

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO



Cristiano Cirne Români

**Estudo Sobre a Aplicação de um Sistema de Refrigeração
Magnética em um Ambiente Térmico**

Projeto de Graduação

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de
Engenharia Mecânica da PUC-Rio

Orientador: José Alberto dos Reis Parise
Coorientador: José Eduardo Sanson Portella de Carvalho

Rio de Janeiro Julho de 2018

AGRADECIMENTOS

Muitos agradecimentos são necessários a muitas pessoas diferentes, afinal, ninguém completa nenhum objetivo sozinho, ainda mais uma graduação em Engenharia Mecânica. Mas primeiramente, agradeço a minha família, pai, mãe e irmão, que sempre me apoiaram. Sempre devemos lembrar que nossas famílias são nosso primeiro, principal e eterno porto seguro.

Agradeço ao meu pai Dilson, a quem dedico esse trabalho. Engenheiro Naval, que me criou para aprender, descobrir e sempre buscar pelo conhecimento que não tenho. Me apresentou a livros e enciclopédias quando criança, sempre me ensinando 'como as coisas funcionam por dentro', de onde, sem dúvida, surgiu minha primeira chama de interesse pela Engenharia. Aquele que era e sempre será meu ídolo, que aos meus olhos, era o homem mais inteligente do mundo, que sempre sabia me explicar os mais diversos assuntos.

Agradeço a minha mãe Monique que nunca mediu esforços físicos, mentais e financeiros para apoiar meu irmão e eu, sempre oferecendo ajuda ao ver os filhos com algum problema. Quem sempre me reconfortou e reconforta nos momentos de angústia. Me dá forças nos momentos de crise. E me cobra nos momentos de inércia.

Agradeço a meu irmão Daniel, também formado Engenheiro Mecânico pela PUC-Rio, por toda minha trajetória acadêmica até o presente momento. A quem sempre pude recorrer quando não entendia alguma matéria, do colégio à universidade, permanecendo acordado nas madrugadas apenas para me ajudar. Sempre me apoiou em meus projetos profissionais e pessoais. Me guiou pela graduação em Eng. Mecânica. Me aconselhou inúmeras vezes a cerca dos mais diversos assuntos.

Agradeço ao Professor e Orientador Parise, tanto pelos ensinamentos lecionados em sala de aula, quanto por aqueles passados através desse trabalho. Agradeço a compreensão quando encontrei dificuldades e problemas que ao meu ver eram insolucionáveis. Agradeço pela atenção que me deu, sempre com tempo de me atender, não importando se em sua sala ou ao telefone, até mesmo respondendo

emails de dúvidas na madrugada. E agradeço, acima de tudo, por ter acreditado em mim quando eu mesmo já não acreditava.

Agradeço ao Ivan, Mauro, Dreux, Luiz Fernando, Ricardo, José Paulo e todos os outros professores e funcionários do Dpt. de Eng. Mecânica da PUC Rio, por me prepararem durante mais de cinco anos para o mundo acadêmico e o mercado de trabalho. Com carinho especial ao Almeida, excelente professor que me ensinou a dar valor as extensas e trabalhosas listas de exercício.

Agradeço a todo o corpo de funcionários da PUC-RIO, excelente universidade que me possibilitou ensino e espaço de aprendizado cotidiano de qualidade.

Agradeço ao Zeca, amigo, colega de turma e coorientador desse trabalho, que me acompanhou por mais de quatro anos na graduação. Me apresentou ao tema “refrigeração magnética”, e me permitiu consultá-lo como amigo e coorientador durante todo o desenvolvimento do trabalho.

Agradeço ao Bueno, grande amigo, que me acompanhou durante toda a graduação. Com quem sempre pude contar para estudar para provas, fazer trabalhos em dupla ou grupo, ou apenas para almoçar no bandeirão.

Agradeço ao Alexandre Guarato, orientador de Iniciação Científica pelo IEPUC que me aceitou como aluno, mesmo com minha inexperiência na época. Me permitiu aprender pondo em prática os conhecimentos que adquirira em aula. Além de me dar valiosos conselhos sobre a vida acadêmica e profissional.

Agradeço a todos os amigos que mantenho desde o colégio e aqueles que conheci na universidade, por insistirem que eu deveria me divertir e abstrair desse trabalho mesmo quando os problemas pareceram impossíveis de se resolver. Realmente agradeço por não desistirem.

Agradeço ao Lug, Cury, Diego, Moe, Sid, Valente, Buba, Gustavo, Hans, Resende, Guilherme, Sophia, Clara, Giovanni, Fernanda, Bia, Isa, Ricardo, Rodrigo e todos os demais amigos, para os quais não haveria folhas suficientes, se os citasse todos aqui.

RESUMO

Estudo Sobre a Aplicação de um Sistema de Refrigeração Magnética em um Ambiente Térmico

Refrigeração magnética é uma forma de aplicação das termociências em conjunto com o magnetismo que resulta em uma tecnologia romissora, que permite a fabricação de refrigeradores independentes de gases refrigerantes nocivos ao meio ambiente.

A independência dos refrigerantes é obtida pela substituição da compressão de vapor, processo base da atual tecnologia de refrigeração, pelo efeito magnetocalórico. Este efeito é característica intrínseca de certos materiais ditos magnetocalóricos, que, ao serem submetidos a um campo magnético, crescem sua temperatura, não por indução magnética, mas pelo alinhamento dos spins do material.

Aqui, propõe-se um estudo sobre aplicação da refrigeração magnética em um sistema térmico real, isto é, levando-se em consideração toda a tecnologia de trocadores de calor já existente para aproveitamento do dispositivo magnetocalórico.

Adota-se este estudo completo (refrigerador magnético junto com sistema térmico real), uma vez que a situação mais comum encontrada na literatura consultada são ensaios que mantém o foco unicamente no dispositivo inovador, i.e., regenerador magneticamente ativo, porém desconsideram a modelagem e futuras perdas inerentes a um sistema térmico integrado.

Para tal, desenvolveu-se um modelo de parâmetros concentrados, o qual é resolvido de maneira acoplada, tomando-se todos os elementos do sistema como relevantes e impactantes nos demais.

Palavras chave: Sistema Refrigerador. Refrigeração Magnética. Regenerador Magnético Ativo. Efeito Magnetocalórico. Capacidade Frigorífica. COP. Fan Coil. Pull Down.

