6.25(b) é possível identificar para cada F_E os valores de utilização que atingem a \dot{Q}_F alvo. De posse desses valores e da Fig. 6.32(b), o valor de COP referente à condição de 20 W pode ser identificado para cada F_E e a ótima F_E é determinada. A Fig. 6.35 apresenta uma descrição esquemática desse procedimento, para o qual a F_E ótima seria 87,5%, com um COP de 2,63 em ϕ igual a 0,71.

Em suma, a avaliação numérica reforça a viabilidade de aprimorar a performance de um RMA reduzindo o tempo de escoamento ao qual ele é submetido. O comportamento das temperaturas internas do regenerador fornecidas pelo modelo permitiu identificar condições em que a redução de F_E se justifica. Ainda, a validação

do modelo permite que diferentes frações de escoamento possam ser investigadas, além de viabilizar uma metodologia para a otimização do sincronismo que fornece resultados consistentes, não requer a disponibilidade de um aparato experimental e é robusta o suficiente para lidar com diferentes perfis temporais de escoamento e campo magnético, e com perdas como o desbalanceamento de massa.

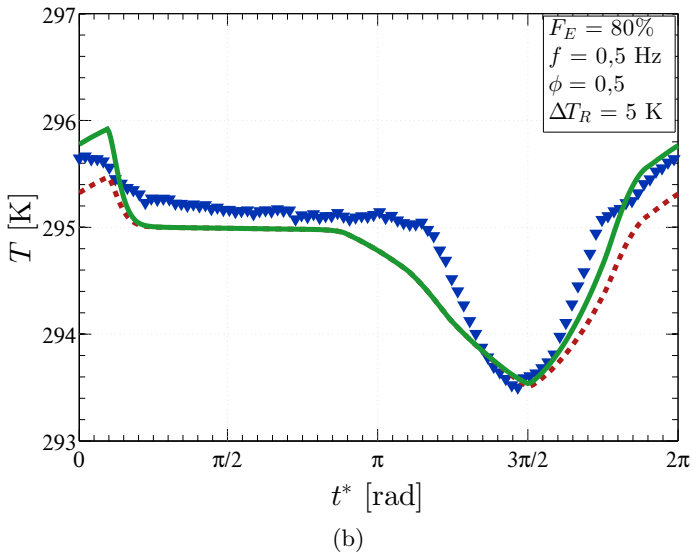
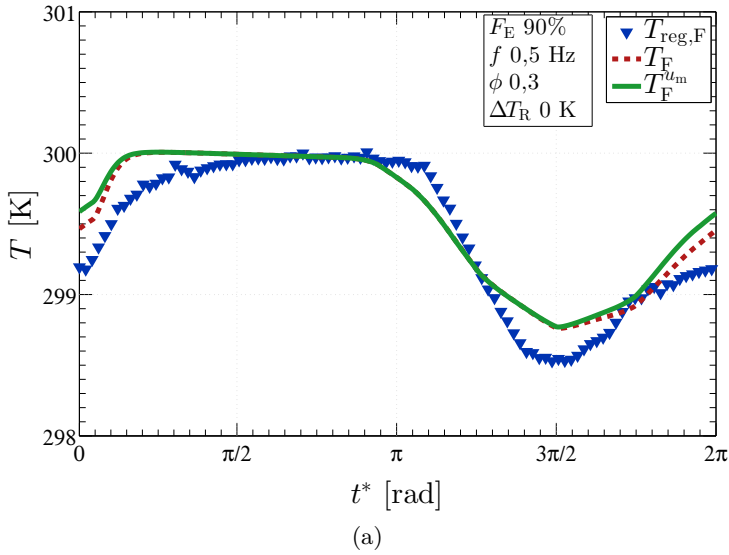
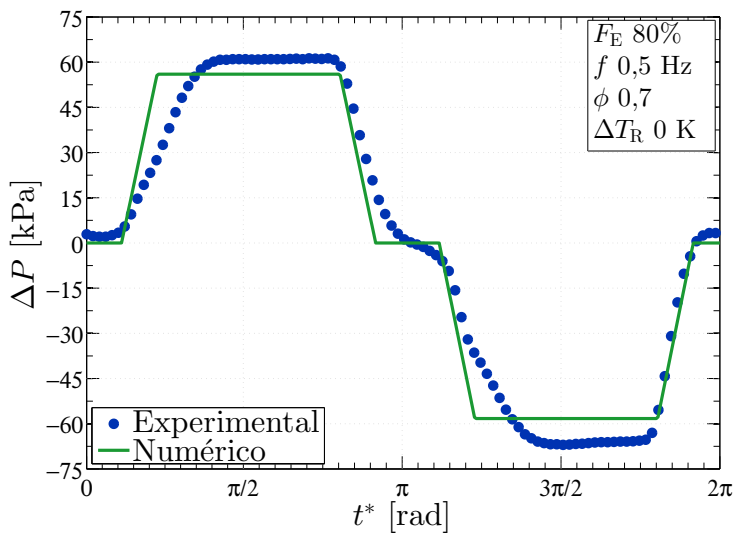
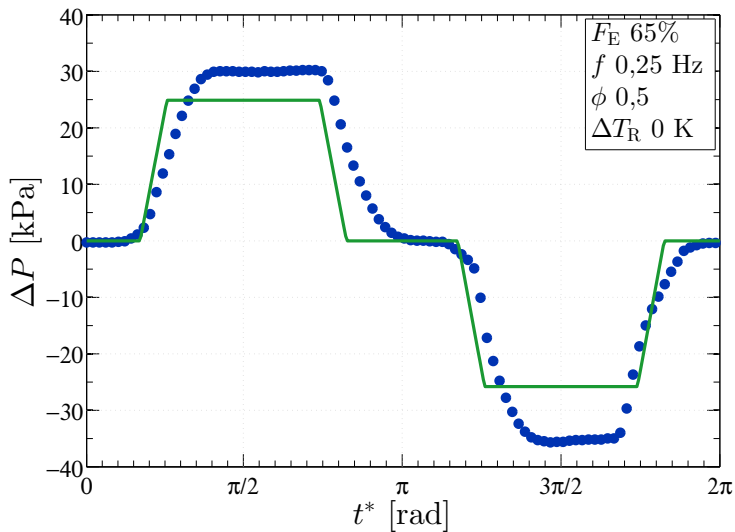


Figura 6.23 – Comparação entre os perfis de temperatura do lado frio experimentais (pontos) e os numéricos (linhas contínua e tracejada). O sobrescrito u_m (linha contínua) representa dados numéricos com desbalanceamento.

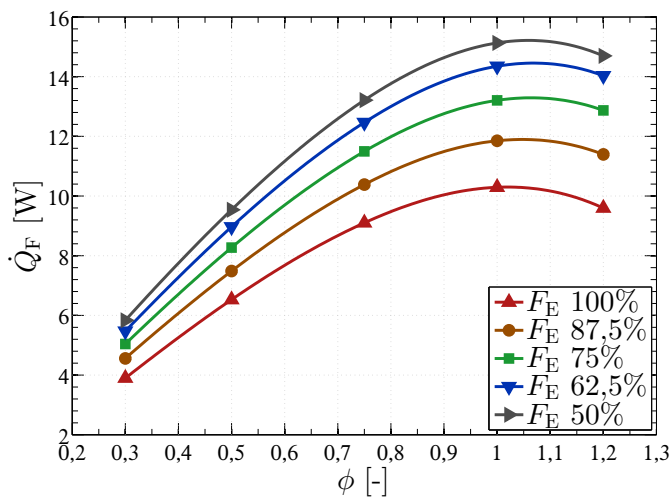


(a)

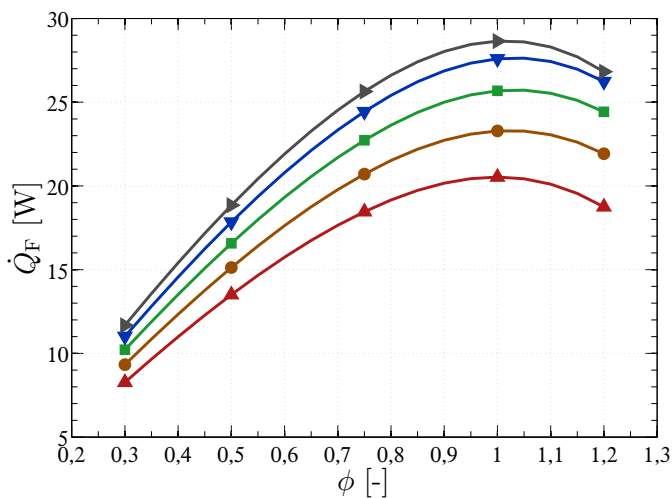


(b)

Figura 6.24 – Comparação entre as variações de queda de pressão experimentais e numéricas para casos balanceados.

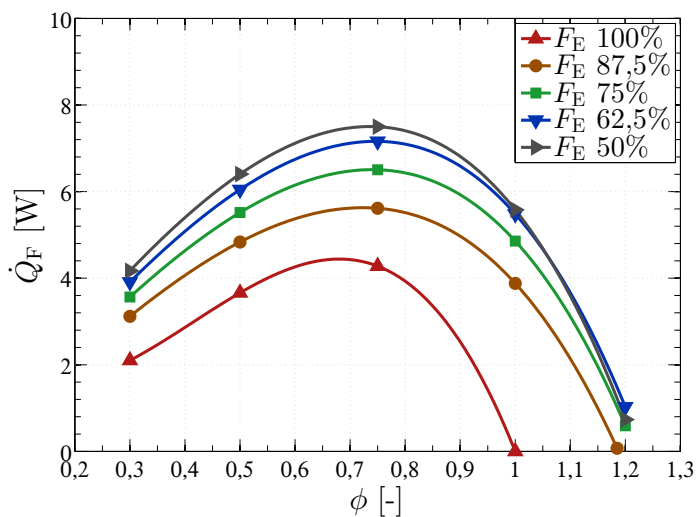


(a)

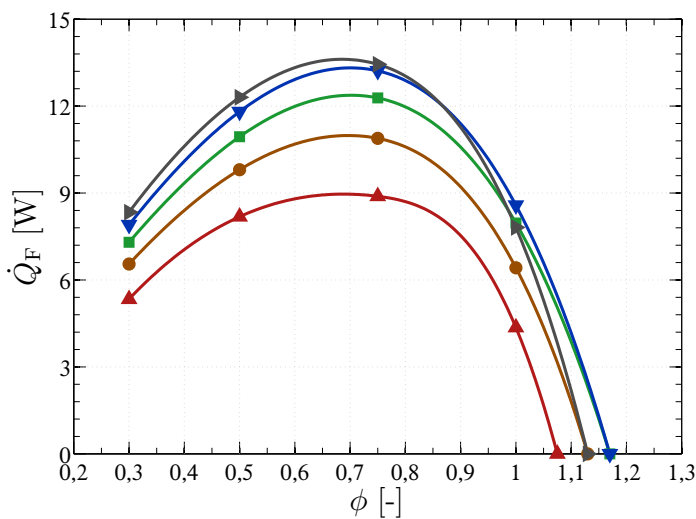


(b)

Figura 6.25 – Avaliação de \dot{Q}_F fornecido pelo modelo numérico em função de ϕ para diferentes F_E a $\Delta T_R = 10$ K: (a) $f = 0,25$ Hz; (b) $f = 0,5$ Hz.



(a)



(b)

Figura 6.26 – Avaliação de \dot{Q}_F fornecido pelo modelo numérico em função de ϕ para diferentes F_E a $\Delta T_R = 20$ K: (a) $f = 0,25$ Hz; (b) $f = 0,5$ Hz.

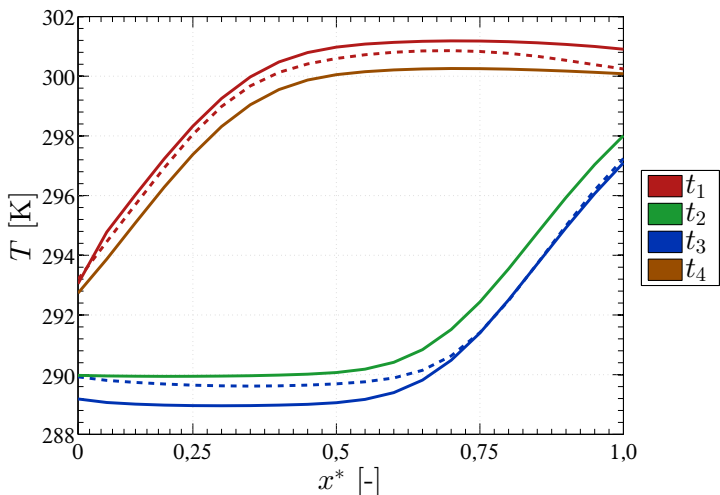


Figura 6.27 – Perfis numéricos de temperatura do sólido no início e final das etapas de escoamento para $f = 0,25$ Hz, $\phi = 1,2$ e $\Delta T_R = 10$ K. As linhas tracejadas são referentes a $F_E = 100\%$, enquanto que as cheias são para $F_E = 50\%$.

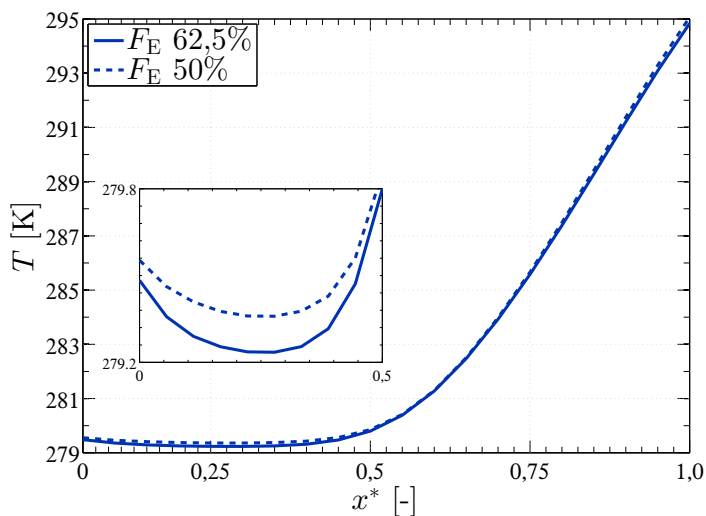


Figura 6.28 – Perfis numéricos de temperatura do sólido no início do escoamento quente para $f = 0,5$ Hz, $\phi = 1,0$ e $\Delta T_R = 20$ K. Detalhe para a região de x^* 0 a 0,5.

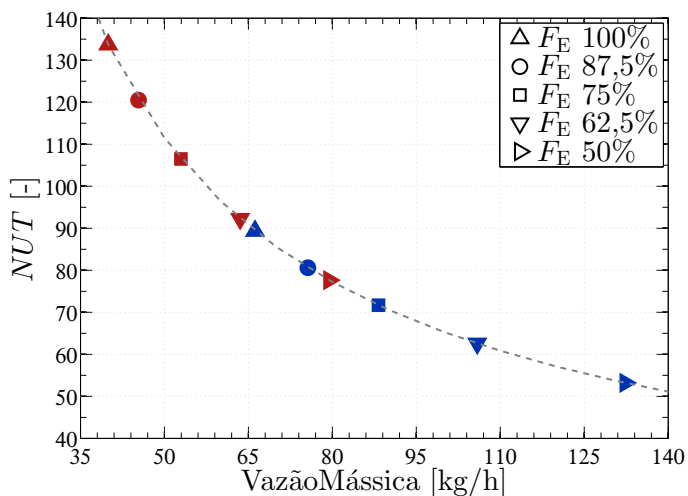
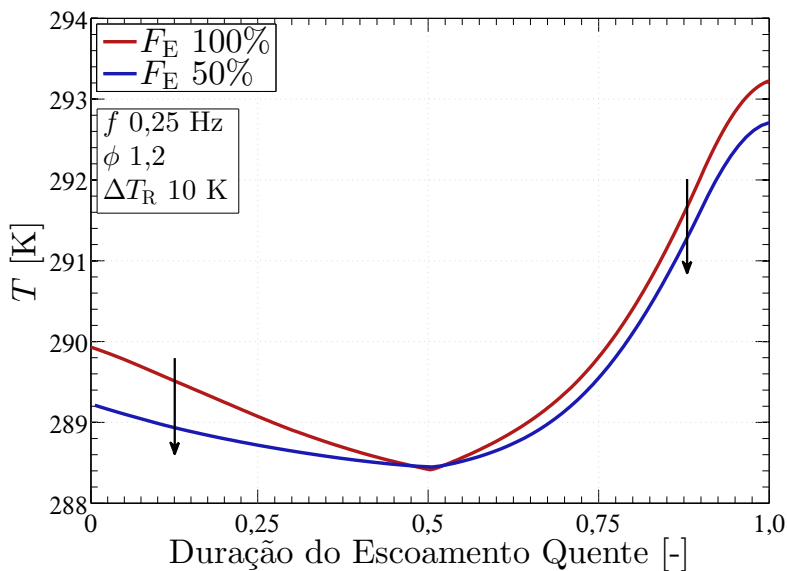


Figura 6.29 – NUT em função da vazão mássica para diferentes F_E . Símbolos vermelhos são casos de $f = 0,25$ Hz e $\phi = 1,2$; Símbolos azuis são casos de $f = 0,5$ Hz e $\phi = 1,0$.



(a)

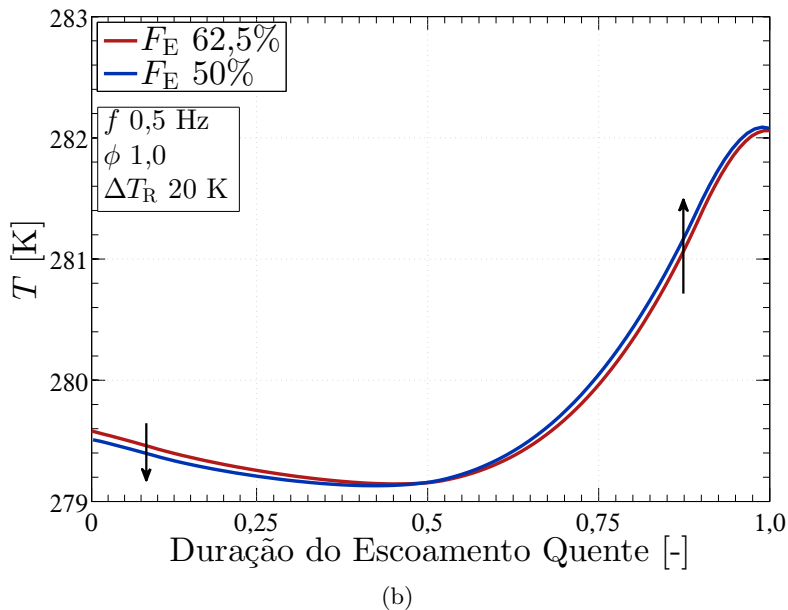
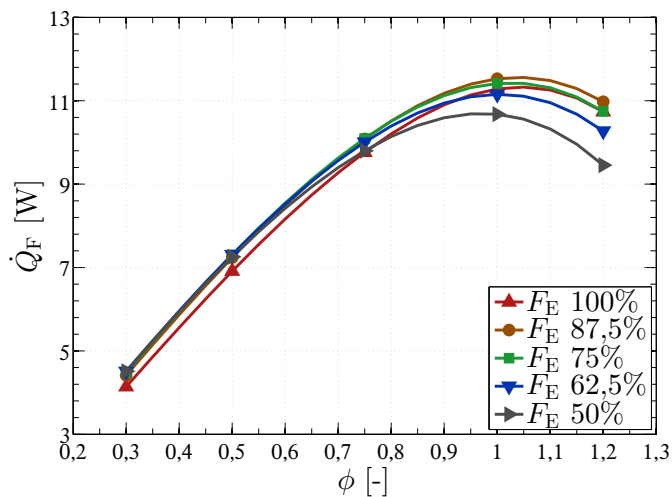
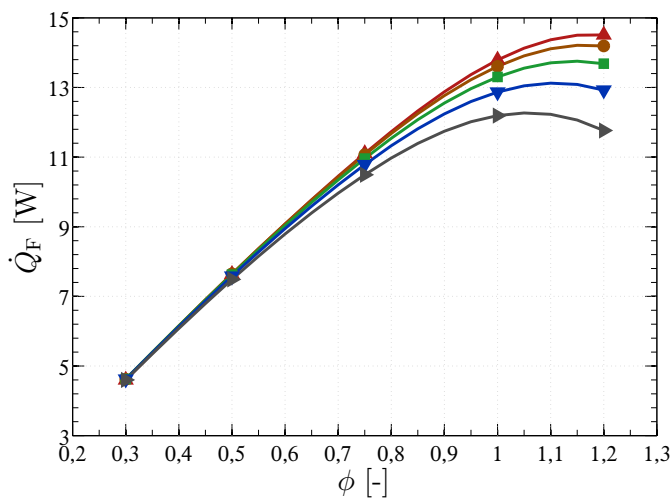


Figura 6.30 – Perfis numéricos de temperatura do fluido na saída do escoamento quente a $\Delta T_R = 10$ K. (a) $f = 0,25$ Hz, $\phi = 1,2$ e F_E de 100% e 50%; (b) $f = 0,5$ Hz, $\phi = 1,0$ e F_E de 62,5% e 50%. Setas indicam redução da fração de escoamento.

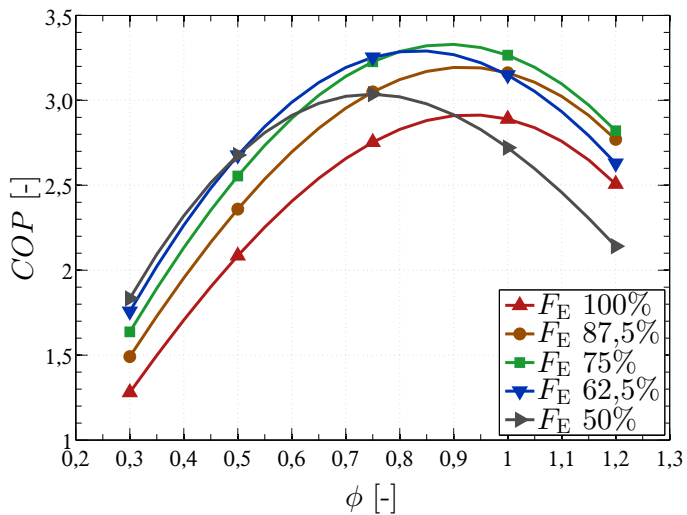


(a)

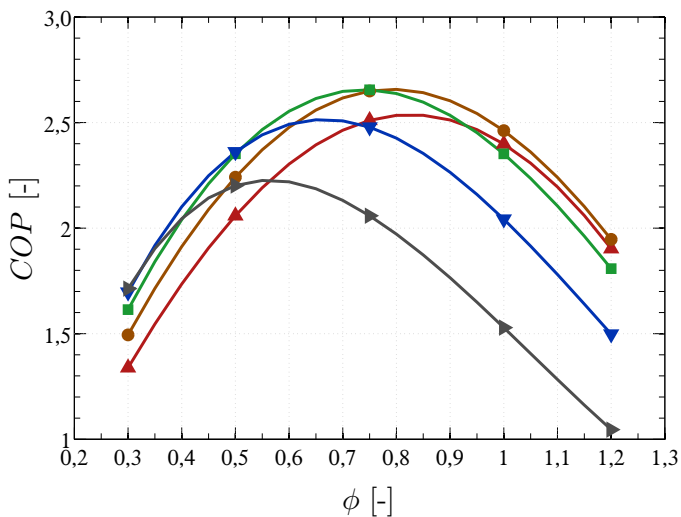


(b)

Figura 6.31 – Comparação de \dot{Q}_F fornecido pelo modelo numérico sob o perfil de campo magnético *on-off* em função de ϕ para diferentes F_E , $f = 0,25$ Hz e $\Delta T_R = 10$ K: (a) Com perda pela carcaça; (b) Sem perda pela carcaça.

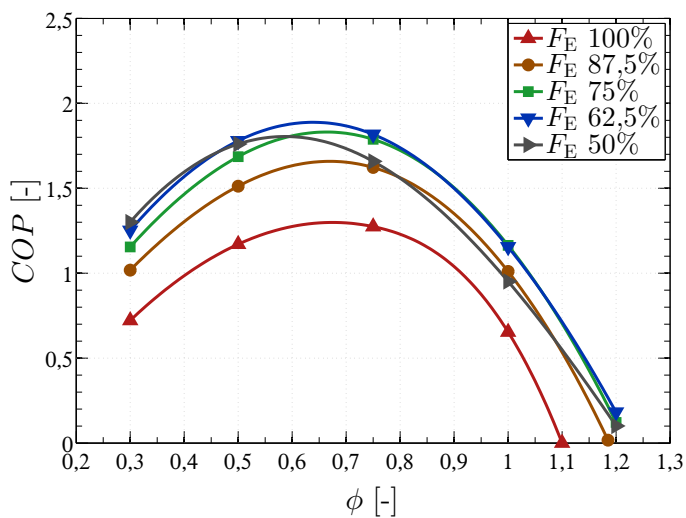


(a)

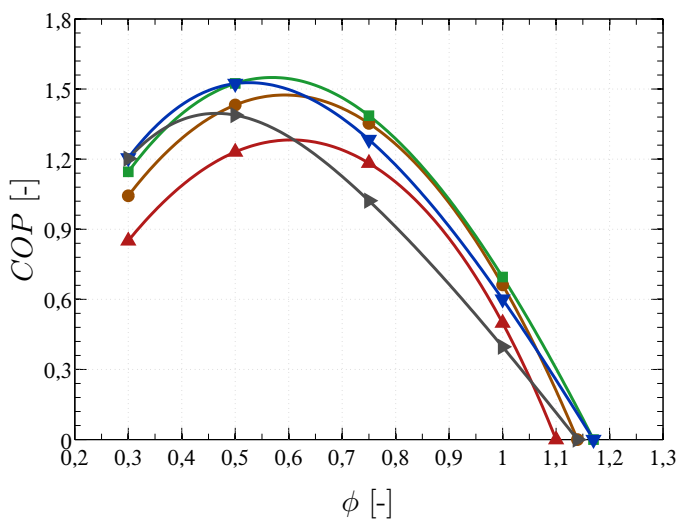


(b)

Figura 6.32 – Comparação de COP fornecido pelo modelo numérico em função de ϕ para diferentes F_E a $\Delta T_R = 10$ K: (a) $f = 0,25$ Hz; (b) $f = 0,5$ Hz.



(a)



(b)

Figura 6.33 – Comparação de COP fornecido pelo modelo numérico em função de ϕ para diferentes F_E a $\Delta T_R = 20$ K: (a) $f = 0,25$ Hz; (b) $f = 0,5$ Hz.

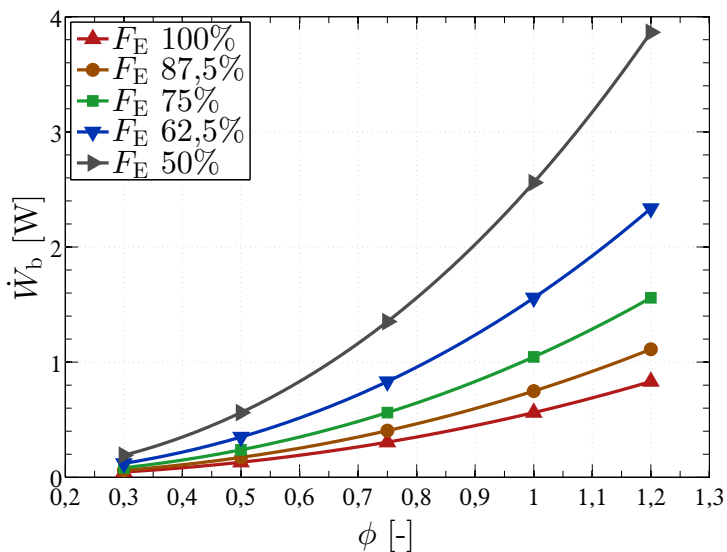


Figura 6.34 – Comparação de \dot{W}_b fornecido pelo modelo numérico em função de ϕ para diferentes F_E : $\Delta T_R = 10$ K e $f = 0,25$ Hz.

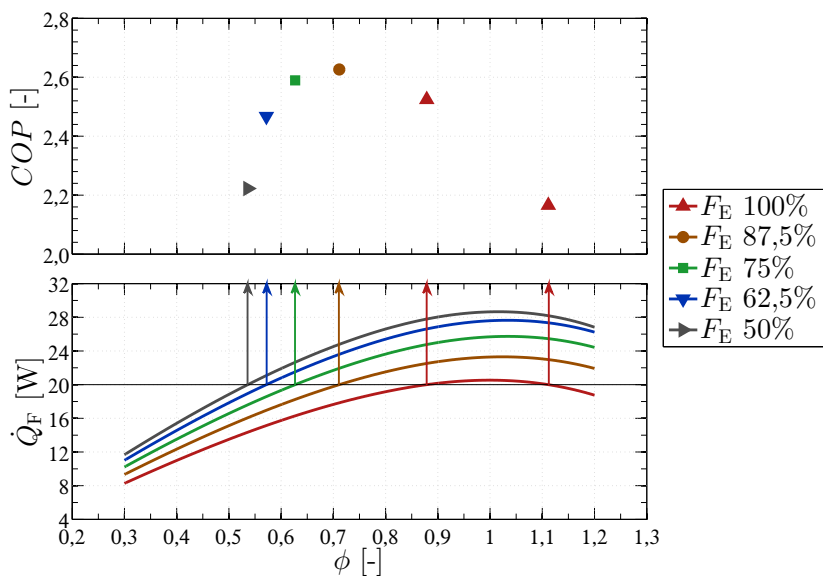


Figura 6.35 – \dot{Q}_F (linhas tracejadas) e COP (linhas cheias) em função de ϕ para F_E iguais a 100% e 87,5%. As setas indicam os valores de ϕ que atingiram a restrição de 20 W (linha preta) e os símbolos seu respectivo COP : $f = 0,5$ Hz e $\Delta T_R = 10$ K.

Capítulo 7

MINIMIZAÇÃO DA GERAÇÃO DE ENTROPIA EM RMAS SUBMETIDOS A DIFERENTES FRAÇÕES DE ESCOAMENTO

A eficiência termodinâmica de ciclos de refrigeração regenerativos está diretamente relacionada à efetividade da transferência de calor e à dissipação viscosa do escoamento na matriz porosa. Em um regenerador, deve haver um bom contato térmico entre as fases sólida e fluida, porém a sua matriz deve oferecer baixa resistência ao escoamento. Estes objetivos conflitantes podem ser balanceados através de metodologias de otimização, como a Minimização de Geração de Entropia (MGE).

Este capítulo propõe a utilização da MGE de Bejan (1996) em conjunto com os critérios de Avaliação de Performance (CAP) de Webb e Kim (2005), avançando a metodologia proposta e aplicada por Trevizoli (2015) para incluir os efeitos da redução da fração de escoamento em RMAs. Parâmetros geométricos de um regenerador e de sua matriz, bem como os parâmetros de operação, serão avaliados quanto à sua contribuição para a média cíclica da taxa geração de entropia total. É importante ressaltar que o efeito magnetocalórico considerado aqui não contribui diretamente para a geração de entropia devido a seu caráter reversível.

7.1 MODELO DE GERAÇÃO DE ENTROPIA

Considerando o volume de controle diferencial da Fig. 7.1 como um sistema composto pelos sub-sistemas sólido e fluido, tem-se que (STEIJAERT, 1999):

$$\left. \frac{dS}{dt} \right|_{VC} = \left. \frac{dS}{dt} \right|_s + \left. \frac{dS}{dt} \right|_f \quad (7.1)$$

em que o subscrito VC refere-se ao volume de controle. A taxa de variação de entropia no volume de controle é dada pelo balanço de

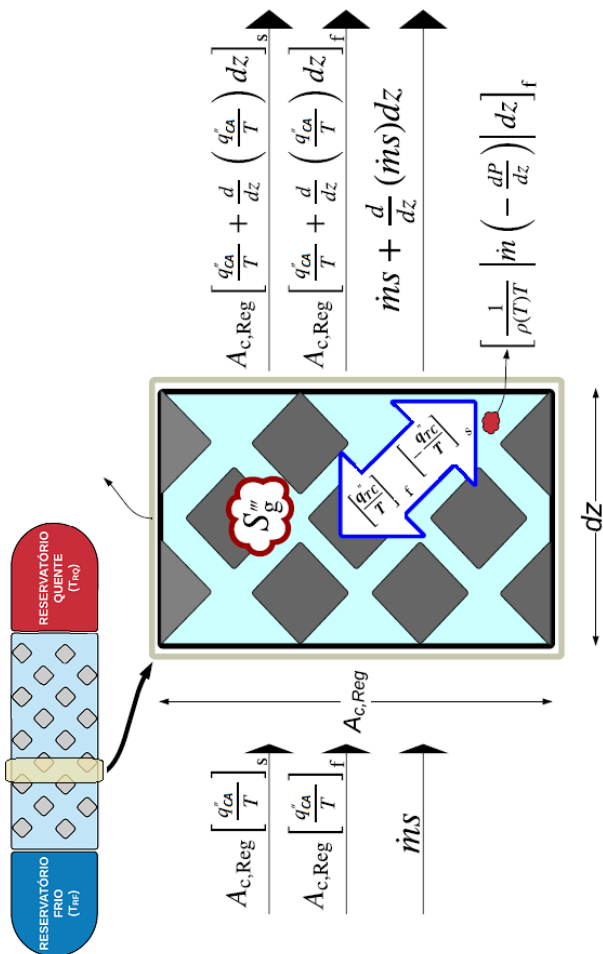


Figura 7.1 – Modelo de Geração de Entropia.

entropia no sistema:

$$\left. \frac{dS}{dt} \right|_{VC} = -A_{c,reg} \left[\frac{d}{dz} \left(\frac{q''_{CA}}{T} \right) dz \right]_s - A_{c,reg} \left[\frac{d}{dz} \left(\frac{q''_{CA}}{T} \right) dz \right]_f + \dot{m} \frac{ds}{dz} dz + S''_g A_{c,Reg} dz \quad (7.2)$$

em que $A_{c,Reg}$ é a área da seção transversal do regenerador, q''_{CA} é o fluxo de calor devido a condução axial e S'''_g é a taxa de geração de entropia por unidade de volume. Os dois primeiros termos são o saldo da transferência de entropia com o calor pelas fronteiras. O terceiro termo é o saldo da advecção de entropia pelas fronteiras do volume e o quarto é a geração de entropia no interior do volume de controle.

Aplicando o balanço de entropia a cada sub-sistema tem-se:

$$\left. \frac{dS}{dt} \right|_f = -\frac{A_{c,Reg}}{T_f} \left[\frac{dq''_{CA}}{dz} dz \right]_f + \frac{q''_{TC}}{T_f} A_{c,Reg} dz + \dot{m} \frac{ds}{dz} dz + \frac{1}{\rho_f(T)T_f} \left| \dot{m} \left(-\frac{dP}{dz} \right) \right| dz \quad (7.3)$$

$$\left. \frac{dS}{dt} \right|_s = -\frac{A_{c,Reg}}{T_s} \left[\frac{dq''_{CA}}{dz} dz \right]_s - \frac{q''_{TC}}{T_s} A_{c,Reg} dz \quad (7.4)$$

em que o fluxo de calor devido a condução axial e a transferência de calor intersticial q''_{TC} são dados por:

$$q''_{CA,f} = -(k_f^{eff} + \rho_f(T)c_{p,f}(T)D_{||}) \frac{dT_f}{dz} \quad (7.5)$$

$$q''_{CA,s} = -k_s^{eff} \frac{dT_s}{dz} \quad (7.6)$$

$$q''_{TC} = h(z)\beta(T_s - T_f) \quad (7.7)$$

Substituindo as Eqs. 7.2 a 7.4 na 7.1, e utilizando as definições das equações dos fluxos, Eqs. 7.5 a 7.7, a taxa de geração de entropia por unidade de volume é dada por:

$$S'''_g = \frac{h(z)\beta(T_s - T_f)^2}{T_s T_f} + \frac{(k_f^{eff} + \rho_f(T)c_{p,f}(T)D_{||})}{T_f^2} \left(\frac{dT_f}{dz} \right)^2 + \frac{k_s^{eff}}{T_s^2} \left(\frac{dT_s}{dz} \right)^2 + \frac{1}{T_f} \left| u \left(-\frac{dP}{dz} \right) \right| \quad (7.8)$$

em que o primeiro termo à direita da igualdade refere-se à taxa de geração de entropia devido à troca de calor intersticial entre as fases, o segundo e terceiros à condução axial de calor no fluido e no sólido, respectivamente, e o quarto termo à dissipação viscosa. A taxa de geração de entropia total em um ciclo é então calculada por:

$$\dot{S}_g = \frac{A_{c,reg}}{\tau} \int_0^L \int_0^\tau S_g''' dt dz \quad (7.9)$$

O valor de \dot{S}_g (em W/K) será utilizado como função objetivo para a otimização de RMAs submetidos a diferentes características construtivas e parâmetros de operação, entre eles a fração de escoamento do ciclo. O cálculo de \dot{S}_g é realizado como um pós processamento dos resultados do modelo numérico na medida em que e as variáveis requeridas são retiradas da solução numérica convergida.

7.2 COMPARAÇÃO ENTRE A MGE E A MAXIMIZAÇÃO DO *COP*

Antes de discutir os resultados obtidos pela rotina de minimização de geração de entropia, é válido destacar suas diferenças em relação à otimização baseada na maximização do coeficiente de performance descrita ao longo do Capítulo 6.

Segundo Bejan (1996), na ausência de irreversibilidades externas, as duas abordagens aplicadas a um mesmo sistema devem convergir para os mesmos resultados, como expressado pelo teorema de Gouy-Stodola (Eq. 2.16). Porém, quando considerados os sistemas avaliados no presente capítulo e no Capítulo 6, é possível identificar distinções nas definições de suas fronteiras que podem resultar em uma diferença entre os resultados obtidos pelas duas abordagens.