ABSTRACT

Study on the Application of a Magnetic Refrigeration System to a Thermal Environment

Magnetic refrigeration is a form of application of thermocycling in conjunction with magnetism resulting in a promising technology that allows the manufacture of refrigerators independent of refrigerant gases' that are harmful to the environment.

The independence from refrigerants is obtained by replacing the vapor compression, the basic process of the current refrigeration technology, by the magnetocaloric effect. Intrinsic characteristics of certain magnetocaloric materials, which, when subjected to a magnetic field, have their temperature increased, not by magnetic induction, but by the alignment of the spins of the material.

In this work, a study is proposed on the application of magnetic refrigeration to a real system, that is, taking into account all the technology of existing heat exchangers to take advantage of the magnetocaloric device.

This complete study is adopted (magnetic refrigerator in conjunction with a real thermal system) since the most common situation found in the literature are tests that focus solely on the innovative device, i.e, the active magnetic refrigerator, but disregard the modeling and future losses inherent to an integrated thermal system

For that, a model with lumped parameters was developed, which is solved with all the equipments coupled, taking all the elements of the system as relevant and impacting on each other.

Keywords: Cooling System. Magnetic Refrigeration. Active Magnetic Refrigerator. Magnetocaloric Effect. Cooling Capacity. COP. Fan Coil. Pull Down.

Conteúdo

1. Introdução.....	1
1.1. Princípio de funcionamento de um refrigerador	1
1.2. Refrigeração por Compressão de Vapor	2
1.3. Refrigeração Magnética.....	4
2. Refrigeradores Magnéticos	6
2.1. Princípio de Funcionamento.....	6
2.1.1. Efeito Magnetocalórico (MCE)	6
2.2 Ciclo Termodinâmico.....	8
2.3 Tipos de Regeneradores Magneticamente Ativos	9
2.4 Materiais magnetocalóricos.....	9
3. Projeto do Sistema Térmico	12
3.1. Regenerador Magneticamente Ativo	12
3.2. Trocadores de Calor	12
3.3. Bomba de Operação	13
3.4. Configuração Espacial e Ciclo de Operação	13
3.4.1. Vazão do fluido de troca	14
3.4.2. Aplicação de Campo Magnético	15
4. Modelo.....	17
4.1 Balanço Energético no Regenerador Ativo	17
4.1.1 Matriz Sólida.....	17
4.1.2 Fluido de Troca de Calor.....	18
4.2 Balanço Energético nos <i>Fan Coils</i>	19
4.3 Definições e Correlações	20
5. Solução Numérica do Modelo	22
5.1 Solução Numérica em Cada Elemento e Processo.....	22
5.1.1 Magnetização e Desmagnetização Adiabáticas	22
5.1.2 Cold e Hot Blow	23
5.2 Condições de Contorno	25
5.3 Condições Iniciais	26
5.3.1 Temperatura Indoor	26

6. Resultados e Discussões	28
6.1 Análise dos <i>Fan Coils</i> - Temperatura do Ar.....	28
6.2 Análise do Regenerador Magneticamente Ativo	32
6.3 Análise do <i>Fan Coil</i> de Rejeito.....	35
6.4 Análise do <i>Fan Coil</i> de Refrigeração.....	37
6.4.1 Psicrometria	39
6.5 AMR vs Sistema Inteiro	40
6.6 Validação do Estudo.....	43
7. Conclusão.....	45
Referências.....	46

Índice de Figuras

Figura 1: Diagrama de uma bomba de calor, funcionando em um ciclo de compressão de vapor.	2
Figura 2: Comparação entre um ciclo de refrigeração por compressão de vapor e um ciclo Rankine de geração de potência.	3
Figura 3: Comparação entre os ciclos de compressão e magnético (Nielsen, 2010).	4
Figura 4: Comportamento aleatório dos spins do material sem a presença do.....	6
Figura 5: Relação entre ΔT_{ad} e Δs_m , em um diagrama T-s (Petersen et al., 2007).	7
Figura 6: Ciclo de um AMR em comparação com o ciclo Brayton (Cadena et al., 2015).	8
Figura 7: Matriz porosa de esferas (Aprea et al., 2010).	9
Figura 8: Metal Gadolínio a temperatura ambiente.	10
Figura 9: Diferentes tipos de liga com as variações de entropia magnética e as temperaturas equivalentes, sugerindo potencial aplicabilidade destes materiais (Franco et al., 2012).	11
Figura 10: AMR experimental construído em Riso National laboratory (Petersen, 2007)	13
Figura 11: Sistema integrado com AMR, dois Fan Coils e deslocador volumétrico (Aprea et al., 2010).....	14
Figura 12: Implementação da vazão de fluido e do campo magnético em cada um dos processos, durante um ciclo (Petersen et al., 2007).	15
Figura 13: Termos do balanço de energia da matriz (Engelbrecht et al., 2004).	17
Figura 14: Termos do balanço de energia do fluido (Engelbrecht et al., 2004).	18
Figura 15: Balanço energético nos Fan Coils	19
Figura 16: Sentidos opostos do fluxo de fluido durante o Cold e Hot Blow respectivamente (Aprea et al., 2010).	25
Figura 17: Temperatura de despejo do ar dos Fan Coils ($T_{Indoor} = T_{Outdoor}$)	29
Figura 18: Temperatura de despejo do ar dos Fan Coils ($T_{Indoor} < T_{Outdoor}$).....	30
Figura 19: Temperatura de despejo do ar dos Fan Coils (Pull Down).....	31
Figura 20: Temperatura do AMR - Matriz sólida.....	33
Figura 21: Temperatura do AMR – Entradas de fluido de troca.	33
Figura 22: Temperatura do AMR – Matriz e entradas de fluido.	34
Figura 23: Fan Coil de rejeito – Temperaturas	35
Figura 24: Fan Coil de rejeito – Temperatura da parede metálica.....	36
Figura 25: Fan Coil de rejeito – Taxas de transferências de calor.....	37
Figura 26: Fan Coil de refrigeração – Temperaturas dos elementos	38
Figura 27: Fan Coil de refrigeração – Temperatura da parede metálica.....	39
Figura 28: Fan Coil de rejeito – Taxas de transferências de calor.....	39
Figura 29: Carta psicrométrica	40
Figura 30: Cálculo do COP durante um ciclo.....	42
Figura 31: Capacidade Frigorífica vs Potência de Rejeito.....	42
Figura 32: Quadro de condições paramétricas (Schmidt e Willmot, 1981)	43