O sistema avaliado na MGE se restringe ao regenerador e suas fontes de irreversibilidades internas, enquanto que a abordagem de maximização de *COP* expande o sistema analisado para incluir o aparato experimental como um todo. Logo, nessa análise, a potência requerida e capacidade de refrigeração desenvolvida são influenciadas por irreversibilidades externas ao regenerador, como as perdas térmicas para o ambiente ao longo das linhas de escoamento, o consumo e dissipação de potência mecânica fornecida pelo motor no sistema de transmissão e a dissipação viscosa ao longo da tubulação, inclusive na linha de desvio. Além disso, a transferência de calor do regenerador para a carcaça também não foi considerada

na MGE. Portanto, uma comparação direta entre as duas metodologias não forneceria resultados conclusivos dentro do escopo deste trabalho.

Vale ressaltar que as duas abordagens tem motivações distintas nesta dissertação. A MGE representa uma ferramenta de grande utilidade no projeto e desenvolvimento de novos regeneradores, na medida em que ela permite distinguir o peso de cada fonte de irreversibilidade na geração total de entropia, identificar quais as principais e ajustar os parâmetros geométricos e de operação para reduzi-las. Enquanto que a maximização do COP é útil para definir o melhor ponto de operação do aparato, principalmente no que concerne a definição da fração de escoamento, F_E , ótima.

7.3 PARÂMETROS PARA A AVALIAÇÃO DE PERFORMANCE DE RMAS

Nos cálculos apresentados neste capítulo, foi considerado um regenerador de leito de esferas de gadolínio com porosidade fixa de 0.36 e características geométricas de diâmetro e comprimento variáveis segundo os CAP de Geometria Variável (GV), Área frontal Fixa (AFF) e Geometria Fixa (GF). O perfil de escoamento do fluido foi trapezoidal, com a fração de rampa, F_{ramp} (Fig. 5.6), fixa de 20% e com a fração de escoamento variando de 50 % até 100%, em intervalos de 2,5 %. O campo magnético apresentou o perfil senoidal retificado característico do conjunto CCH, com valores mínimos e máximos de campo magnético de 0 T e 1,5 T. A frequência de operação foi fixada em 1,0 Hz e a temperatura do reservatório quente em 300 K. O fluido de trabalho foi considerado água pura e não foram consideradas nessa análise as perdas de calor pela carcaça do regenerador. Os parâmetros geométricos variados em cada CAP são apresentados na Tabela 7.1, em que d_{reg} é o diâmetro da seção transversal, ζ é a razão de aspecto e V_{reg} o volume do regenerador, e d_p o diâmetro de partícula.

Tabela 7.1 – Parâmetros geométricos dos Critérios de Avaliação de Performance.

CAP	d_{reg} [mm]	ζ [-]	V_{reg} [cm ³]	d_p [mm]
VG	15 - 50	9,26 - 0,25	24,54	0,55
AFF	25	1 - 6	12,27 - 73,63	0,55
GF	25	4	49,09	0,3 - 1,5

As restrições de performance foram \dot{Q}_F de 15 W e ΔT_R de 15 K para o critério de geometria fixa, e \dot{Q}_F de 20 W e ΔT_R de 15 K para os critérios de área frontal e geometria fixas. Inicialmente, pretendia-se utilizar a mesma restrição de \dot{Q}_F para os três critérios, porém o RMA no critério de GV não atingiu em todos os casos a capacidade pretendida. A vazão mássica foi variada segundo uma faixa definida na respectiva seção, investigando-se sempre cinco valores e, em cada um, o valor de entropia mínima é avaliado.

7.4 CRITÉRIO DE GEOMETRIA VARIÁVEL

O critério de geometria variável aplicado na MGE de um RMA tem como objetivo estabelecer a combinação de características geométricas e parâmetros de operação de um regenerador de volume fixo que consegue fornecer uma determinada capacidade de refrigeração atuando entre temperaturas de reservatório fixas com o menor valor de entropia gerada. Os valores de vazões mássicas analisados para esse caso variaram de 50 até 90 kg/h, em intervalos de 10 kg/h. O incremento de d_{reg} na faixa da Tabela 7.1 foi de 5 mm, e a razão de aspecto, ζ , foi definida em função do valor de d_{reg} a partir da Eq. 7.10:

$$\zeta = \frac{4V_{\text{reg}}}{\pi d_{\text{reg}}^3} \quad (7.10)$$

Um total de 440 combinações de parâmetros foi avaliada numericamente, e os resultados foram refinados em relação ao diâmetro da carcaça e da fração de escoamento através de uma interpolação linear para aumentar a resolução dos resultados e facilitar a localização do ponto de mínima geração entropia.

7.4.1 Mapas de Contorno de Capacidade de Refrigeração e Geração de Entropia

Antes de apresentar os resultados da análise de capacidade de refrigeração fixa, é necessário entender como os parâmetros geométricos e de operação influenciam individualmente cada parcela de entropia gerada e a capacidade de refrigeração, \dot{Q}_F , calculada pela Eq. 3.17.

É importante compreender que o acréscimo de \dot{m} tem um efeito direto no aumento de \dot{Q}_F , porém valores excessivos de \dot{m} podem resultar em valores elevados de ϕ (e reduzidos de NUT),

que geram pequenos valores de ΔT_F (ver Fig. 6.2). Este efeito, em última análise, é prejudicial para \dot{Q}_F , já que a capacidade depende diretamente da temperatura de saída do fluido no lado frio do RMA durante o escoamento quente.

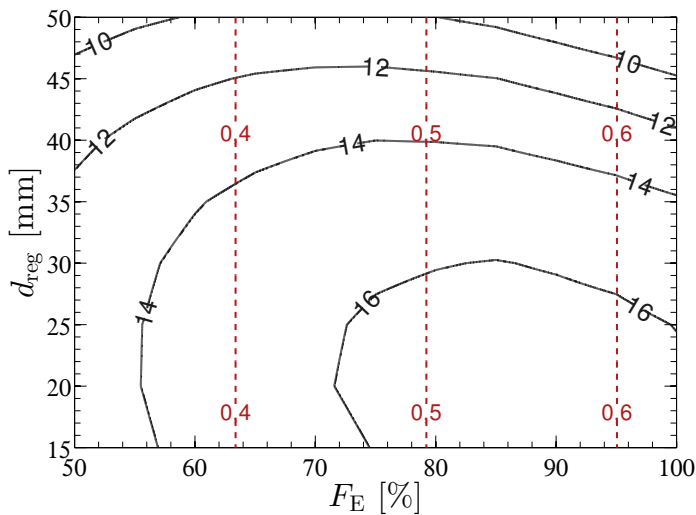
O efeito de F_E é similar ao de \dot{m} , na medida em que seu aumento contribui positivamente para a vazão média no escoamento quente, porém prejudica ΔT_F devido aos maiores valores de utilização resultantes. Além disso, o aumento de F_E possui uma implicação adicional, que é a redução da variação de campo magnético médio e, conseqüentemente, do EMC, o que pode reduzir \dot{Q}_F . No entanto, a influência deste último efeito sobre o valor de utilização que atinge o máximo \dot{Q}_F foi pequena, como visto nas Figs. 6.25 e 6.26.

Em relação a d_{reg} , menores valores contribuem para o aumento da efetividade do regenerador, devido a maiores velocidades superficiais e, conseqüentemente, NUT . Isto é válido caso o volume do regenerador mantenha-se constante.

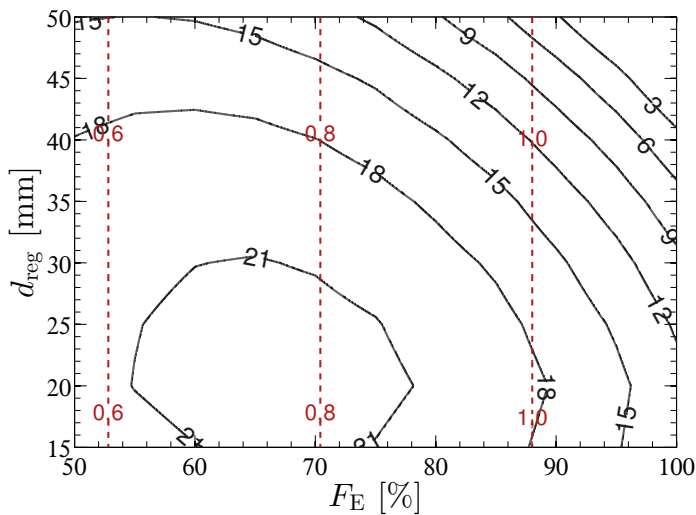
A fig. 7.2 apresenta mapas de contorno de \dot{Q}_F em função de d_{reg} , F_E e ϕ (linhas tracejadas) para o critério GV. Nesta figura, maiores valores de d_{reg} levam a regeneradores mais curtos. Verifica-se que, para as duas vazões, os valores máximos de \dot{Q}_F foram obtidos para valores de d_{reg} menores, devido à melhoria na efetividade. Porém, a redução excessiva de d_{reg} aquém de 20 mm a 25 mm nos casos apresentados teve um efeito negativo devido à acentuada dissipação viscosa e conseqüente geração de calor devido ao atrito. Em relação a \dot{m} e F_E percebe-se que o pico de capacidade de refrigeração ocorreu ao redor de utilizações de 0,6 e 0,8, resultado semelhante aos obtidos por Trevizoli (2015).

A influência de d_{reg} e F_E nas contribuições individuais de taxa de entropia gerada são listados a seguir e podem ser verificados na Fig. 7.3. Ao aumentar o valor de d_{reg} , as parcelas de entropia gerada são afetadas da seguinte forma:

- $\dot{S}_{g,\text{TC}}$: Maiores valores de d_{reg} reduzem a velocidade superficial, o coeficiente de transferência de calor intersticial e, conseqüentemente, a efetividade do regenerador, aumentando assim $\dot{S}_{g,\text{TC}}$;
- $\dot{S}_{g,\text{CA}s}$ e $\dot{S}_{g,\text{CA}f}$: Como o volume do regenerador é fixo, quanto maior d_{reg} , menor seu comprimento, o que aumenta o gradiente de temperatura axial, já que ΔT_R é fixo. Isto potencializa a geração de entropia por condução axial tanto no sólido como



(a)



(b)

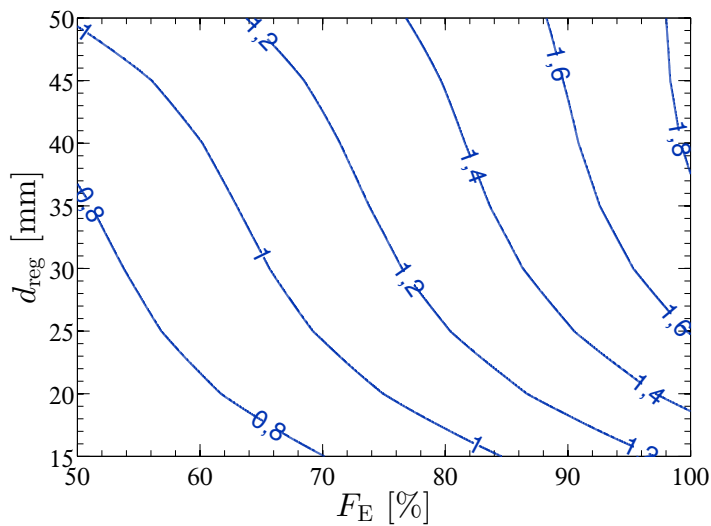
Figura 7.2 – Mapas de contorno de \dot{Q}_F [W] em função de d_{reg} e F_E para (a) \dot{m} de 50 kg/h e (b) 90 kg/h para o critério de GV. Linhas tracejadas indicam os contornos de ϕ [-].

no fluido. Em contrapartida, maiores d_{reg} resultam em menores velocidades superficiais e, conseqüentemente, reduzem a contribuição da dispersão para $\dot{S}_{g,\text{CAf}}$;

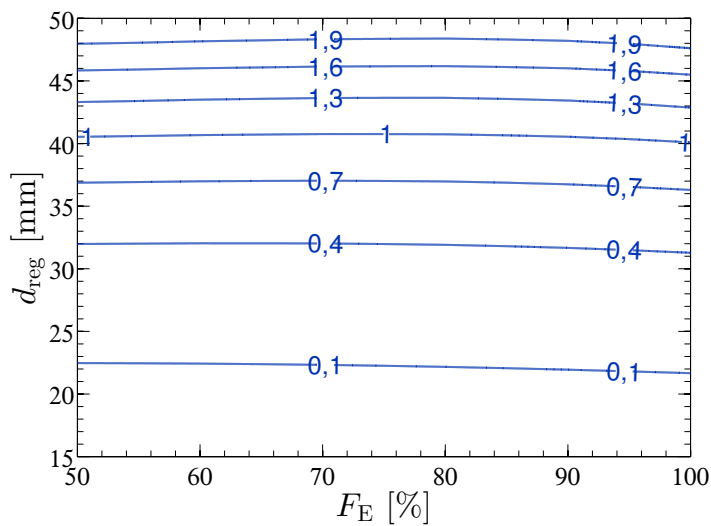
- $\dot{S}_{g,\text{DV}}$: Maiores valores de d_{reg} resultam em comprimentos de regenerador e velocidades superficiais menores, o que diminui a perda de carga do sistema e, conseqüentemente, a taxa de entropia gerada pela dissipação viscosa.

O efeito de F_E sobre as parcelas de taxa de geração de entropia total é apresentado a seguir:

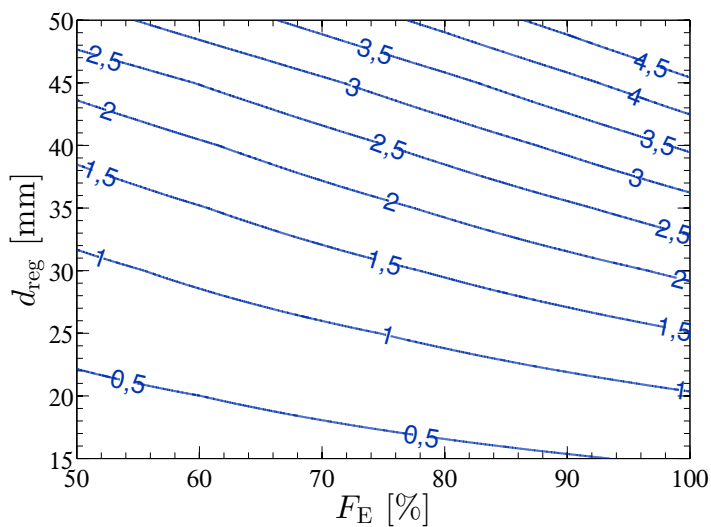
- $\dot{S}_{g,\text{TC}}$: Maiores valores de F_E aumentam a utilização, prejudicando desta forma a efetividade e aumentando a taxa de geração de entropia devido ao aumento da diferença de temperatura entre as fases.
- \dot{S}_{g,CA_s} : Esta parcela de entropia foi pouco afetada pela mudança de F_E nos casos avaliados. Porém, a redução de F_E também reduziu \dot{S}_{g,CA_s} para vazões maiores devido à suavização do gradiente de temperatura ao longo do sólido nos tempos sem escoamento.
- $\dot{S}_{g,\text{CAf}}$: O aumento de F_E tende a aumentar o intervalo de tempo em que há dispersão, portanto o valor de $\dot{S}_{g,\text{CAf}}$ também aumenta. Além disso, maiores F_E provocam uma penetração maior das temperaturas dos reservatórios térmicos na região de entrada do regenerador, o que reduz a distância longitudinal disponível para a temperatura do fluido variar até o nível do reservatório na saída. Portanto, o gradiente de temperatura no fluido ao longo do regenerador e a parcela de entropia gerada podem ser acentuados também.
- $\dot{S}_{g,\text{DV}}$: Maiores valores de F_E implicam num maior tempo de escoamento e de geração de entropia por dissipação viscosa ao longo do ciclo.



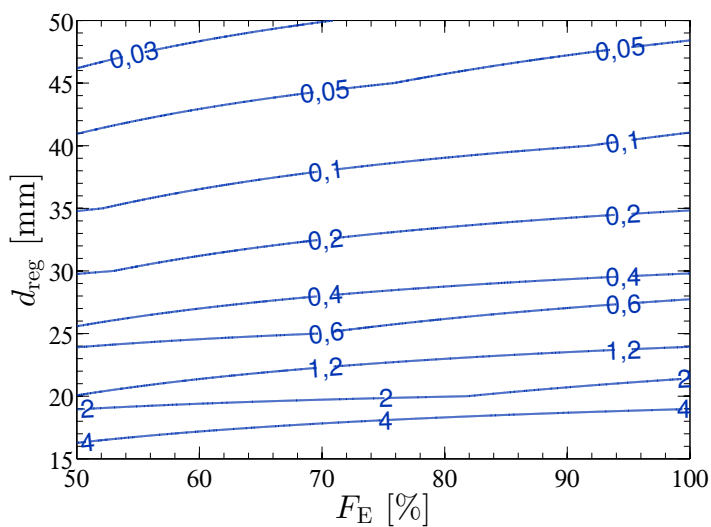
(a)



(b)



(c)



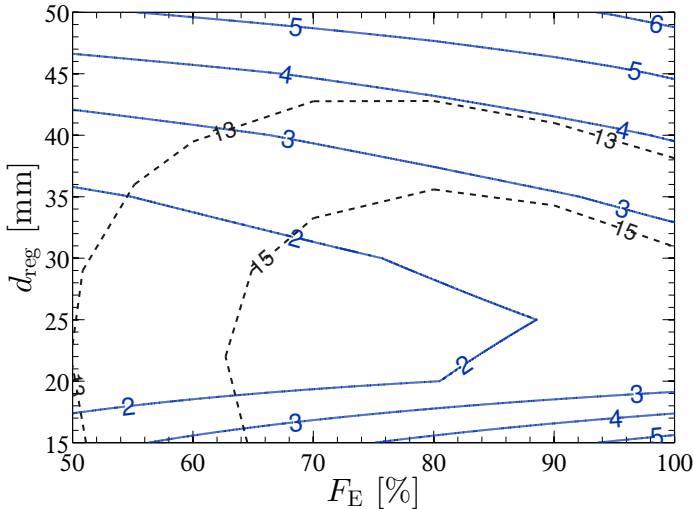
(d)

Figura 7.3 – Mapas de contorno das taxas de geração de entropia [10^{-3} W/K] em função de d_{reg} e F_E para o critério de GV: (a) $\dot{S}_{g,TC}$, (b) $\dot{S}_{g,CAs}$, (c) $\dot{S}_{g,CAf}$ e $\dot{S}_{g,DV}$. \dot{m} de 70 kg/h.

Os comentários acima também podem ser visualizados na Fig. 7.3. Percebe-se que o efeito do diâmetro de carcaça é dominante em três das quatro parcelas, exceto para $\dot{S}_{g,TC}$. Vale lembrar que o aumento da variação de campo magnético médio devido à alteração de F_E não contribui para a geração de entropia, já que o efeito magnetocalórico é reversível. Portanto, ao longo das análises, a interpretação de F_E será focada nas suas implicações sobre a efetividade e a dissipação viscosa.

A Fig. 7.4 apresenta os contornos de taxa de geração de entropia para as vazões de 50 e 90 kg/h. As linhas vermelhas representam as combinações de F_E e de d_{reg} que resultam em capacidades de refrigeração constantes. É sobre estas linhas, especificamente sobre a linha de 15 W, que os resultados para cada parcela de geração de entropia serão analisados e o mínimo será determinado. Uma análise superficial mostra que a menor geração de entropia que atinge 15 W para a vazão de 50 kg/h ocorre para d_{reg} de 25 mm e F_E de 62% aproximadamente.

Para a vazão de 90 kg/h os valores mínimos aproximados de d_{reg} e F_E são de 25 mm e 94%. Sem a restrição de capacidade de refrigeração, percebe-se que a entropia mínima global é atingida para valores menores F_E e de d_{reg} , desde que este último não seja tão pequeno a ponto de a dissipação viscosa se tornar excessiva.



(a)

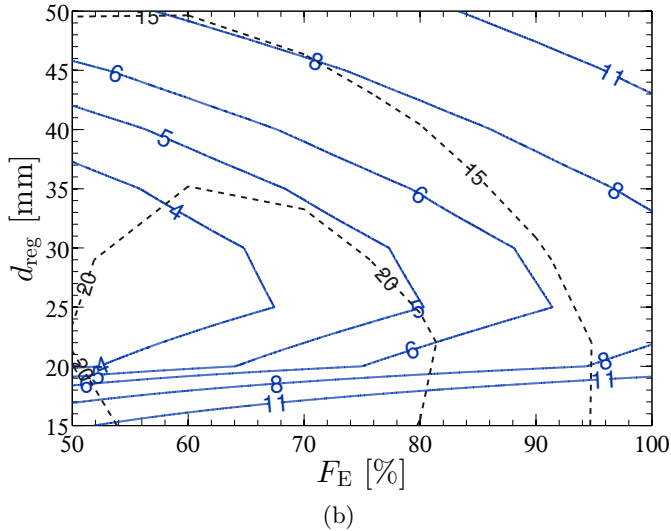


Figura 7.4 – Mapas de contorno de \dot{S}_g [10^{-3} W/K] em função de d_{reg} e F_E para (a) \dot{m} de 50 kg/h e (b) 90 kg/h para o critério de GV. Linhas tracejadas indicam regiões de \dot{Q}_F [W] constante.

7.4.2 Resultados para uma Capacidade de Refrigeração Fixa

A seguir serão discutidas as configurações ótimas de d_{reg} e F_E que foram capazes de satisfazer a restrição de $\dot{Q}_F = 15$ W. Os resultados estão resumidos na Tabela 7.2, onde são apresentados parâmetros operacionais dos casos de mínima taxa de entropia gerada para cada vazão mássica analisada. A Fig. 7.5 apresenta o comportamento da entropia gerada em função de d_{reg} e F_E sobre a linha de $\dot{Q}_F = 15$ W para cada vazão mássica. A Fig. 7.6 auxilia na interpretação dos dados mostrando a combinação dos valores de d_{reg} e F_E ao longo dessa linha de capacidade constante.

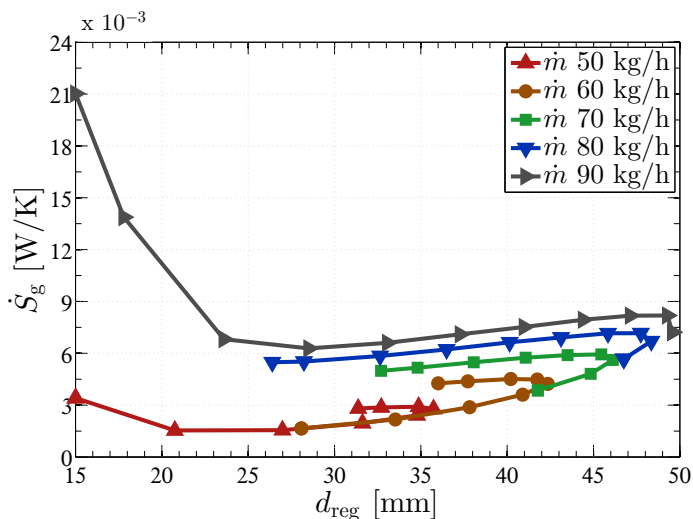
Em relação aos resultados obtidos para 50 e 60 kg/h, notou-se que essas vazões apresentaram comportamentos semelhantes por serem baixas e requererem regeneradores de maior efetividade para atingir o \dot{Q}_F especificado. Portanto, dentre as opções de combinação de d_{reg} e F_E apresentadas na Fig. 7.6, o mínimo foi obtido para valores pequenos de ambos os parâmetros, o que garantiu a efetividade necessária, além de reduzir a taxa de entropia gerada pela troca de

calor intersticial e pela condução axial. Porém, diâmetros abaixo de 25 mm apresentaram dissipação viscosa acentuada e acabaram limitando a redução de d_{reg} para a vazão de 50 kg/h, como pode ser visto na Fig. 7.5(a) pelo aumento de \dot{S}_g nessa região.

Tabela 7.2 – Parâmetros referentes às condições de mínima \dot{S}_g para a faixa de vazão mássica analisada segundo o critério de GV.

\dot{m} [kg/h]	d_{reg} [mm]	F_E [-]	ζ [-]	ϕ [-]	NUT [-]	N_D [-]	\dot{S}_g [10^{-3} W/K]
50	25,00	62,62	2,00	0,40	68,17	0,38	1,43
60	28,08	50,00	1,48	0,38	59,06	0,37	1,66
70	41,77	50,00	0,44	0,44	44,46	0,28	3,85
80	26,40	100,0	1,76	1,01	47,51	0,38	5,48
90	25,01	94,17	2,00	1,07	42,75	0,38	6,27

Para as vazões de 80 e 90 kg/h, d_{reg} tendeu para valores menores, desta vez para reduzir $\dot{S}_{g,CAF}$. Devido à restrição de \dot{Q}_F , valores de d_{reg} baixos foram acompanhados de altos F_E , para que a melhoria da efetividade devido à redução do primeiro (aumento do NTU) fosse balanceada pela piora devido ao aumento do segundo (aumento de ϕ). Com isso, \dot{Q}_F se manteve fixo. Para estes casos, d_{reg} ótimo esteve ao redor 25 mm. Valores menores que esse para a vazão de 100 kg/h foram impedidos devido ao alto valor de $\dot{S}_{g, DV}$.



(a)

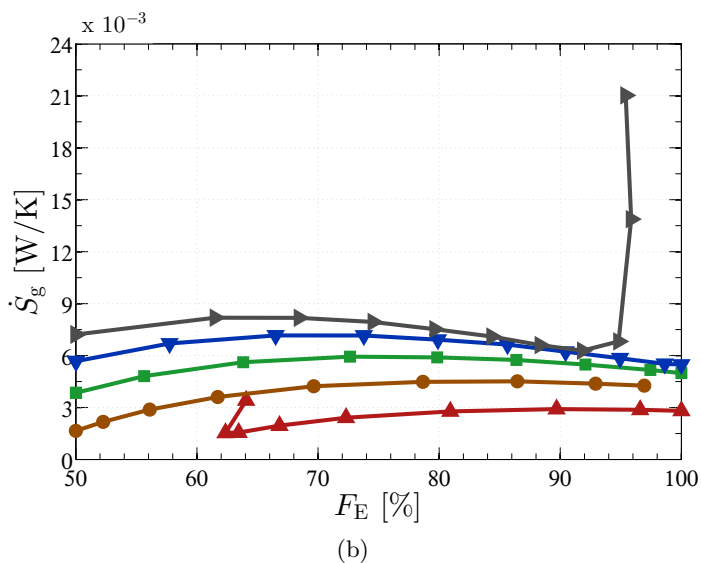


Figura 7.5 – \dot{S}_g a \dot{Q}_F constante para cada vazão mássica analisada no critério de GV em função de (a) d_{reg} e (b) F_E .

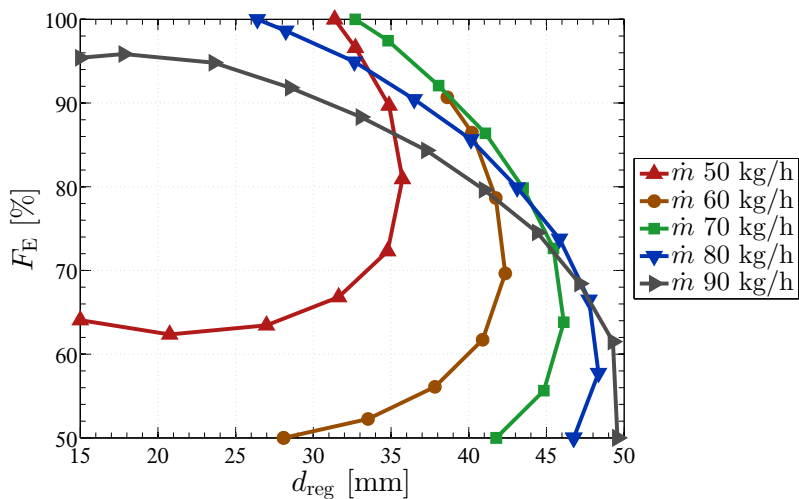


Figura 7.6 – Valores de d_{reg} e F_E para as regiões de \dot{Q}_F constante para cada vazão mássica avaliada no critério de GV.

O resultado para a vazão de 70 kg/h foi o mais peculiar, pois para ela o diâmetro de carcaça ao longo da linha de capacidade fixa esteve quase sempre acima de d_{reg} 35 mm. Logo, as parcelas de condução axial foram sempre altas devido ao baixo ζ , restando reduzir F_E para obter níveis de \dot{S}_g menores. O fator de desmagnetização N_D desse caso foi o menor, portanto maiores valores de ΔT_{ad} são esperados devido ao maior H_{ef} . Esse fato contribui para a redução do requisito de efetividade para alcançar-se determinado \dot{Q}_F e compensa o valor de d_{reg} alto.

A Fig. 7.7 apresenta a influência de \dot{m} nas parcelas de \dot{S}_g para os casos de mínimo, onde fica claro que todas as parcelas aumentam com \dot{m} . Este incremento da taxa de entropia gerada pode ser atribuído ao fato de que o aumento da vazão mássica, mantendo-se os outros parâmetros fixos, eleva o gradiente de temperatura ao longo do regenerador, potencializa a dispersão longitudinal e a dissipação viscosa, além de reduzir o NTU do regenerador e aumentar ϕ . Logo, a vazão contribui para o aumento de todas as parcelas de geração de entropia, exceto na condução axial no sólido que é pouco afetada e só apresentou variação significativa para o caso de 70 kg/h devido o baixo ζ do regenerador. Dentre os cinco casos apresentados na Tabela 7.2, a menor geração de entropia foi para a menor vazão.

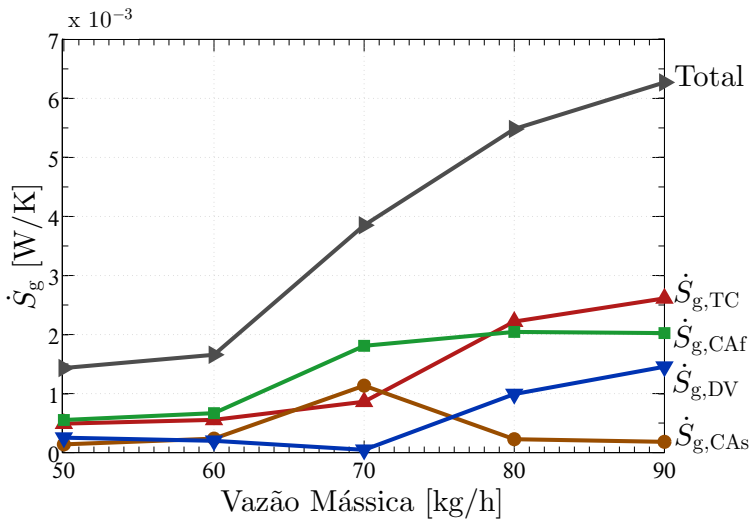


Figura 7.7 – Parcelas de \dot{S}_g em função da vazão mássica para os casos de mínima geração de entropia para o CAP de GV.

Os resultados obtidos para o critério GV indicam que, para o projeto de um RMA com características e sob condições semelhantes ao avaliado, a seleção de diâmetros de carcaça ao redor de 25 mm e razão de aspecto ao redor de dois fornecem o menor valor de entropia gerada para uma ampla faixa de vazão. A partir do valor de d_{reg} especificado, o F_E deve ser selecionado de forma a garantir o \dot{Q}_F desejado com a menor vazão possível.

7.5 CRITÉRIO DE ÁREA FRONTAL FIXA

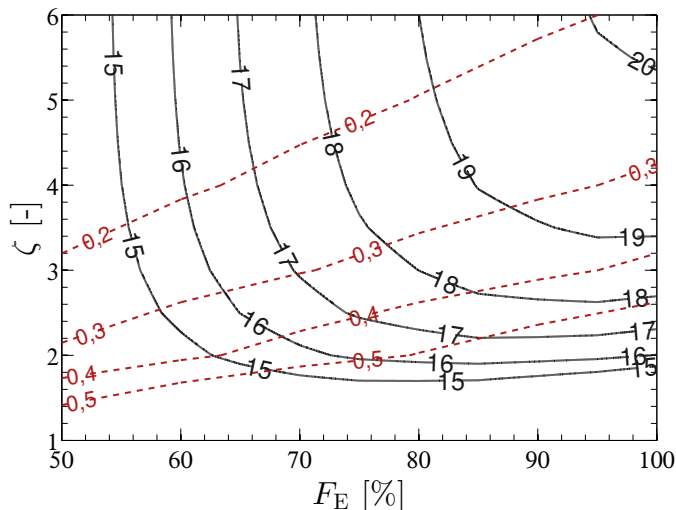
Nesta seção serão discutidos os resultados de minimização da taxa de geração entropia de acordo com o critério de avaliação de performance de área frontal fixa. Neste tipo de análise, a restrição geométrica do regenerador é o diâmetro de carcaça. Portanto, serão discutidos os efeitos na geração de entropia da razão de aspecto, e conseqüente variação da massa de material magnetocalórico, em conjunto com a variação da fração de escoamento.

A restrição de performance imposta para esta análise foi a obtenção de 20 W de capacidade de refrigeração para 15 K de ΔT_R . Os parâmetros variados na análise numérica foram resumidos na Tabela 7.1. O incremento de ζ foi de 0,5 e a vazão variou de 50 até 250 kg/h em incrementos de 50 kg/h.

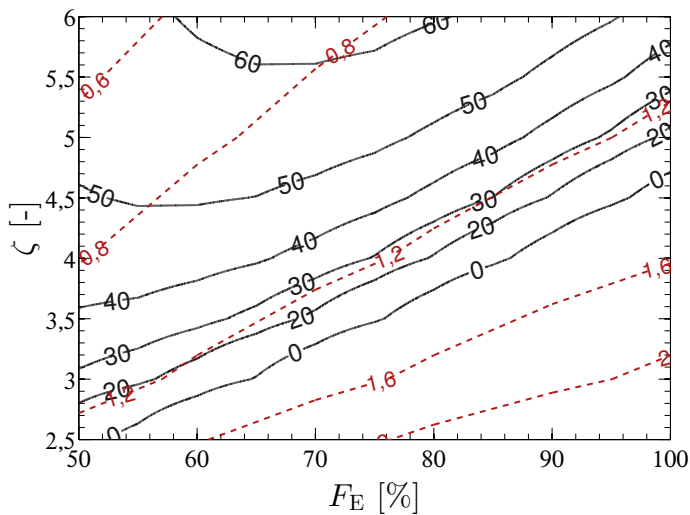
Um total de 605 combinações de variáveis foram avaliadas, e os resultados foram refinados em relação à razão de aspecto e à fração de escoamento através de uma interpolação linear para aumentar a resolução e facilitar a localização do ponto de mínima taxa de geração entropia.

7.5.1 Mapas de Contorno de Capacidade de Refrigeração e Geração de Entropia

Os mapas de \dot{Q}_F obtidos para o critério de AFF para as vazões de 50 e 250 kg/h podem ser visualizados na Fig. 7.8. É possível perceber um detalhe desta análise que a diferença da GV: a utilização não se altera apenas com a fração de escoamento, mas também com a razão de aspecto. Analisando os valores de \dot{Q}_F , percebe-se que o valor mais alto de capacidade de refrigeração atingida pelo regenerador ocorre sempre para valores altos de razão de aspecto, o que é esperado já que isto significa uma maior massa de material magnetocalórico e uma menor utilização. A fração de escoamento que proporciona o máximo se ajusta de forma que o pico de \dot{Q}_F tenda para valores de ϕ ao redor de 0,6 para a frequência em questão.



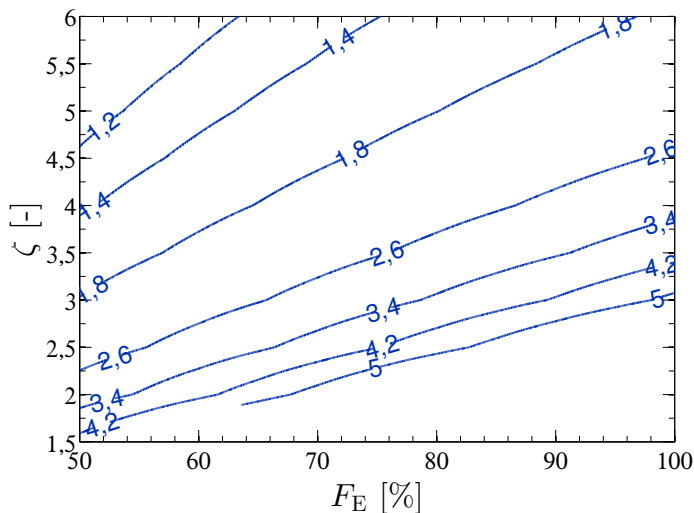
(a)



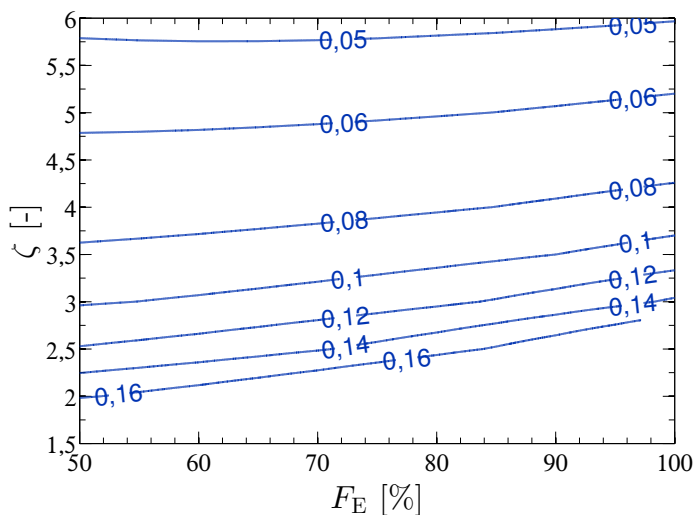
(b)

Figura 7.8 – Mapas de contorno de \dot{Q}_F [W] em função de ζ e F_E para (a) \dot{m} de 50 kg/h e (b) 250 kg/h para o critério de AFF. Linhas tracejadas são linhas de ϕ [-] constante.