Índice de Tabelas

Tabela 1: Acoplamento do sistema durante <i>Cold Blow</i>	25
Tabela 2: Acoplamento do sistema durante <i>Hot Blow</i>	26

1. Introdução

Aparelhos e unidades de refrigeração são largamente empregados para os mais diversos fins, a saber: climatização para conforto térmico em residências e escritórios, conservação de alimentos e produtos perecíveis, processos industriais que necessitam de temperatura ambiente controlada, entre outros. Por esta razão, refrigeração é um assunto que está intimamente relacionado às principais questões discutidas no âmbito energético, como eficiência e sustentabilidade. Dados recentes mostram que, somente nos Estados Unidos, a demanda anual de energia elétrica para refrigeração doméstica é de 186 bilhões de kWh (Franco et al, 2017). Segundo estimativa do Institut International Du Froid, o setor de refrigeração consome cerca de 17% do total da energia elétrica utilizada mundialmente.

Devido à importância da refrigeração para a questão energética mundial, as tecnologias utilizadas precisam estar em constante desenvolvimento. Dados de 2015 mostram que mais de 60% da energia consumida é descartada na forma de rejeito térmico, e com isso menos de 40% é efetivamente aproveitada como energia útil (Franco et al, 2017). Isto mostra que avanços tecnológicos na área de refrigeração podem significar considerável economia de energia, uma vez que a compressão de vapor, que é a tecnologia tradicional, já está bastante desenvolvida e madura. É neste contexto que a refrigeração magnética pode se mostrar promissora, pois apresenta características que superam as principais limitações da refrigeração por compressão de vapor.

1.1. Princípio de funcionamento de um refrigerador

Um sistema de refrigeração é capaz de resfriar um corpo ou um espaço em relação a determinado ambiente, isto é, de diminuir a temperatura deste corpo ou espaço em relação ao meio. Isto só é possível mediante um conjunto de processos que equivalem a um "bombeamento" de energia térmica, ou seja, que faça com que a transferência de calor ocorra em sentido contrário ao sentido natural termodinâmico.

O funcionamento básico dos refrigeradores por compressão de vapor (e dos aquecedores), ou "bombas de calor", é o seguinte: um equipamento fornece energia na forma de trabalho a um fluido na fase gasosa, aumentando sua pressão; este fluido percorre um circuito que, por meio de outros equipamentos de processo, consegue retirar calor de um ambiente de menor temperatura e rejeitar este calor em um ambiente mais quente (Fig 1). Este sistema opera em ciclos termodinâmicos e consegue fazer com que este calor percorra um sentido contrário ao sentido que seria percorrido naturalmente, que seria da fonte quente para a fonte fria. Desta forma, podemos dizer que a "bomba de calor" funciona, então, de forma semelhante a um equipamento de bombeamento, mas em vez de consumir energia para movimentar uma massa de fluido no sentido contrário ao que ocorreria naturalmente, consome energia para transferir calor no sentido contrário ao sentido natural termodinâmico.

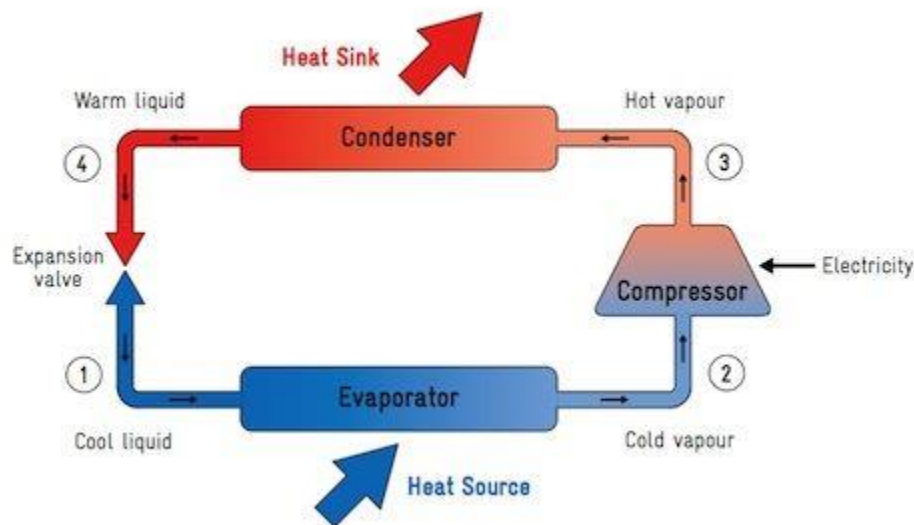


Figura 1: Diagrama de uma bomba de calor, funcionando em um ciclo de compressão de vapor.

1.2. Refrigeração por Compressão de Vapor

Atualmente, a maioria dos refrigeradores operam por compressão de vapor. O ciclo que descreve a refrigeração por compressão é basicamente o funcionamento inverso de um ciclo Rankine. Neste ciclo de potência, o fluido de trabalho é pressurizado por uma bomba e recebe calor em uma caldeira, vaporizando para, em

seguida, expandir em uma turbina gerando trabalho. No refrigerador por compressão de vapor, o fluido de trabalho é comprimido no compressor e, agora, com maior entalpia, rejeita calor para um ambiente (fonte quente) e, em seguida, expande-se em uma válvula de estrangulamento. Neste estágio, o fluido está em fase líquido-vapor saturados, a uma temperatura menor do que o corpo ou o ambiente que se deseja manter em baixa temperatura - a chamada fonte fria (Fig.2).

Diversos fluidos de trabalho podem ser utilizados nos ciclos de refrigeração por compressão de vapor, e o uso de cada um deles dependerá diretamente da temperatura de refrigeração desejada e do tipo de equipamento que será utilizado. Outros fatores de seleção de fluido refrigerante, não menos importantes, são: estabilidade química, tendência a provocar corrosão, agressividade ao ambiente local e à atmosfera, e custo.

A eficiência de um refrigerador de compressão de vapor é de até 60% do limite teórico de um refrigerador de Carnot, porém é mais comum encontrarmos refrigeradores abaixo de 55% do limite de Carnot (ASHRAE, 1996).

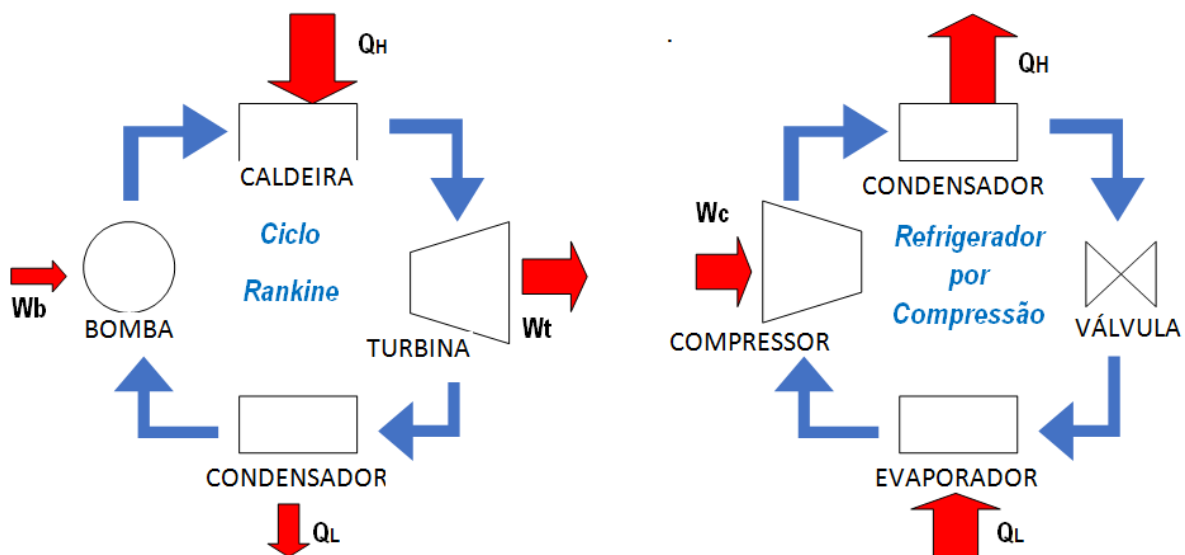


Figura 2: Comparação entre um ciclo de refrigeração por compressão de vapor e um ciclo Rankine de geração de potência.

1.3. Refrigeração Magnética

A refrigeração magnética é uma tecnologia alternativa ao método de refrigeração por compressão de vapor. Neste tipo de refrigeração, os processos de compressão e de descompressão de vapor são substituídos pela magnetização e desmagnetização de um material especial, classificado como *magnetocalórico*, por sua propriedade de variar sua temperatura quando exposto a algum campo magnético, como será explicado mais adiante. O objetivo de um ciclo de refrigeração magnética é o mesmo que o de um ciclo de refrigeração convencional, ou seja, o de absorver calor de uma fonte fria e rejeitar calor para uma fonte quente. A equivalência entre os ciclos é mostrada na Figura 3 a seguir:

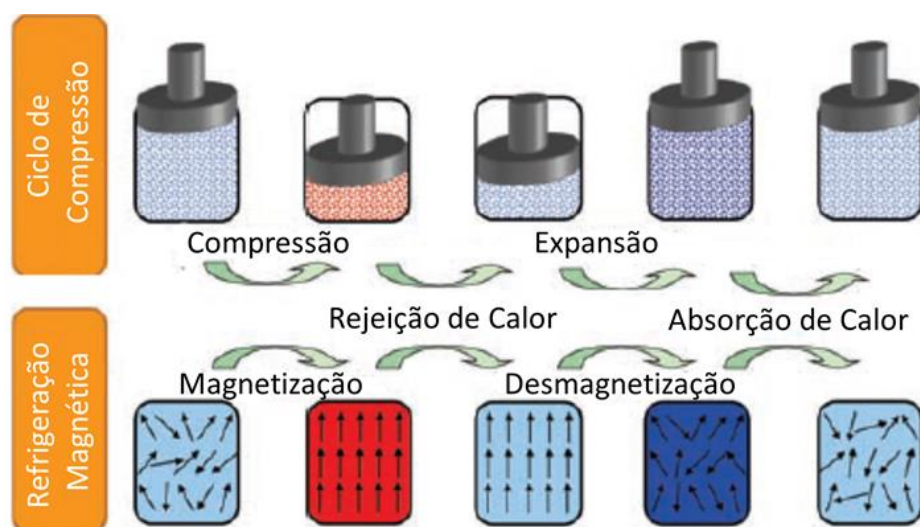


Figura 3: Comparação entre os ciclos de compressão e magnético (Nielsen, 2010).

Uma das principais características da refrigeração magnética é a sua independência de qualquer fluido refrigerante, uma vez que este é substituído por um sólido magnetocalórico. Desta forma, esta tecnologia não fica limitada pelas propriedades físico-químicas dos fluidos refrigerantes. Isto reforça seu potencial de aplicação, devido à crescente demanda por tecnologias menos agressivas ao ambiente e com faixas de aplicação cada vez mais específicas.

A aplicabilidade da refrigeração magnética fica sujeita à temperatura desejada e à diferença de temperatura de cada caso. Isto será tratado mais adiante, ao se analisar

a variação de temperatura que o material magnetocalórico apresenta em relação à intensidade do campo magnético ao qual é exposto.

Quanto à eficiência, já foram demonstrados níveis de coeficiente de performance COP de 3 a 10, o que representa até 75% do limite teórico do ciclo de refrigeração de Carnot. Estes resultados mostram que a eficiência da tecnologia pode, até, superar (em princípio) a da refrigeração por compressão, o que aumenta sua viabilidade em uso doméstico. (Peterson, 2007).

2. Refrigeradores Magnéticos

2.1. Princípio de Funcionamento

2.1.1. Efeito Magnetocalórico (MCE)

Os aparelhos refrigeradores tradicionais baseiam-se na propriedade de compressão dos gases, enquanto um refrigerador magnético baseia-se no efeito magnetocalórico de certos materiais. É caracterizado pela aumento da temperatura de um material quando exposto a um campo magnético, e a subsequente queda da temperatura quando o material é retirado do campo.