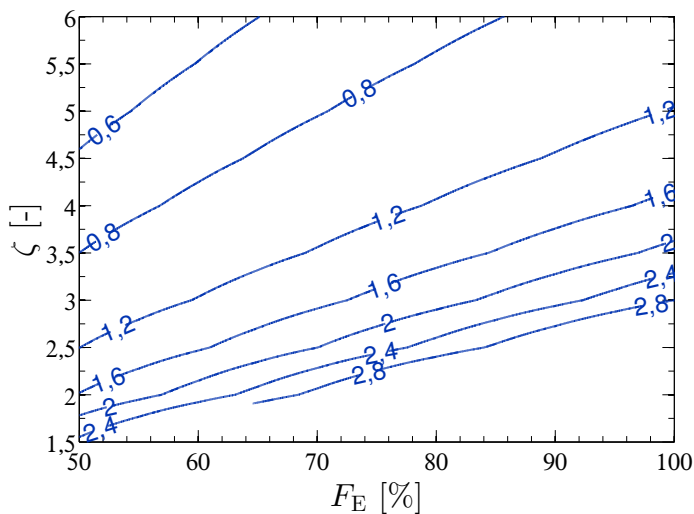
Assim como efetuado para o critério de GV, será discutido primeiramente o efeito dos parâmetros analisados sobre as parcelas de \dot{S}_g . O aumento de ζ mantendo os demais parâmetros constantes resulta nos seguintes efeitos sobre as parcelas de taxa de entropia gerada (ver Fig. 7.9):



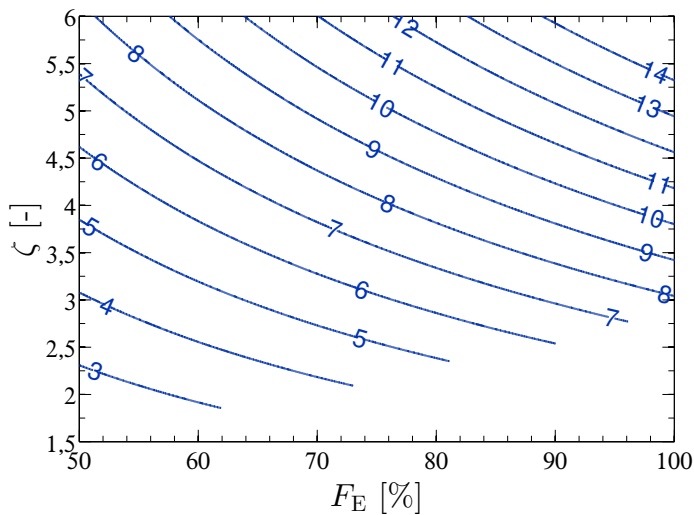
(a)



(b)



(c)

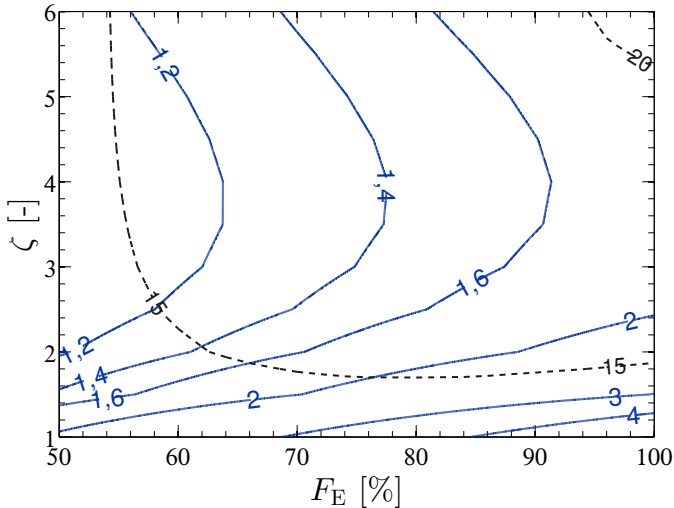


(d)

Figura 7.9 – Mapas de contorno das parcelas de taxa de geração de entropia [10^{-3} W/K] em função de ζ e F_E para o critério de AFF: (a) $\dot{S}_{g,TC}$, (b) $\dot{S}_{g,CAS}$, (c) $\dot{S}_{g,CAf}$ e (d) $\dot{S}_{g,DV} \cdot \dot{m}$ de 150 kg/h.

- $\dot{S}_{g,TC}$: Maiores valores de ζ reduzem a utilização devido à maior massa de material e aumentam a área intersticial de transferência de calor, o que contribui para uma melhor efetividade e, conseqüentemente, menor $\dot{S}_{g,TC}$.
- $\dot{S}_{g,CAs}$ e $\dot{S}_{g,Caf}$: O aumento da dimensão longitudinal da carcaça do regenerador contribui também para a redução destas duas parcelas de geração de entropia devido à suavização do gradiente de temperatura longitudinal.
- $\dot{S}_{g,DV}$: Esta parcela é a única dentre as avaliadas que é prejudicada devido ao aumento de ζ , pois regeneradores mais longos representam maior perda de carga que deve ser vencida pelo escoamento.

A Fig. 7.10 apresenta os contornos de geração de entropia total para as vazões de 50 e 250 kg/h. As linhas tracejadas representam as combinações de F_E e de ζ que resultam em \dot{Q}_F constante de 20 W. Nesta figura, percebe-se que o mínimo de entropia tende a localizar-se em regiões de pequena fração de escoamento e razão de aspecto menores, ao redor de três a quatro, devido à necessidade de reduzir a excessiva dissipação viscosa gerada nesse RMA devido ao diâmetro de carcaça relativamente baixo de 25 mm.



(a)

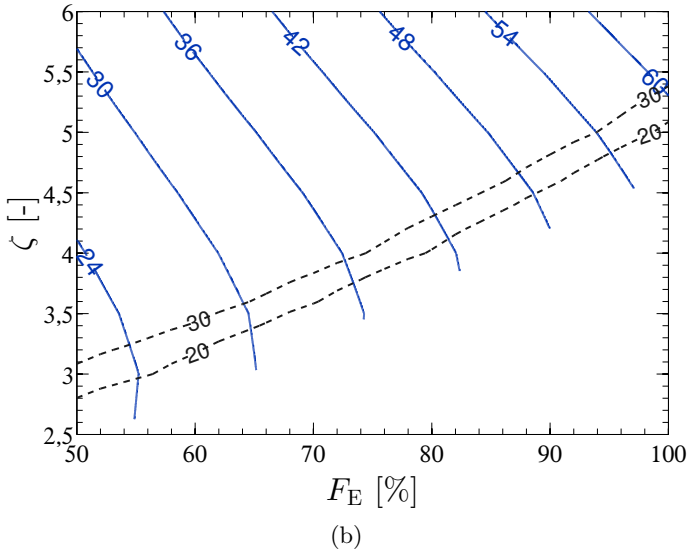


Figura 7.10 – Mapas de contorno de \dot{S}_g [10^{-3} W/K] em função de ζ e F_E para (a) \dot{m} de 50 kg/h e (b) 90 kg/h para o critério de AFF. Linhas tracejadas indicam \dot{Q}_F [W] constante.

7.5.2 Resultados para uma Capacidade de Refrigeração Fixa

Os parâmetros otimizados para a análise de capacidade fixa são apresentados na Tabela 7.3. Em seguida as Figs. 7.11 e 7.12 mostram o comportamento da taxa de geração de entropia ao longo das linhas de 20 W e a combinação de valores de ζ e F_E que resultam na capacidade especificada.

Tabela 7.3 – Parâmetros referentes às condições de mínima \dot{S}_g para a faixa de vazão mássica analisada segundo o critério de AFF.

\dot{m} [kg/h]	F_E [-]	ζ [-]	ϕ [-]	NUT [-]	N_D [-]	\dot{S}_g [10^{-3} W/K]
50	95	5,80	0,21	197,5	0,42	1,79
100	50	1,89	0,68	37,33	0,38	3,56
150	50	1,98	0,96	28,89	0,38	7,42
200	50	2,38	1,07	28,30	0,39	12,86
250	50	2,80	1,13	28,58	0,40	21,15

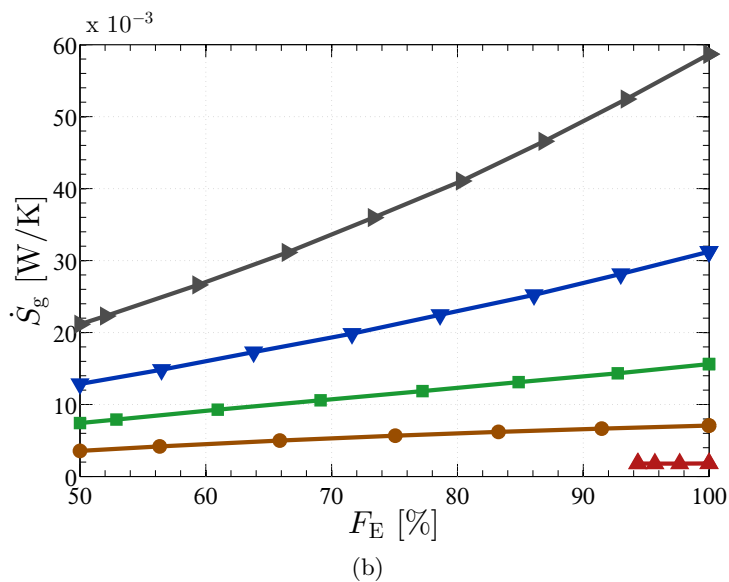
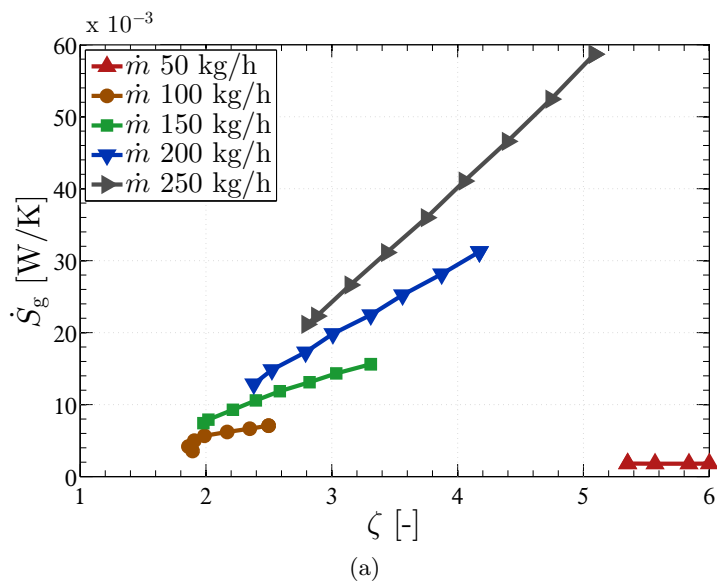


Figura 7.11 – \dot{S}_g a \dot{Q}_F constante para cada vazão mássica analisada no critério de AFF em função de (a) ζ e (b) F_E .

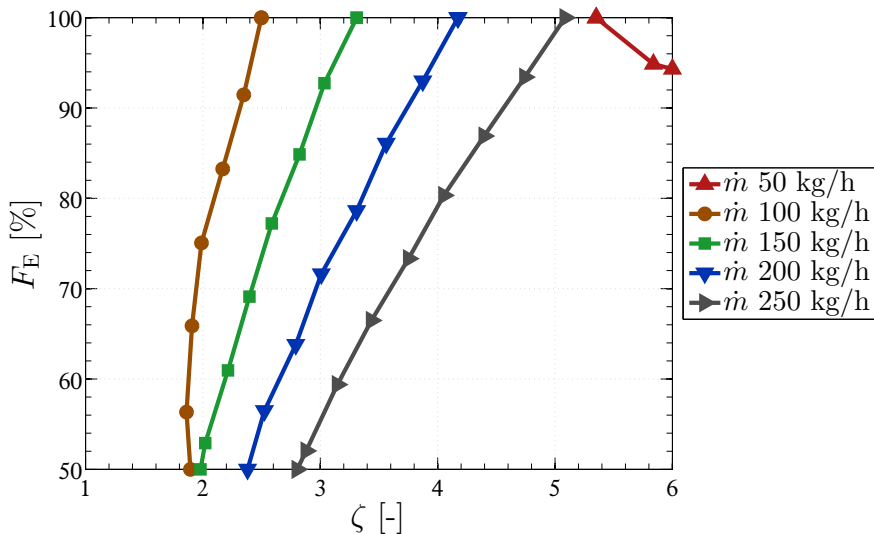


Figura 7.12 – Valores de ζ e F_E nas regiões de \dot{Q}_F constante para cada vazão mássica avaliada no critério de AFF.

Os casos de vazão de 50 kg/h que atingiram a capacidade de 20 W foram poucos e estiveram restritos a razões de aspecto e frações de escoamento altas, que foram requeridas para garantir uma baixa utilização e elevado valor de NTU , compensando assim a limitação da vazão mássica. Dentre todos os resultados, estes foram o de menor entropia gerada, similar ao que ocorreu para o critério de GV, o que reforça os benefícios de utilizar uma vazão mássica menor.

As demais vazões apresentaram um comportamento semelhante, que foi atingir o valor mínimo de entropia para ζ e F_E menores. Para os quatro casos, o valor de fração de escoamento mínimo de 50% foi o que teve menor entropia gerada, enquanto a razão de aspecto foi sempre a menor possível para reduzir a entropia devido à dissipação viscosa. O valor de ζ otimizado foi maior à medida que a vazão aumentou, pois a diminuição de efetividade resultante de maiores \dot{m} teve que ser compensada pelo seu ganho em maiores valores de ζ . O fator de desmagnetização não apresentou variação significativa ao longo dos resultados.

A Fig. 7.13 mostra a contribuição percentual de cada parcela da taxa de variação de entropia dos casos otimizados para cada va-

ção. Para a vazão mássica de 50 kg/h, a principal componente é a dissipação viscosa, devido aos elevados ζ e F_E . Essa combinação, nesse caso, garantiu uma baixa utilização e alto NUT (Tabela 7.3). Logo, $\dot{S}_{g,TC}$ foi baixo. A contribuição de $\dot{S}_{g,VD}$ foi reduzida para a vazão de 100 kg/h na medida em que ζ também o foi. Essa redução da razão de aspecto contribuiu para o aumento também do percentual da condução axial e da transferência de calor. A partir de 150 kg/h, a dissipação viscosa voltar a ganhar importância e se torna dominante para as maiores vazões.

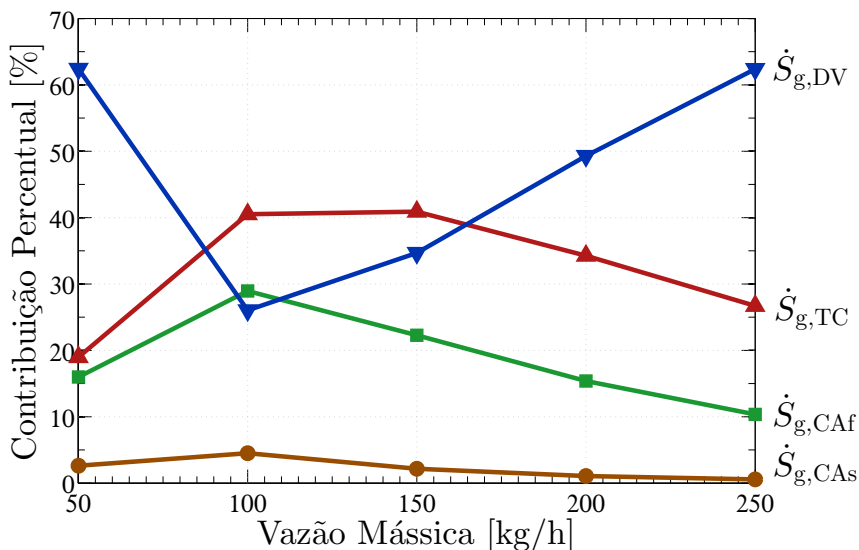


Figura 7.13 – Contribuição percentual de cada parcela de \dot{S}_g em função da vazão mássica para os casos de mínima geração de entropia de AFF.

Em termos de projeto, os resultados obtidos para o critério de AFF sugerem que, caso o objetivo seja desenvolver um RMA para manter um \dot{Q}_F fixo, a vazão deve ser a menor possível e os parâmetros de ζ e F_E devem ser elevados para promover maior efetividade e massa escoada pelo regenerador, respectivamente. Contudo, caso seja exigido do RMA uma maior flexibilidade em termos de vazão de operação, por exemplo, os resultados sugerem que ζ deve ser menor – ao redor de dois – e que F_E pode ser reduzida para diminuir a dissipação viscosa. Se área transversal do RMA fosse fixada em um valor maior, esperaria-se que o valor ótimo de ζ aumentasse para melhorar o contato térmico entre as fases e reduzir $\dot{S}_{g,TC}$, até um

ponto onde $\dot{S}_{g,VD}$ não se tornasse excessiva. F_E nesse caso iria se adaptar para garantir valores de ϕ compatíveis com o \dot{Q}_F desejado.

7.6 CRITÉRIO DE GEOMETRIA FIXA

Esta seção conclui a análise de minimização de geração de entropia discutindo os resultados obtidos para o critério de geometria fixa, no qual tanto o diâmetro da carcaça quanto a razão de aspecto do regenerador foram fixados em 25 mm e $\zeta = 4$, restando alterar-se o tempo de escoamento. Para enriquecer a análise será permitido também que o diâmetro de partícula seja alterado.

A restrição de performance imposta para esta análise foi \dot{Q}_F de 20 W para 15 K de ΔT_R . Os parâmetros variados na análise numérica foram resumidos na Tabela 7.1. A faixa de diâmetros de partícula avaliados foi de 0,3 mm a 1,5 mm em incrementos de 0,1 mm. Além disso, a vazão mássica foi variada de 50 kg/h, em intervalos de 50 kg/h, até 250 kg/h.

Um total de 715 combinações de parâmetros foram avaliados, e os resultados foram refinados em relação ao diâmetro de partícula e à fração de escoamento através de uma interpolação linear para aumentar a resolução dos resultados e facilitar a localização do ponto de mínima taxa de geração entropia.

7.6.1 Mapas de Contorno de Capacidade de Refrigeração e Geração de Entropia

Os mapas de contorno de capacidade de refrigeração e de utilização são apresentados para as vazões de 50 e 250 kg/h na Fig. 7.14. Percebe-se que a região de máximo localizou-se em diâmetros de partícula pequenos, pois d_p menores aumentam a área intersticial, contribuindo assim para melhorar a efetividade do regenerador. A fração de escoamento que fornece a máxima capacidade de refrigeração varia com o aumento da vazão de forma a garantir valores de ϕ favoráveis. Nota-se que, igualmente ao critério de GV, ϕ varia apenas com F_E .

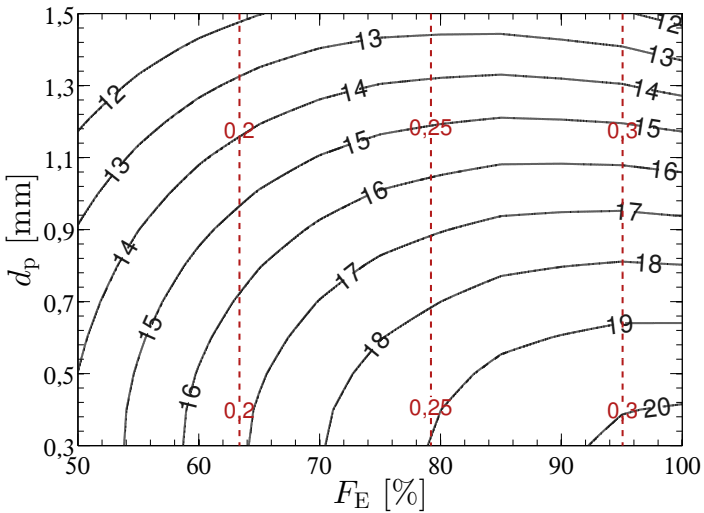
Em relação às parcelas de geração de entropia, a Fig. 7.15 que apresenta o comportamento das parcelas de entropia em relação às variações de d_p e F_E para a vazão de 150 kg/h. Os efeitos resultantes da variação de d_p são avaliados a seguir:

- $\dot{S}_{g,TC}$: Maiores valores de d_p reduzem a área e o coeficiente de transferência de calor intersticiais, portanto aumentam o valor

da taxa de geração de entropia devido à transferência de calor sólido-fluido.

- \dot{S}_{g,CA_s} e \dot{S}_{g,CA_f} : O aumento de d_p diminui o número de esferas em contato direto, o que acaba por reduzir \dot{S}_{g,CA_s} . O valor de \dot{S}_{g,CA_f} é potencializado por maiores d_p devido ao aumento do efeito do termo de dispersão térmica.
- $\dot{S}_{g,DV}$: Menores valores de diâmetro de partícula oferecem maior resistência ao escoamento, portanto eles aumentam a entropia gerada por dissipação viscosa.

Em relação à taxa de geração de entropia total, apresentada na Fig. 7.16 para as vazões de 50 e 250 kg/h, pode-se notar que, mais uma vez, menores valores de fração de escoamento são preferíveis, enquanto que o diâmetro de partícula deve respeitar o balanço entre perdas viscosas e perdas por transferência de calor com diferença de temperatura finita. Por exemplo, vazões menores, por imporem uma restrição de perda de carga menor, permitem a utilização de valores de d_p menores para alcançar o mínimo de \dot{S}_g .



(a)

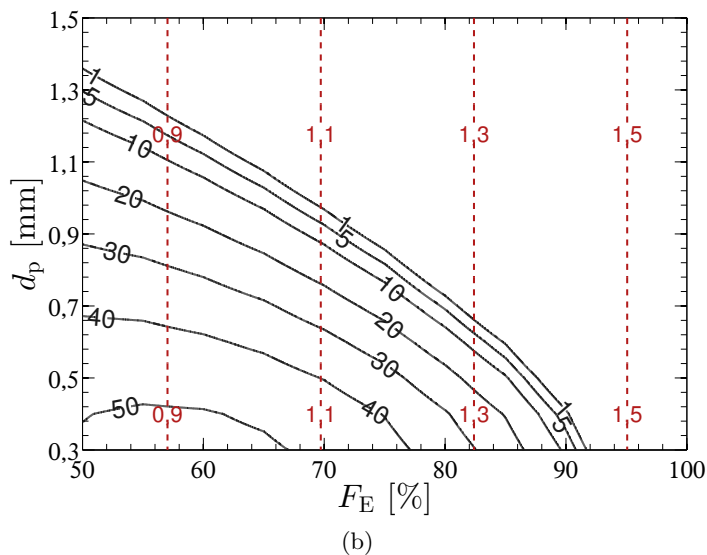
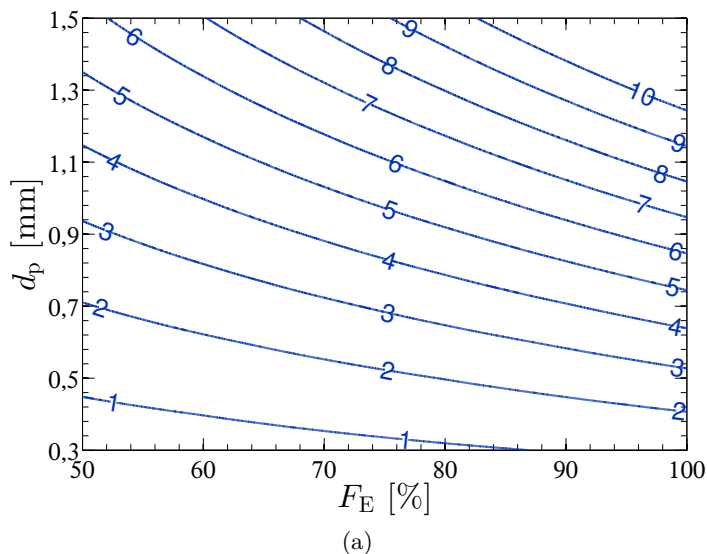
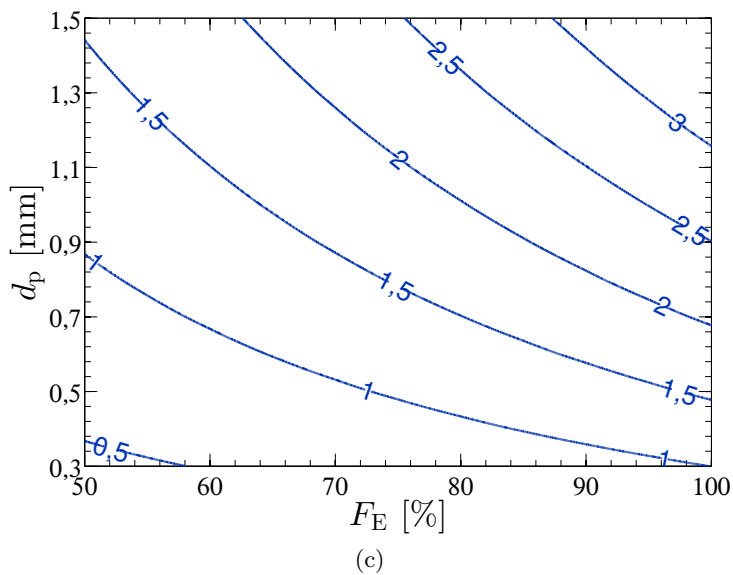
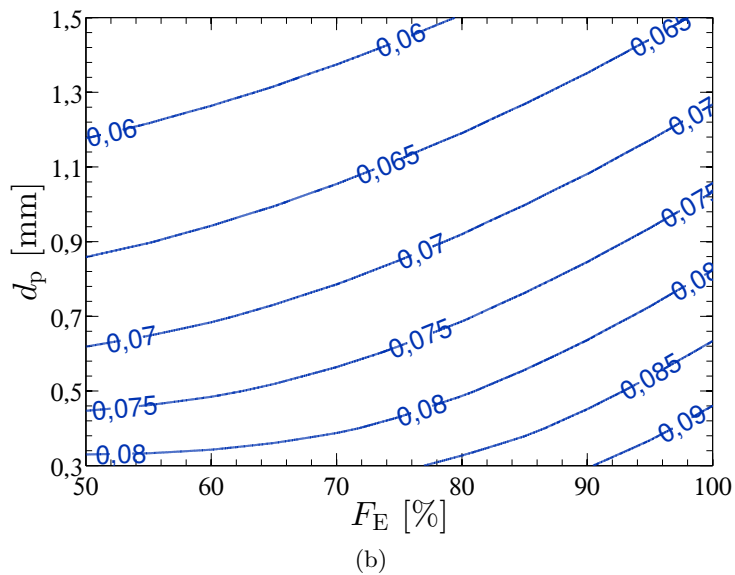


Figura 7.14 – Mapas de contorno de \dot{Q}_F [W] em função de d_p e F_E para (a) \dot{m} de 50 kg/h e (b) 250 kg/h para o critério de GF. Linhas tracejadas são linhas de ϕ [-] constante.





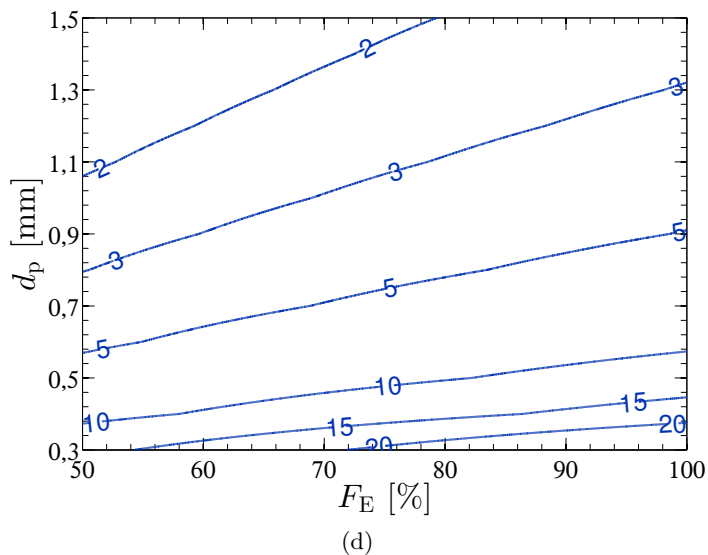
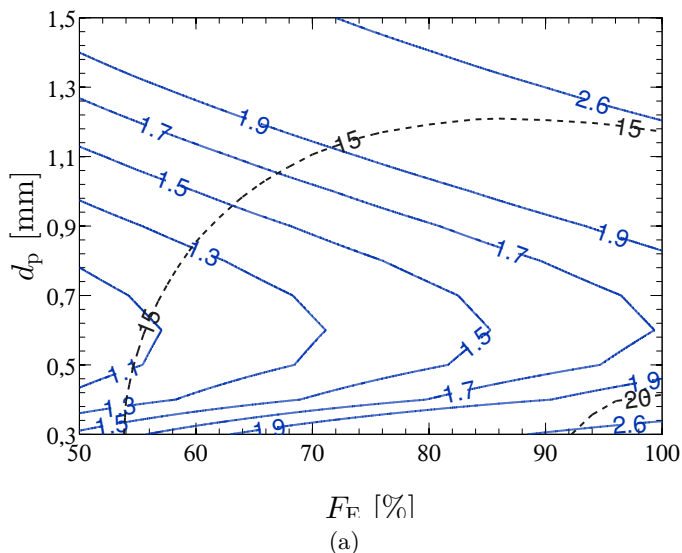


Figura 7.15 – Mapas de contorno das parcelas de geração de entropia [10^{-3} W/K] em função de d_p e F_E para o critério de GF: (a) $\dot{S}_{g,TC}$, (b) $\dot{S}_{g,CAs}$, (c) $\dot{S}_{g,CAt}$ e (d) $\dot{S}_{g,DV} \cdot \dot{m}$ de 150 kg/h.



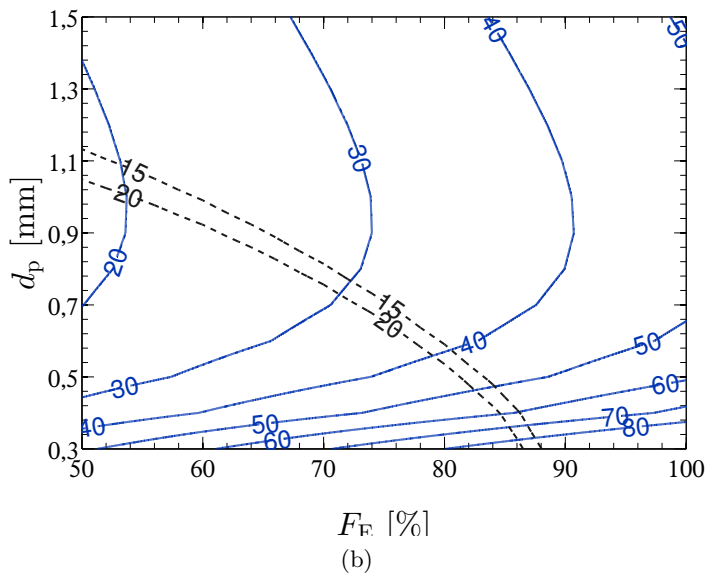


Figura 7.16 – Mapas de contorno de \dot{S}_g [10^{-3} W/K] em função de d_p e F_E para (a) \dot{m} de 50 kg/h e (b) 250 kg/h para o critério de GF. Linhas tracejadas são linhas de \dot{Q}_F [W] constante.

7.6.2 Resultados para uma Capacidade de Refrigeração Fixa

Os parâmetros otimizados para a análise de capacidade fixa são apresentados na Tabela 7.4. As Figs. 7.17 e 7.18 apresentam, respectivamente, o comportamento da \dot{S}_g e a combinação e valores de d_p e F_E ao longo das linhas de 20 W.

Tabela 7.4 – Parâmetros referentes às condições de mínima \dot{S}_G para a faixa de vazão mássica analisada segundo o critério de GF.

\dot{m} [kg/h]	F_E [-]	d_p [mm]	ϕ [-]	NUT [-]	\dot{S}_g [10^{-3} W/K]
50	96,6	0,40	0,3	243,7	2,01
100	50	1,15	0,32	22,15	3,68
150	50	1,27	0,47	14,14	7,60
200	50	1,19	0,63	13,20	12,22
250	50	1,05	0,79	14,07	18,46

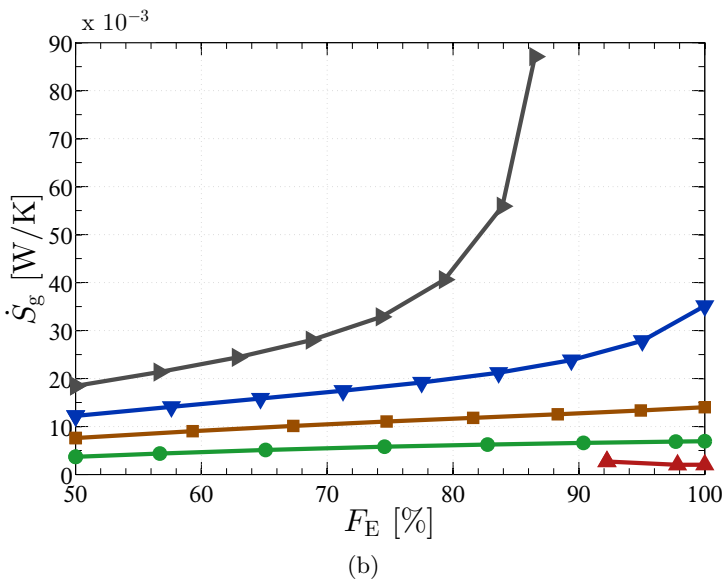
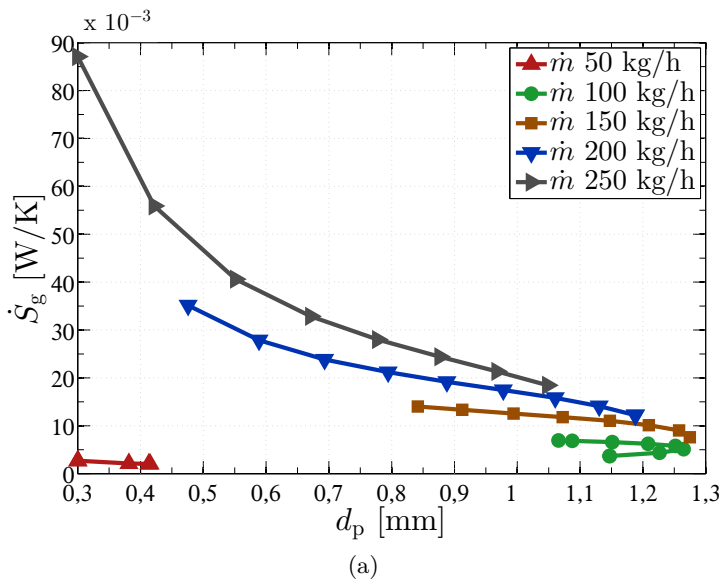


Figura 7.17 – \dot{S}_g a \dot{Q}_F constante para cada vazão mássica analisada no critério de GF em função de (a) d_p e (b) F_E .

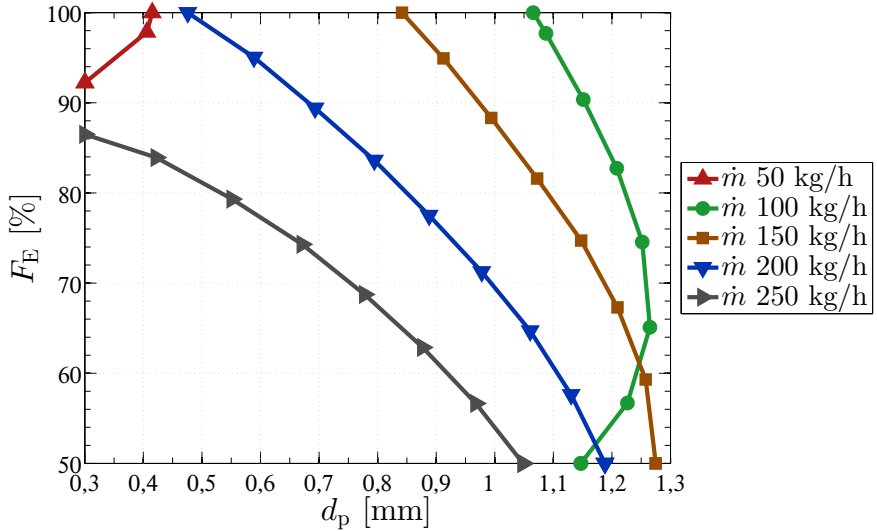


Figura 7.18 – Valores de d_p e F_E nas regiões de \dot{Q}_F constante para cada vazão mássica avaliada no critério de GF.

Mais uma vez, a vazão de 50 kg/h necessitou de frações de escoamento altas e uma matriz mais efetiva para atingir a capacidade de 20 W. Por isso, o valor de diâmetro de partícula foi baixo. Esse caso foi o que apresentou menor \dot{S}_g , pois a vazão foi baixa e a penalidade da dissipação viscosa devido um d_p pequeno não foi excessiva. Além disso, a efetividade térmica da matriz foi elevada, dado o NUT alto e ϕ baixo. Para todas as outras vazões, a redução da F_E contribuiu para a minimização de \dot{S}_g , como pode ser visto na figura 7.17(b). As demais vazões apresentaram mínimos para d_p maiores devido ao aumento da vazão e à necessidade de se reduzir a taxa de geração de entropia por dissipação viscosa.

A análise de Geometria Fixa é interessante para a seleção do ponto de operação de um regenerador já fabricado. A conclusão para o RMA aqui considerado é de que, para uma capacidade de refrigeração fixa, a combinação F_E e d_p deve se ajustar para que o objetivo seja alcançado para o menor valor de vazão mássica possível, resultando em valores de d_p menores e F_E compatíveis com valores de utilização vantajosos.

Capítulo 8

CONSIDERAÇÕES FINAIS

A presente dissertação teve como objetivo principal avaliar a performance de um RMA sujeito a diferentes perfis de escoamento. A modificação desse perfil foi realizada através da variação da fração de escoamento, tanto no aparato experimental de testes de RMAs quanto no modelo matemático que prevê seu desempenho.

No que concerne a parte experimental, o aparato desenvolvido por Trevizoli et al. (2016) foi adaptado para permitir a variação de F_E por meio da substituição do mecanismo de bomba-pistão pelo conjunto bomba de engrenagens e válvulas rotativas no circuito hidráulico. Dessa forma, F_E pôde ser variada alterando a face de vedação da válvula rotativa de alta pressão VAP. Um total de quatro vedações foram caracterizadas quanto ao seu F_E a partir dos perfis instantâneos de queda de pressão ao longo do regenerador, e o resultado foram frações de 100%, 90%, 80% e 65%.