Esse efeito é intrínseco a todos os materiais magnéticos porém, em alguns, conhecidos como materiais magnetocalóricos, o processo é mais perceptível, com uma maior variação de temperatura. O MCE (Magnetocaloric Effect) é resultado do alinhamento dos “spins” do material de acordo com as linhas do campo magnético (Fig.4). Esse alinhamento provoca o aumento de temperatura, pois a energia magnética interna de um material e sua energia térmica estão intimamente conectadas. E a retirada do campo magnético faz com que os spins retornem à desorientação natural, o que provoca uma queda na temperatura do material.

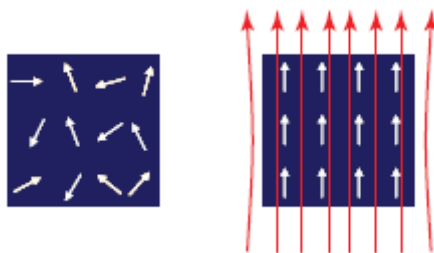


Figura 4: Comportamento aleatório dos spins do material sem a presença do campo magnético comparado ao alinhamento dos spins na presença de um campo magnético (Petersen et al., 2007).

Esse processo de alinhamento ocorre muito rapidamente, ao longo da ordem de milissegundos. Por tal motivo, pode ser considerado instantâneo e adiabático. E, uma vez que sabemos que também é reversível, pode-se concluir que é um processo isentrópico. Abaixo, a aplicação da Segunda Lei da termodinâmica para processos adiabáticos (1) e reversíveis (2) e à seguinte conclusão:

$$\delta Q = 0 \quad (1)$$

$$\delta Q = TdS \quad (2)$$

Das equações (1) e (2), temos que:

$$TdS = 0$$

$$dS = 0$$

A relação da mudança de campo magnético com a de temperatura (Fig.5) se dá porque o alinhamento provoca uma queda na entropia magnética, justamente por gerar uma diminuição na “desordem” magnética interna. Como a entropia total deve permanecer constante, a entropia da estrutura cristalina aumenta (*lattice entropy*), e um aumento na “desordem” térmica de um material significa aumento na vibração de sua estrutura cristalina, também interpretado como calor, gerando assim um acréscimo na temperatura do sistema. Assim, ao ser retirado da exposição ao campo magnético, o regime inverso ocorre: desmagnetização, aumento da entropia magnética, diminuição da entropia estrutural (*lattice entropy*) e diminuição da temperatura (Petersen et al., 2007).

$$S_{tot} = S_{mag}(H, T) + S_{lat}(T) + S_{ele}(T) \quad (3)$$

A entropia total de um sistema pode ser escrita da forma acima, pelo somatório de sua entropia magnética, relacionada aos graus de liberdade do sistema de spins, pela *lattice entropy*, relacionada às vibrações da microestrutura do material, e pela entropia eletrônica, relacionada aos elétrons livres do sistema. A primeira é função do campo magnético ao qual o sistema está exposto e à temperatura do sistema, enquanto que as outras duas apenas dependem da temperatura.

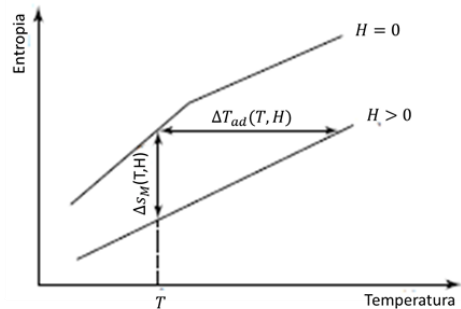


Figura 5: Relação entre ΔT_{ad} e ΔS_m , em um diagrama T-s (Petersen et al., 2007).

2.2 Ciclo Termodinâmico

O ciclo termodinâmico de um regenerador magneticamente ativo (active magnetic regenerator - AMR) apresenta quatro processos:

- 1) Magnetização adiabática: aplicação de campo magnético com vazão de fluido zero e matriz do material magnetocalórico aumentando de temperatura.
- 2) Cold Blow: passagem do fluido de troca pelo regenerador (AMR) no sentido da fonte fria para a fonte quente. Tem esse nome pois é o processo em que resfria-se o regenerador quente.
- 3) Desmagnetização adiabática: retirada do campo magnético com vazão de fluido zero e matriz do material magnetocalórico diminuindo de temperatura.
- 4) Hot Blow: passagem do fluido de troca pelo regenerador (AMR) no sentido da fonte quente para a fonte fria. Tem esse nome pois é o processo em que o regenerador, resfriado pela desmagnetização, é aquecido pelo fluido passando.

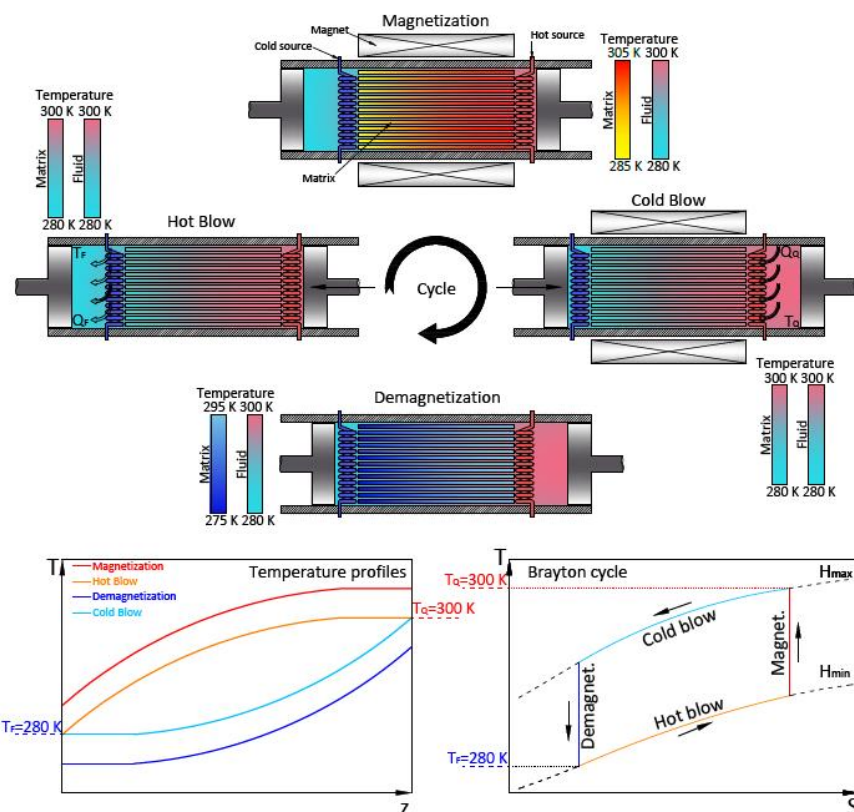


Figura 6: Ciclo de um AMR em comparação com o ciclo Brayton (Cadena et al., 2015).

2.3 Tipos de Regeneradores Magneticamente Ativos

Podem-se dividir em duas categorias básicas: quanto ao design e quanto à configuração do material magnetocalórico. Sobre o design, existem dois tipos principais, o regenerador reciprocante, em que o fluido de troca “vai e vem” dentro do AMR, isto é, o mesmo fluido inverte sua vazão durante o ciclo. E o regenerador rotativo, que possui uma configuração com mais uma matriz preenchida com material magnetocalórico, e um dispositivo rotativo que faz o campo magnético variar no tempo, e permite que o fluido se desloque apenas em uma direção.

Sobre a configuração do material magnetocalórico, encontra-se, na literatura, experimentos e modelos matemáticos que utilizam dois tipos de configurações: placas paralelas do material sólido, com o fluido de troca de calor escoando entre as placas; e uma matriz porosa preenchida com esferas do material, com o fluido escoando por entre as esferas (Fig 7).

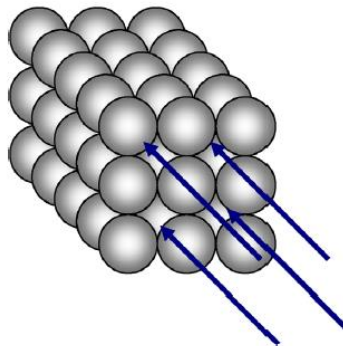


Figura 7: Matriz porosa de esferas (Aprea et al., 2010).

2.4 Materiais magnetocalóricos

Apesar de todos os materiais magnéticos apresentarem algum grau de Efeito Magnetocalórico (MCE), materiais potencialmente utilizáveis em refrigeração magnética são aqueles cujas temperaturas são suficientemente sensíveis à variação de campo magnético, ou seja, devem apresentar a maior variação possível de temperatura quando submetidos aos processos de alinhamento e de desalinhamento de seus *spins*. Desta forma, as propriedades intrínsecas de um material classificado magnetocalórico

são: alto incremento de temperatura adiabática (ΔT_{ad}) e alto decréscimo de entropia magnética específica, quando exposto a campo magnético (Δs_M), (Gómez et al., 2013).

Outras características importantes são: baixo calor específico e alta condutividade térmica, para "otimizar" a transferência de calor entre o sólido magnetocalórico e o fluido; baixa toxicidade; alta resistência elétrica; alta resistência à corrosão, pois contato direto com o fluido em movimento favoreceria a perda de material; e, por fim, custo que não torne inviável sua aplicação (Gómez et al., 2013).

O metal lantanídeo gadolínio (Gd), elemento químico de número 64, é aquele que apresenta a maior MCE à temperatura ambiente (Fig 8). Tem Ponto de Curie em 20°C, o que maximiza a queda da entropia magnética específica quando o material é submetido ao alinhamento dos *spins*. Isto faz com que este metal seja um dos melhores materiais magnetocalóricos. Ligas de gadolínio com outros metais lantanídeos, da forma Gd-R sendo "R" o outro metal lantanídeo, foram também pesquisados. Os resultados mostraram variações no Ponto de Curie destas ligas, mas sem contribuição significativa no efeito magnetocalórico (MCE) das ligas (Gómez et al., 2013).



Figura 8: Metal Gadolínio a temperatura ambiente.

Algumas ligas que combinam lantânio, ferro, silício, cobalto, germânio, arsênico e ródio apresentam propriedades que mostram promissores MCE. A Figura 9 apresenta diferentes materiais com suas respectivas variações de entropia magnética específica em diferentes temperaturas:

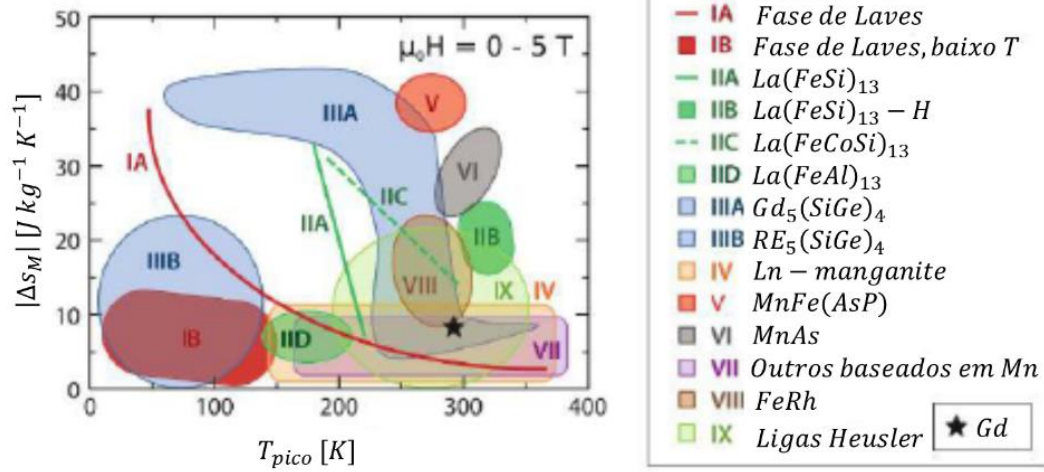


Figura 9: Diferentes tipos de liga com as variações de entropia magnética e as temperaturas equivalentes, sugerindo potencial aplicabilidade destes materiais (Franco et al., 2012).

3. Projeto do Sistema Térmico

O estudo aqui descrito fundamenta-se no projeto de um sistema de refrigeração magnético levando-se em conta todos os elementos térmicos necessários, a saber: o regenerador magneticamente ativo, os trocadores de calor (*fan coils*), a bomba hidráulica (para circular o fluido de transferência de calor) e o ciclo empregado.