A determinação dos períodos de escoamento também permitiu identificar a diferença entre a duração das etapas quente e fria do ciclo, que foi a principal causa do desbalanceamento da massa de fluido deslocada em cada etapa. Esse obstáculo requereu a avaliação do comportamento dos calores transferidos para o reservatório em diferentes condições de desbalanceamento, a partir da qual foi estabelecido um ponto de operação para o aparato. Inicialmente foi adotado o critério de manter o desbalanceamento em 2% além do ponto onde \dot{Q}_F e \dot{Q}_Q fossem iguais, a fim de evitar que o aparato opere em condições termodinamicamente inconsistentes. Uma posterior revisão dos resultados revelaram que para a frequência de 0,25 Hz, o critério foi de 4% a 5%, o que acabou por limitar a capacidade de refrigeração obtidas nos testes. Ainda assim, a metodologia de caracterização do desbalanceamento de massa, antes aplicada apenas em metodologias numéricas, se mostrou consistente e possível de ser aplicada em aparatos experimentais.

A partir da definição do ponto de operação, os perfis transitentes de temperatura, queda de pressão e torque foram adquiridos para diferentes condições de F_E , utilização e frequência para habilitar o cálculo das variáveis que definem a performance do aparato. A

resposta dos perfis de temperatura e queda de pressão à variação de F_E forneceu os primeiros indícios de que o perfil de temperatura de saída do fluido e, conseqüentemente, a capacidade de refrigeração, poderiam ser melhorados a partir do da redução de F_E . Porém, a desvantagem seria o aumento da queda de pressão e da potência de bombeamento necessária para manter a utilização do RMA constante. Ainda, o perfil transiente de torque apresentou uma forte dependência com a vedação utilizada na válvula rotativa de alta pressão, o que foi atribuído a diferenças construtivas de cada vedação.

De posse dos perfis transientes foi possível calcular o \dot{Q}_F e a potência total requerida pelo aparato. Comparando-se o valor de \dot{Q}_F para diferentes F_E , concluiu-se que a redução da fração de escoamento é uma alternativa plausível para aumentar a capacidade de refrigeração em RMAs. Por exemplo, para uma diferença de temperatura de reservatórios de 10 K e utilização de 0,5, um incremento de 31% em \dot{Q}_F foi observado ao se variar F_E de 100% para 65% na frequência de 0,25 Hz, e aumento de 96% ao se reduzir F_E de 100% até 80% para 0,5 Hz. Em contrapartida, a potência de bombeamento necessária para manter mesma utilização de 0,5 fixa foi 8,5 vezes maior para 0,25 Hz, e 2,5 vezes maior para 0,5 Hz, ao reduzir F_E até o menor valor das respectivas frequências. Mesmo assim, a potência de acionamento de válvulas foi mais revelante para o cálculo de COP em geral. Em relação ao COP , a vedação que alcançou melhores valores para o presente aparato foi a de F_E de 90%, pois ela apresentou \dot{Q}_F maiores que F_E de 100% sem exigir potências de bombeamento excessivas. Além disso, essa foi a vedação que apresentou os menores valores de torque de acionamento de válvulas. A eficiência de segunda lei seguiu o mesmo comportamento do COP , e apresentou valores de 4% e 3% em média para F_E de 90%, ΔT_R de 10 K e frequências de 0,25 Hz e 0,5 Hz respectivamente. Em geral, considerando-se as limitações impostas pelo desbalanceamento, conclui-se que o aparato opera de forma mais eficiente com F_E de 90%.

No que concerne à avaliação numérica, o modelo matemático foi capaz de variar F_E e de reproduzir os resultados observados na parte experimental, inclusive permitindo a inclusão do desbalanceamento de massa entre etapas. Tanto as variáveis transientes de temperatura e pressão, quanto os valores de \dot{Q}_F foram satisfatoriamente representados pelo modelo para a frequência de 0,25 Hz. Para 0,5 Hz, os resultados numéricos apresentaram maior desvio em rela-

ção aos experimentais, o que foi creditado a não inclusão das perdas devido ao volume morto e a própria limitação do modelo para altas frequências.

A conformidade do modelo permitiu investigar uma faixa mais abrangente de F_E , variando de 100% a 50% em intervalos igualmente espaçados. A maior variação de F_E permitiu observar que existe um limite no qual o valor de \dot{Q}_F passa a ser prejudicado pela redução de F_E . Esse limite é resultado do compromisso que existe ao reduzir F_E entre melhorar a variação de campo magnético média durante o escoamento e reduzir a efetividade do regenerador devido a maiores valores de vazão mássica e menores valores de NUT , considerando uma utilização constante. Os perfis espaciais de temperatura do sólido ao longo do regenerador gerados pelo modelo permitiram verificar que o aumento da variação de campo médio é refletido nos valores maiores, no caso da etapa fria, e menores, no caso da etapa quente, de temperatura da matriz no início das etapas, o que aumenta o potencial de transferência de calor intersticial e aproxima o ciclo de operação do RMA ao previsto para o ciclo de Brayton termo-magnético ideal.

Por outro lado, o perfil transiente de temperatura do fluido na saída do regenerador durante a etapa quente mostrou que o benefício de reduzir F_E é ineficaz caso a vazão mássica necessária para manter a utilização constante seja alta a ponto de reduzir a efetividade do RMA e não permitir que a temperatura do fluido na saída atinja os níveis desejados. Em termos de COP , um exemplo de otimização para 20 W, ΔT_R de 10 K e frequência de 0,5 Hz indicou o ponto de F_E de 87,5% operando a uma utilização próxima de 0,7 como ótimo. Entretanto, para utilizar essa metodologia para otimização de aparatos recomenda-se que as faixas de utilização modeladas próximas ao pico de \dot{Q}_F para cada F_E sejam refinadas.

Uma conclusão adicional é que, caso o perfil de campo magnético seja mais próximo do instantâneo, o valor de F_E ótimo deve aproximar-se de 100%, pois nesses casos não haveria efeito magnetocalórico ocorrendo durante os períodos sem escoamento, sendo o único benefício a redução a perda devido a transferência de calor do regenerador com sua carga. Entretanto, uma avaliação mais minuciosa desse comportamento deve ser realizada.

Finalmente, o modelo numérico foi utilizado para implementar a metodologia de otimização baseada na minimização da geração de entropia e nos critérios de avaliação de performance. Uma análise geral dos contornos de geração de entropia permitiu concluir que a

redução da fração de escoamento pode contribuir para a redução da geração de todas as parcelas de entropia analisadas. Entretanto, o método de otimização requer que \dot{Q}_F seja restringido, logo a fração de escoamento ótima deve respeitar essa restrição. Em geral, para valores de vazão mássica constante, o valor ótimo de F_E ótimo foi o mais baixo dentre os que mantiveram o valor de \dot{Q}_F constante. Quando contrário, o valor de F_E se adequou ao da outra variável analisada para garantir que a restrição de capacidade seja respeitada. Por exemplo, no critério de Geometria Variável, a fração de escoamento não foi a menor possível para as vazões maiores, de 80 kg/h e 90 kg/h, pois nesses casos os menores F_E foram acompanhados de valores altos de diâmetro de carcaça, que resultaram em valores de geração de entropia por condução axial do fluido excessivos. Para os critérios de Área Frontal Fixa e Geometria Fixa, F_E não foi o menor apenas para as vazões de 50 kg/h, pois seus menores valores foram acompanhados de uma maior razão de aspecto, no caso de AFF, e diâmetro de partícula menor, no caso de GV, que contribuíram para maior dissipação viscosa. A metodologia também indicou que menores vazões mássicas tendem a apresentar menores valores de geração de entropia.

8.1 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com base nas conclusões obtidas nesta dissertação e nos obstáculos enfrentados durante seu desenvolvimento, são colocadas as seguintes recomendações para trabalhos futuros no presente aparato experimental:

- Substituir as válvulas rotativas por válvulas com menor consumo energético, maior confiabilidade e flexibilidade, o que garantiria melhor vedação das linhas de escoamento e aumentaria faixa de seleção das frações de escoamento para o aparato. A sugestão neste ponto seria o emprego de válvulas solenoides ou similares, pois elas garantem a flexibilidade e apresentam o potencial para serem energeticamente eficientes caso um estudo específico de sua aplicação em RMAs seja realizado;
- Desacoplar o mecanismos de acionamento das válvulas e do imã, com o intuito de evitar que a transmissão do torque oscilatório do circuito magnético resulte em alteração nos períodos de escoamento. Caso o item acima seja colocado em prática,

adicionar sensores de campo magnético para realizar a sincronização entre os circuitos magnético e hidráulico;

- Caso sejam utilizadas as válvulas solenoides, investigar a possibilidade de compensar o desbalanceamento de massa através da diferenciação controlada da duração das etapas quente fria;
- Existindo a possibilidade de alterar os períodos de cada etapa, investigar o efeito da assimetria (diferença entre o NUT de cada etapa) na performance do RMA. A diferenciação de NUT seria dada pela diferença de vazão mássica de cada escoamento, e a utilização seria mantida constante variando-se o período de escoamento;
- Reproduzir os testes realizados nesta dissertação com um novo conjunto de válvulas a fim de confirmar os resultados para as frações de escoamento avaliadas nesta tese e expandir para frações menores. Além disso, caso utilizadas as válvulas solenoides, a análise de COP poderá ser feita sem a influência de fatores referentes a características construtivas das vedações;
- Incluir no aparato um dispositivo confiável para aplicar a carga térmica desejada de modo a reduzir a incerteza envolvida no cálculo de \dot{Q}_F .

Em relação ao modelo matemático, as seguintes propostas são sugeridas:

- Realizar o estudo da assimetria proposto nas recomendações relacionadas ao aparato experimental utilizando um perfil de campo magnético instantâneo, a fim de remover a influência da variação do campo magnético médio durante o escoamento da análise;
- Avaliar o compromisso entre a diminuição da perda de calor por transferência de calor para carcaça e a perda de efetividade quando a fração de escoamento é reduzida para perfis temporais de campo magnético próximos ao instantâneo.
- Incluir a perda devido o volume morto na modelagem do RMA sujeito a diferentes perfis de escoamento para melhorar as previsões para frequências maiores;

- Incluir a geração de entropia devido a transferência de calor para a carcaça na metodologia de minimização de entropia, considerando os indícios de que a redução de \tilde{F}_E pode contribuir para minimizar essa parcela de geração de entropia.

REFERÊNCIAS

- APREA, C.; GRECO, A.; MAIORINO, A.; MASTRULLO, R.; TURA, A. Initial experimental results from a rotary permanent magnet magnetic refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, v. 43, p. 111 – 122, 2014.
- ARNOLD, D. S.; TURA, A.; RUEBSAAT-TROTT, A.; ROWE, A. Design improvements of a permanent magnet active magnetic refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, v. 37, p. 99–105, 2014.
- BACLIC, B. S.; DRAGUTINOVIC, G. D. Asymmetric-unbalanced counterflow thermal regenerator problem : solution by the galerkin method and meaning of dimensionless parameters. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 2, p. 483–498, 1991.
- BAHL, C.; PETERSEN, T.; PRYDS, N.; A., S. A versatile magnetic refrigeration test device. *Review of Scientific Instruments*, v. 79, p. 093906(1–7), 2008.
- BAHL, C. R. H.; NIELSEN, K. K. The effect of demagnetization on the magnetocaloric properties of gadolinium. *Journal of Applied Physics*, v. 105, p. 013916(1–5), 2009.
- BARBOSA Jr., J. R.; LOZANO, J. A.; TREVIZOLI, P. V. Magnetocaloric refrigeration research at the INCT in cooling and thermophysics. In: *Proceedings of the ENCIT 2014*. [S.l.: s.n.], 2014.
- J A Barclay e W A Steyert. *Active Magnetic Regenerator*. 1982. US-Patent 4332135.
- BASF. *Premiere of cutting-edge cooling appliance at CES 2015*. 2016. Disponível em: <<https://www.basf.com/en/company/news-and-media/news-releases/2015/01/p-15-100.html>>.
- BEJAN, A. *Entropy Generation through Heat Transfer and Fluid Flow*. [S.l.]: Wiley, 1982.

- BEJAN, A. Entropy generation minimization. In: _____. [S.l.]: CRC Press, 1995.
- BEJAN, A. *Entropy Generation Minimization: The Method of Thermodynamic Optimization of Finite-Size Systems and Finite-Time Processes*. [S.l.]: CRC Press, 1996.
- BJØRK, R.; ENGELBRECHT, K. The influence of the magnetic field on the performance of an active magnetic regenerator (AMR). *International Journal of Refrigeration*, v. 34, p. 192–203, 2011.
- BROWN, G. V. Magnetic heat pumping near room temperature. *Journal of Applied Physics*, v. 47, p. 3673–3680, 1976.
- BROWN, J. S.; DOMANSKI, P. A. Review of alternative cooling technologies. *Applied Thermal Engineering*, v. 64, p. 252–262, 2014.
- BRÜCK, E.; TEGUS, O.; THANH, D. T. C.; TRUNG, N. T.; BUSCHOW, K. H. J. A review on Mn based materials for magnetic refrigeration: Structure and properties. *International Journal of Refrigeration*, v. 31, p. 763–770, 2008.
- CALM, J. M. The next generation of refrigerants - historical review, considerations, and outlook. *International Journal of Refrigeration*, v. 31, p. 1123–1133, 2008.
- CAPOVILLA, M. S.; LOZANO, J. A.; TREVIZOLI, P. V.; BARBOSA Jr., J. R. Performance evaluation of a magnetic refrigeration system. *Science and Technology for the Built Environment*, p. 534–543, 2016.
- CARARO, J. E.; LOZANO, J. A.; TREVIZOLI, P. V.; TEYBER, R.; ROWE, A.; BARBOSA Jr., J. R. Optimization of active magnetic regenerators with two and three layers of gd and gd-alloys. In: *Proceedings of the Seventh IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*. Turim, Itália: [s.n.], 2016.
- CARDOSO, P. O.; DESTRO, M. C.; ALVARES, M. G.; LOZANO, J. A.; De Negri, V. J.; BARBOSA Jr., J. R. Modeling of a novel digital hydraulic system for a magnetic refrigerator. In: *Proceedings in Seventh IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*. Turim, Itália: [s.n.], 2016.

COEY, J. M. D. *Magnetism and magnetic materials*. [S.l.]: Cambridge University Press, 2010.

COOLTECH. *Cooltech Applications is partnering with Carrefour*: y. 2016. Disponível em: <<http://www.cooltech-applications.com/press-releases.html>>.

DAS, S. K.; SAHOO, R. K. Second law analysis of a cyclic regenerator in presence of longitudinal heat conduction in matrix. *Heat and Mass Transfer*, v. 34, p. 395–403, 1999.

DOMANSKI, P. A.; BROWN, J. S.; HEO, J.; WOJTUSIAK, J.; MCLINDEN, M. O. A thermodynamic analysis of refrigerants: Possibilities and tradeoffs for low-gwp refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, v. 38, p. 71–79, 2014.

DRAGUTINOVIC, G. D.; BACLIC, B. S. *Operation of Counterflow Regenerators, Computational Mechanics Publications*. [S.l.]: Billerica, 1998.

EBEL, T. R. V.; LOZANO, J. A.; CARDOSO, P. O.; BARBOSA Jr., J. R. Simulation of a hydraulic circuit for a magnetic refrigerator. In: *Proceedings of the Seventh IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*. Turim, Itália: [s.n.], 2016.

ENGELBRECHT, K. *A numerical model of an active magnetic regenerator refrigerator with experimental validation*. Tese (Doutorado) — University of Wisconsin-Madison, 2008.

ENGELBRECHT, K.; BAHL, C.; NIELSEN, K. Experimental results for a magnetic refrigerator using three different types of magnetocaloric material regenerators. *International Journal of Refrigeration*, v. 34, p. 1132–1140, 2011.

ENGELBRECHT, K.; ERIKSEN, D.; BAHL, C. R. H.; BJØRK, R.; GEYTI, J.; LOZANO, J. A.; NIELSEN, K. K.; SAXILD, F.; SMITH, A.; PRYDS, N. Experimental results for a novel rotary active magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration*, v. 35, p. 1498–1505, 2012.

ERGUN, S. Fluid flow through packed columns. *Chem. Process Eng. London*, v. 48, p. 89–94, 1952.

ERIKSEN, D.; ENGELBRECHT, K.; BAHL, C. R. H.; BJØRK, R.; NIELSEN, K. K.; INSINGA, A. R.; PRYDS, N. Design and experimental tests of a rotary active magnetic regenerator prototype. *International Journal of Refrigeration*, v. 58, p. 14–21, 2015.

ERIKSEN, D.; ENGELBRECHT, K.; BAHL, C. R. H.; BJØRK, R.; NIELSEN, K. K.; INSINGA, A. R.; DALLOLIO, S.; PRYDS, N. Experimental studies with an active magnetic regenerating refrigerator. In: *Proceedings of The 24th IIR International Congress of Refrigeration*. [S.l.: s.n.], 2015.

ERIKSEN, D.; ENGELBRECHT, K.; BAHL, C. R. H.; BJØRK, R.; NIELSEN, K. K. Effects of flow balancing on active magnetic regenerator performance. *Applied Thermal Engineering*, v. 103, p. 1–8, 2016.

GOSNEY, W. B. *Principles of Refrigeration*. [S.l.]: Cambridge University Press, 1982.

GSCHEIDNER JR., K. A.; PECHARSKY, V. K. Thirty years of near room temperature magnetic cooling: Where we are today and future prospects. *International Journal of Refrigeration*, v. 31, p. 945–961, 2008.

HADLEY, G. R. Thermal conductivity of packed metal powder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 29, p. 909–920, 1986.

HAUSEN, H. *Heat Transfer in Counterflow, Parallel-Flow and Cross-Flow*. New York: McGraw-Hill Co, 1983.

HIRANO, N.; NAGAYA, S.; OKAMURA, T.; KAWANAMI, T.; WADA, H. Development of room temperature magnetic refrigerator in Japan. In: *Proceedings in 4th International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*. [S.l.: s.n.], 2010.

HOLMAN, J. P. *Experimental Methods for Engineers*. Eighth. New York: McGraw-Hill, 2006.

INMETRO. *Guia para a Expressão da Incerteza de Medição*. 2003.

JACOBS, S.; AURINGER, J.; BOEDER, A.; KOMOROWSKI, J. C. and L.; LEONARD, J.; RUSSEK, S.; ZIMM, C. The performance of a large-scale rotary magnetic refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, v. 37, p. 84–91, 2014.