3.1. Regenerador Magneticamente Ativo

Principal componente do sistema, o AMR é responsável pelo incremento de temperatura necessário, graças ao trabalho magnético aplicado, pois, como o próprio nome indica, ele trabalha ativamente como uma fonte de calor para o fluido que o atravessa. Foi escolhido o tipo reciprocante para o estudo, visto que um modelo rotativo exigiria uma modelagem mais detalhada (Cadena et al. 2015).

Também foi considerada uma configuração de matriz porosa preenchida com micro esferas de Gadolínio, em oposição a uma matriz em camadas. A geometria do regenerador é caracterizada pelo diâmetro hidráulico (d_h), porosidade (ε) e área específica (A_{esp}). O tamanho do regenerador é especificado de acordo com seu comprimento (L) e área de seção transversal (A_c).

3.2. Trocadores de Calor

Os trocadores de calor foram escolhidos do tipo *Fan Coil*, uma escolha usual tendo em conta um sistema de refrigeração do tipo “ar-condicionado”. Podem ser vistos como trocadores de escoamento cruzado do tipo água-ar, passando água (primeiro fluido de troca térmica) em uma direção e ar (segundo fluido de troca térmica) na outra direção.

Dois *Fan Coils* são considerados, um de rejeito, que opera junto ao ambiente *outdoor* (externo) e outro de refrigeração, operando junto ao ambiente *indoor* (interno). Importante deixar claro que na modelagem desse tipo de equipamento é necessário levar em consideração a tubulação metálica por onde circula a água, visto que atua como uma parede que armazena calor entre os dois fluidos de troca.

3.3. Bomba de Operação

O dispositivo escolhido para bombear o fluido foi um deslocador volumétrico de pistão, como já empregado em diversos modelos da literatura, inclusive em aparato experimental por Petersen, 2007 (Fig 10). Por meio do uso de dois pistões trabalhando de forma acoplada, consegue-se deslocar o fluido em dois sentidos opostos, dependendo do *blow*, de maneira a inverter a vazão de operação. Assume-se também que não há troca de calor dentro do deslocador, isto é, este atua como um reservatório adiabático entre os *blows*.

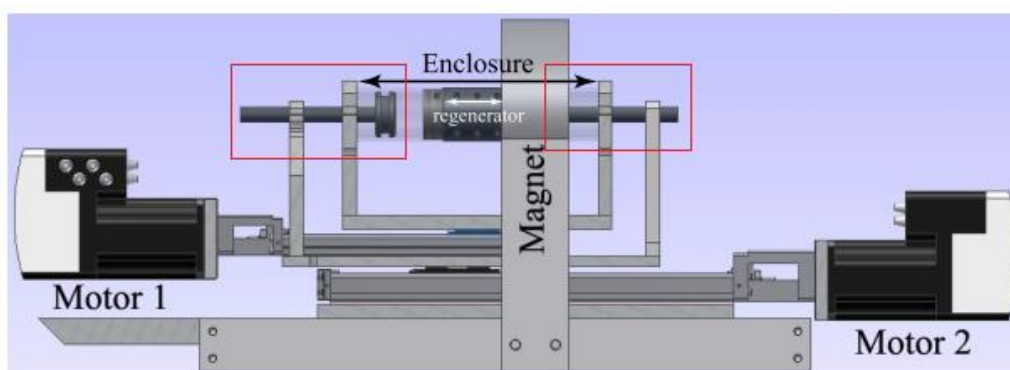


Figura 10: AMR experimental construído em Riso National laboratory (Petersen, 2007)

3.4. Configuração Espacial e Ciclo de Operação

Na figura 11 abaixo, expoe-se a configuração espacial dos equipamentos empregados no sistema estudado, evidenciando a posição do AMR entre os trocadores de rejeito e de refrigeração. Um ciclo de operação do sistema é composto pelo deslocamento do fluido de troca no sentido horário, “*Cold Blow*”, seguido do deslocamento anti-horário do fluido, “*Hot Blow*”, ou seja, um ciclo com permuta do sentido da vazão do fluido.

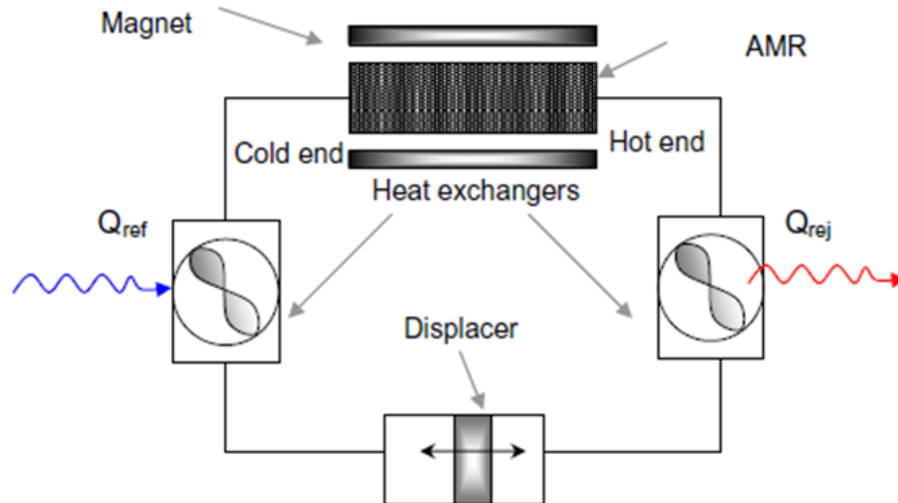


Figura 11: Sistema integrado com AMR, dois Fan Coils e deslocador volumétrico
(Aprea et al., 2010)

Entende-se que durante o *Cold Blow*, o AMR recebe fluido aquecido pelo trocador de refrigeração, e despeja fluido mais aquecido (devido à magnetização) no trocador de rejeito. Por outro lado, no *Hot Blow*, o AMR recebe fluido resfriado pelo trocador de rejeito, e despeja fluido ainda mais resfriado (devido à desmagnetização) no trocador de refrigeração.