- KAVIANY, M. *Principles of Heat Transfer in Porous Media*. Second. [S.l.]: Springer, 1995.
- KITANOVSKI, A.; TOMC, U.; POREDOS, A. Future developments in magnetocaloric refrigeration and heat pumping. In: *Proceedings in Seventh IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*. Turim, Itália: [s.n.], 2016.
- KITANOVSKI, A.; TUŠEK, J.; TOMC, U.; PLAZNIK, U.; OŽBOLT, M.; POREDOS, A. *Magnetocaloric Energy Conversion: From theory to applications*. [S.l.]: Springer, 2015.
- KLEIN, S. A. *Engineering Equation Solver (EES) Professional Version*. 2013. V9.339, F-Chart Software, Madison, WI.
- KOCH, D. L.; BRADY, J. F. Dispersion in fixed beds. *Journal of Fluid Mechanics*, v. 154, p. 399–427, 1985.
- KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. [S.l.]: Marcel Dekker, 2000.
- LI, C. H.; FINLAYSON, B. A. Heat transfer in packed beds - a reevaluation. *Chemical Engineering Science*, v. 32, p. 1055–1066, 1977.
- LI, P.; GONG, M.; WU, J. Geometric optimization of an active magnetic regenerative refrigerator via second-law analysis. *Journal of Applied Physics*, v. 104, p. 103536(1–9), 2008.
- LIONTE, S.; RISSER, M.; VASILE, C.; ELOUAD, L.; MULLER, C. Improvement of the amr's performance: Multi-segment regenerator and by-pass flow. In: *Proceedings in Seventh IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*. Turim, Itália: [s.n.], 2016.
- LOZANO, J. A. *Designing a rotary magnetic refrigerator*. Tese (Doutorado) — Federal University of Santa Catarina, 2015.
- MALISKA, C. R. *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*. 2. ed. [S.l.]: LTC, 2004.
- MHÍOCHÁIN, T. R. N.; WEAIRE, D.; MCMURRY, S. M.; COEY, J. M. D. Analysis of torque in nested magnetic cylinders. *Journal of Applied Physics*, v. 86, n. 11, p. 6412–6424, 1999.

- MONFARED, B.; FURBERG, R.; PALM, B. Magnetic vs. vapour-compression household refrigerators: A preliminary comparative life cycle assessment. *International Journal of Refrigeration*, v. 42, p. 69–76, 2014.
- MOTA-BABILONI, A.; NAVARRO-ESBRÍ, J.; BARRAGÁN-CERVERA, A.; MOLÉS, F.; PERIS, B. Analysis based on eu regulation no 517/2014 of new hfc/hfo mixtures as alternatives of high gwp refrigerants in refrigeration and hvac systems. *International Journal of Refrigeration*, v. 52, p. 21–31, 2015.
- NELLIS, G.; KLEIN, S. *Heat Transfer*. [S.l.]: Cambridge University Press, 2009.
- NIELD, D. A.; BEJAN, A. *Convection in Porous Media*. 3a. ed. [S.l.: s.n.], 2006.
- NIELSEN, K. K.; BAHL, C. R. H.; SMITH, A. Constraints on the adiabatic temperature change in magnetocaloric materials. *Physical Review B*, American Physical Society, v. 81, n. 5, p. 054423, Feb 2010.
- NIELSEN, K. K.; BAHL, C. R. H.; SMITH, A.; BJØRK, R.; PRYDS, N.; HATTEL, J. Detailed numerical modeling of a linear parallel-plate active magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration*, v. 32, p. 1478–1486, 2009.
- NIELSEN, K. K.; TUSEK, J.; ENGELBRECHT, K.; SCHOPFER, S.; KITANOVSKI, A.; BAHL, C. R. H.; SMITH, A.; PRYDS, N.; POREDOS, A. Review on numerical modeling of active magnetic regenerators for room temperature applications. *International Journal of Refrigeration*, v. 34, p. 603–616, 2011.
- NIKZIA, I.; CAMPBELL, O.; CHRISTIAANSE, T.; GOVINDAPPA, P.; TEYBER, R.; TREVIZOLI, P.; ROWE, A. Impacts of configuration losses on active magnetic regenerator device performance. *Applied Thermal Engineering*, v. 106, p. 601 – 612, 2016.
- NUMAZAWA, T.; MATSUMOTO, K.; YANAGISAWA, Y.; NAKAGOME, H. A modeling study on the geometry of active magnetic regenerator. *AIP Conference Proceedings*, v. 1434, p. 327–342, 2012.

- OLIVEIRA, P. A.; TREVIZOLI, P. V.; BARBOSA Jr., J. R.; PRATA, A. T. A 2D hybrid model of the fluid flow and heat transfer in a reciprocating active magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration*, v. 35, p. 98–114, 2012.
- PALLARES, J.; GRAU, F. X. A modification of a nusselt number correlation for forced convection in porous media. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, v. 37, p. 1187–1190, 2010.
- PATANKAR, S. V. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. [S.l.]: Hemisphere Publishing Corporation, 1980.
- PECHARSKY, V. K.; Gschneidner Jr., K. A. Magnetocaloric effect and magnetic refrigeration. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, v. 200, p. 44–56, 1999.
- PECHARSKY, V. K.; GSCHNEIDNER JR., K. A. Advanced magnetocaloric materials: What does the future hold? *International Journal of Refrigeration*, v. 29, p. 1239–1249, 2006.
- PECHARSKY, V. K.; GSCHNEIDNER, K. A. Giant magnetocaloric effect in $Gd_5Ge_2Si_2$. *Physical Review Letters*, v. 78, p. 4494–4497, 1997.
- PETERSEN, T. F.; ENGELBRECHT, K.; BAHL, C. R. H.; ELMEGAARD, B.; PRYDS, N.; SMITH, A. Comparison between a 1D and a 2D numerical model of an active magnetic regenerative refrigerator. *Journal of Physics D: Applied Physics*, v. 41, p. 105002(1–8), 2008.
- PHAN, M.; YU, S. Review of the magnetocaloric effect in manganite materials. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, v. 308, p. 325–340, 2007.
- PLAZNIK, U.; TUŠEK, J.; KITANOVSKI, A.; POREDOŠ, A. Numerical and experimental analyses of different magnetic thermodynamic cycles with an active magnetic regenerator. *Applied Thermal Engineering*, v. 59, p. 52–59, 2013.
- PRESS, W. H.; TEUKOLSKY, S. A.; VETTERLING, W. T.; FLANNERY, B. P. *Numerical Recipes: The Art of Scientific Computing*. [S.l.]: Cambridge University Press, 2007.

- ROWE, A. Configuration and performance analysis of magnetic refrigerators. *International Journal of Refrigeration*, v. 34, p. 168 – 177, 2011.
- ROWE, A.; TURA, A. Experimental investigation of a three-material layered active magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration*, v. 29, p. 1286–1293, 2006.
- ROWE, A.; TURA, A.; DIKEOS, J.; CHAHINE, R. Near room temperature magnetic refrigeration. In: *Proceedings in International Green Energy Conference*. Ontario, Canada: [s.n.], 2005.
- SADRAMELI, S. M. Mathematical models for the simulation of thermal regenerators: A state-of-the-art review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 58, p. 462–476, 2016.
- SADRAMELI, S. M.; AJDARI, H. R. B. Mathematical modelling and simulation of thermal regenerators including solid radial conduction effects. *Applied Thermal Engineering*, v. 6, p. 441–448, 2015.
- SATO, M.; ISHII, Y. Simple and approximate expressions of demagnetizing factors of uniformly magnetized rectangular rod and cylinder. *Journal of Applied Physics*, v. 66, p. 983–985, 1989.
- SCHMIDT, F. W.; WILLMOTT, A. J. *Thermal Energy Storage and Regeneration*. [S.l.]: Hemisphere Publishing Co., 1981.
- SMITH, A. Who discovered the magnetocaloric effect? *The European Physical Journal H*, v. 38, p. 507–517, 2013.
- SMITH, A.; BAHL, C.; BJØRK, R.; ENGELBRECHT, K.; NIELSEN, K.; PRYDS, N. Materials challenges for high performance magnetocaloric refrigeration devices. *Advanced Energy Materials*, v. 2, p. 1288–1318, 2012.
- SMITH, A.; NIELSEN, K. K.; CHRISTENSEN, D. V.; BAHL, C. R. H.; BJORK, R.; HATTEL, J. The demagnetizing field of a nonuniform rectangular prism. *Journal of Applied Physics*, v. 107, 2010.
- STELJAERT, P. P. *Thermodynamical aspects of pulse-tube refrigerators*. Tese (Doutorado) — Technical University of Eindhoven, 1999.

- TASSOU, S. A.; LEWIS, J. S.; GE, Y. T.; HADAWAY, A.; CHAER, I. A review of emerging technologies for food refrigeration applications. *Applied Thermal Engineering*, v. 30, p. 263–276, 2010.
- TEYBER, R.; TREVIZOLI, P.; NIKNIA, I.; CHRISTIAANSE, T.; GOVINDAPPA, P.; ROWE, A. Experimental performance investigation of an active magnetic regenerator subject to different fluid flow waveforms. *International Journal of Refrigeration*, v. 74, p. 38 – 46, 2016.
- TEYBER, R.; TREVIZOLI, P. V.; CHRISTIAANSE, T. V.; GOVINDAPPA, P.; NIKNIA, I.; ROWE, A. Performance evaluation of two-layer active magnetic regenerators with second-order magnetocaloric materials. *Applied Thermal Engineering*, v. 106, p. 405–414, 2016.
- TISHIN, A. M.; SPICHKIN, Y. I. *The magnetocaloric effect and its applications*. [S.l.]: IoP Institute of Physics Publishing, 2003.
- TREVIZOLI, P. V. *Estudo experimental de um sistema de avaliação de materiais com efeito magnetocalórico para aplicações em refrigeração*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2010.
- TREVIZOLI, P. V. *Development of Thermal Regenerators for Magnetic Cooling Application*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2015.
- TREVIZOLI, P. V.; BARBOSA Jr., J. R. Entropy generation minimization analysis of oscillating-flow regenerators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 87, p. 347–358, 2015.
- TREVIZOLI, P. V.; BARBOSA Jr., J. R. Thermal-hydraulic behavior and influence of carryover losses in oscillating-flow regenerators. *International Journal of Thermal Sciences*, v. 113, p. 89 – 99, 2017.
- TREVIZOLI, P. V.; BARBOSA Jr., J. R.; TURA, A.; ROWE, A. Modeling of thermo-magnetic phenomena in active magnetic regenerators. In: *Proceedings of the ASME 2013 Summer Heat Transfer Conference (HT 2013)*. Minneapolis, USA: [s.n.], 2013.
- TREVIZOLI, P. V.; BARBOSA Jr., J. R.; TURA, A.; ARNOLD, D.; ROWE, A. Modeling of thermo-magnetic phenomena in active magnetocaloric regenerators. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, v. 6, p. 031016 (1–10), 2014.

- TREVIZOLI, P. V.; CAPOVILLA, M. S.; PEIXER, G. F.; NAKASHIMA, A. T.; LOZANO, J. A.; BARBOSA Jr., J. R. Influence of void volume and inlet flow maldistribution on the performance of thermal regenerators. In: *Proceedings in Seventh IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*. Turim, Itália: [s.n.], 2016.
- TREVIZOLI, P. V.; CHRISTIAANSE, T. V.; GOVINDAPPA, P.; NIKNIA, I.; TEYBER, R.; BARBOSA Jr., J. R.; ROWE, A. Magnetic heat pumps: An overview of design principles and challenges. *Science and Technology for the Built Environment*, v. 22, p. 507–519, 2016.
- TREVIZOLI, P. V.; LIU, Y.; TURA, A.; ROWE, A.; BARBOSA Jr., J. R. Experimental assessment of the thermal-hydraulic performance of packed-sphere oscillating-flow regenerators using water. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v. 57, p. 324–334, 2014.
- TREVIZOLI, P. V.; LOZANO, J. A.; PEIXER, G. F.; BARBOSA Jr., J. R. Design of nested halfbach cylinder arrays for magnetic refrigeration applications. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, v. 395, p. 109–122, 2015.
- TREVIZOLI, P. V.; NAKASHIMA, A. T.; BARBOSA Jr., J. R. Performance evaluation of an active magnetic regenerator for cooling applications - part ii: mathematical modeling and thermal losses. *International Journal of Refrigeration*, v. 72, p. 206 – 217, 2016.
- TREVIZOLI, P. V.; NAKASHIMA, A. T.; PEIXER, G. F.; BARBOSA Jr., J. R. Performance evaluation of an active magnetic regenerator for cooling applications - part i: Experimental analysis and thermodynamic performance. *International Journal of Refrigeration*, v. 72, p. 192 – 205, 2016.
- TREVIZOLI, P. V.; NAKASHIMA, A. T.; PEIXER, G. F.; BARBOSA Jr., J. R. Performance assessment of different porous matrix geometries for active magnetic regenerators. *Applied Energy*, v. 187, p. 847 – 861, 2017.
- TREVIZOLI, P. V.; OLIVEIRA, P. A.; CANESIN, F. C.; BARBOSA Jr., J. R.; FERREIRA, R. T. S. Assessment of demagnetization phenomena in the performance of an active

magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration*, v. 35, n. 4, p. 1043–1054, 2012.

TREVIZOLI, P. V.; PEIXER, G. F.; BARBOSA Jr., J. R. Thermal-hydraulic evaluation of oscillating-flow regenerators using water: Experimental analysis of packed beds of spheres. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 99, p. 918–930, 2016.

TURA, A.; ROWE, A. Permanent magnet magnetic refrigerator design and experimental characterization. *International Journal of Refrigeration*, v. 34, p. 628–639, 2011.

TUŠEK, J.; KITANOVSKI, A.; TOMC, U.; FAVERO, C.; POREDOS, A. Experimental comparison of multi-layered la-fe-co-si and single-layered gd active magnetic regenerators for use in a room temperature magnetic refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, v. 37, p. 117–126, 2014.

United Nations. *Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change*. 2016. Disponível em: <<http://unfccc.int/resource/docs/convkp/kpeng.pdf>>.

United Nations Environment Programme. *The Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer*. 2016. Disponível em: <<http://ozone.unep.org/en/handbook-montreal-protocol-substances-deplete-ozone-layer/5>>.

WEBB, R.; KIM, N. *Principles of Enhanced Heat Transfer*. [S.l.]: Taylor & Francis, 2005.

YU, B. F.; GAO, Q.; ZHANG, B.; MENG, X. Z.; CHEN, Z. Review on research of room temperature magnetic. *International Journal of Refrigeration*, v. 26, p. 622–636, 2003.

ZHAO, T.; CHENG, P. Oscillatory heat transfer in a pipe subjected to a laminar reciprocating flow. *ASME Journal of Heat Transfer*, v. 118, p. 592–598, 1996.

ZIMM, C.; BOEDER, A.; CHELL, J.; STERNBERG, A.; FUJITA, A.; FUJIEDA, S.; FUKAMICHI, K. Design and performance of a permanent-magnet rotary refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, v. 29, p. 1302–1306, 2006.

ZIMM, C.; RUSSEK, S. Near room temperature magnetic refrigeration: the path to applications. In: EGOLF, P. W. (Ed.). *Proceedings in 3rd International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*. Des Moines, USA: [s.n.], 2009.

APÊNDICE A

ANÁLISE DE INCERTEZA

As incertezas associadas aos valores obtidos pelos transdutores e as grandezas calculadas com esses resultados foram avaliadas com base nas recomendações presentes em INMETRO (2003) e Holman (2006) para a determinação das incertezas expandidas. As variáveis utilizadas nesta dissertação são funções de mais de uma variáveis, portanto, a incerteza combinada foi calculada por:

$$u_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} u_{x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} u_{x_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} u_{x_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.1})$$

O procedimento de cálculo foi o mesmo para todas variáveis, portanto, nesta seção, será apresentada a metodologia para obtenção da incerteza expandida do valor médio da queda de pressão do sistema, $\overline{\Delta P_b}$, como exemplo. Primeiramente, $\overline{\Delta P_b}$ é função do valor instantâneo de $\Delta P_b(t)$ e também da medida de tempo do sistema de aquisição, portanto a Eq. A.1 quando aplicada a este caso resulta em:

$$u_{\Delta P_b} = \left[\left(\frac{\partial \overline{\Delta P_b}}{\partial \Delta P_b(t)} u_{\Delta P_b(t)} \right)^2 + \left(\frac{\partial \overline{\Delta P_b}}{\partial t} u_t \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{sd}}{\sqrt{\zeta}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.2})$$

Os termos do lado direito da equação acima representam, respectivamente, a incerteza da medição do valor instantâneo de $\Delta P_b(t)$, a incerteza da medida do tempo e a influência da aleatoriedade do fenômeno sobre o valor de $\overline{\Delta P_b}$, calculada com base no desvio padrão dos cinco ciclos RMA analisados, ou seja:

$$\sigma_{sd} = \sqrt{\sum_{i=1}^{\zeta} \left(\frac{\overline{\Delta P_{b,i}} - \overline{\Delta P_b}}{\zeta - 1} \right)^2} \quad (\text{A.3})$$

na qual o subscrito i refere-se aos valores médios obtidos em cada um dos ciclos.

A inclusão do terceiro termo na Eq. A.2 é uma recomendação do INMETRO (2003) para combinar incertezas do tipo A e B. A incerteza $u_{\Delta P_b(t)}$ é função da diferença de dois valores de pressão. Portanto, sua incerteza será dada pela soma da incerteza dos dois transdutores de pressão envolvidos (HOLMAN, 2006). O valor de $\overline{\Delta P_b}$ é obtido por uma integração numérica, que por sua vez pode ser resumida por $R = \sum(a_i x_i)$. Para esse tipo de função Holman (2006) sugere calcular sua incerteza por:

$$u_R = \left[\sum \left(\frac{\partial R}{\partial x_1} u_{x_1} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\sum (a_i u_{x_1})^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.4})$$

Combinando as Eqs. A.2 e A.4 obtêm-se:

$$u_{\Delta P_b} = \left[\left(\frac{\overline{\Delta P_b}}{\tau} u_\tau \right)^2 + \left(\frac{\overline{\Delta P_b}}{\delta t} u_{\delta t} \right)^2 + \left(\frac{2}{\tau \delta t} u_\tau u_{\delta t} (\overline{\Delta P_b})^2 \right) + \right. \\ \left. (2\tau \delta t)^2 \sum (a_i u_{\Delta P_b(t)})^2 + \left(\frac{\sigma_{sd}}{\sqrt{\zeta}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.5})$$

na qual os dois primeiros termos à direita da igualdade são as contribuições da incerteza da medição do período do ciclo e do incremento de tempo utilizado nas integração. O quarto termo é a contribuição da incerteza do valor instantâneo de $\Delta P_b(t)$ e o terceiro termo é resultados da correlação existente entre as incertezas de τ e δt , que é o incremento de tempo. Equações semelhantes a anterior foram usadas para calcular a incerteza combinada de todas as variáveis que envolviam integração numérica. Todas as outras variáveis foram avaliadas segundo a equação A.1.

Por fim, de posse dos valores de incerteza combinada, a incerteza expandida foi calculada segundo a equação:

$$U_R = t_s u_R \quad (\text{A.6})$$

na qual o coeficiente t_s é obtido da distribuição de t de Student e baseado no nível de confiança e no número efetivo de graus de liberdade. As incertezas expandidas das medições fornecidos pelos transdutores foram obtidas de catálogos ou através de calibração. Quando retiradas de catálogos, as incertezas foram iguais a $U_R = u_R\sqrt{3}$, pois, por sugestão do INMETRO (2003), admitiu-se uma distribuição retangular com nível de confiança de 68%. Quando obtidas de calibração, as incertezas U_R foram dadas por $U_R = 2u_R$, admitindo-se uma distribuição normal com infinitos graus de liberdade e nível de confiança de 95%.