3.4.1. Vazão do fluido de troca

A vazão do fluido de troca varia no tempo de forma discreta (Fig 12), sendo aplicada com um valor constante durante cada *Blow*, porém sendo valores inversos dependendo de cada *Blow*, como já mencionado. Essa alternância é característica do regenerador do tipo recíprocante utilizado.

A aplicação de um fluxo periódico no AMR é presente em todos os modelos numéricos da literatura, devendo-se atentar para o uso correto das suposições feitas a cerca do escoamento (Nielsen et al., 2011). Aqui, além de discreto no tempo, o escoamento é considerado laminar, incompressível e desenvolvido.

Durante os processos de magnetização e desmagnetização, o fluxo de fluido no sistema cessa, o que pode ser entendido como o instante de parada do escoamento para a seguinte permuta de sentido do mesmo. Porém, é importante lembrar que esses

processos podem ser considerados instantâneos, logo, seu tempo de duração é desprezível se comparado ao tempo de duração de cada *blow* em um ciclo. Portanto, na figura 12 abaixo, pode-se considerar o tempo de um ciclo como a soma de cada *blow*.

$$\tau_1 = \tau_3 \approx 0 \quad (4)$$

$$\tau_2 = \tau_4 = \tau \quad (5)$$

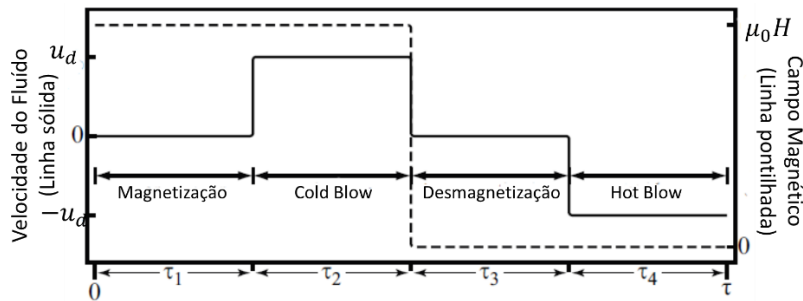


Figura 12: Implementação da vazão de fluido e do campo magnético em cada um dos processos, durante um ciclo (Petersen et al., 2007).

3.4.2. Aplicação de Campo Magnético

O campo magnético também é aplicado de forma discreta no ensaio em questão, que é a forma mais simples e direta de utilizar o efeito magnetocalórico no incremento da temperatura adiabática, ΔT_{ad} , da matriz sólida (Nielsen et al., 2011). O campo é igual a um valor positivo durante a magnetização, mantido constante até o final do *Cold Blow*, alternando para zero na desmagnetização, sendo mantido constante até o final do *Hot Blow* (Fig. 12).

Outra forma de aplicar o campo, seria uma variação contínua no tempo, o que exigiria um modelo aplicando a *Mean Field Theory* (Morrish, 1965), da qual resultariam as variações das entropias magnética, eletrônica e “*lattice*”, das quais teria-se o valor de acréscimo da temperatura (Aprea et al. 2010).

Importante frisar que aplicar o campo de forma discreta, apesar de uma simplificação, é um método eficaz muito utilizado na literatura, o qual se utiliza de tabelas de dados experimentais para extrair ΔT_{ad} . Inclusive, Nielsen et al. (2010)

mostram em seus estudos que a implementação do MCE de ambas as formas apresenta resultados bastantes similares.

A aplicação de modelos que prevêem uma variação contínua tanto na vazão de fluido quanto no campo magnético é essencial para ensaios que trabalham em conjunto com experimentos de bancadas, para que haja uma comparação mais realista dos dados. O que não vem a ser o caso do estudo aqui presente.

Esse, como a maioria dos modelos, negligencia a dependência espacial do campo magnético, assumindo-se que a matriz está sujeita ao mesmo campo magnético em qualquer ponto.

4. Modelo

Geralmente, encontram-se na literatura sobre refrigeração magnética análises e projetos sobre o regenerador, apenas. Ele é o componente mais importante do ciclo, e responsável pelo lado inovador dessa tecnologia. Porém, o modelo aqui adotado para implementação do sistema de refrigeração prevê o comportamento integrado de todo o sistema, tanto do AMR quanto dos trocadores de calor que se comunicam com os ambientes “quente” e “frio”.

4.1 Balanço Energético no Regenerador Ativo

O modelo empregado no regenerador utiliza uma análise de parâmetros concentrados, o que permite um ensaio no tempo do comportamento de todos os elementos do sistema de forma acoplada.

4.1.1 Matriz Sólida

O balanço energético da matriz sólida é explicitado abaixo (Fig. 13).

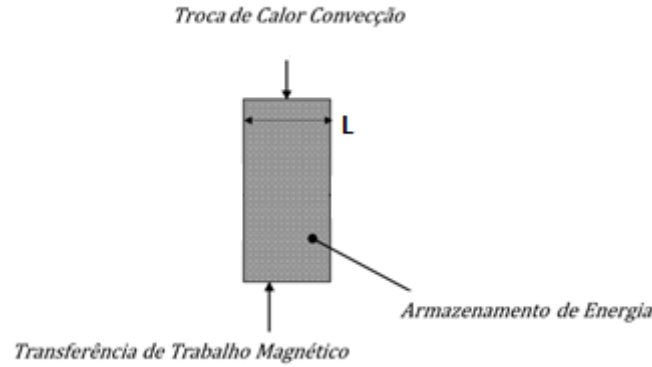


Figura 13: Termos do balanço de energia da matriz (Engelbrecht et al., 2004).

$$\left(\text{Taxa de Energia} \right)_{\text{Acumulada}} = \left(\text{Taxa de Troca de Calor por Convecção} \right) + \left(\text{Taxa de Trabalho Magnético} \right) \quad (6)$$

$$\frac{dU_s}{dt} = \dot{Q}_{conv} + \dot{W}_{mag} \quad (7)$$

onde,

$$\frac{dU_s}{dt} = m_s C_s \frac{dT_s}{dt} \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{SF} = \dot{m}_f C_f E_{fet_{sf}} (T_s - T_{FEnt}) \quad (9)$$

$$\dot{W}_{mag} = m_s B \frac{\partial M}{\partial t} \quad (10)$$

A condução térmica interna na matriz não é considerada, uma vez que trabalha-se com um regime de parâmetros concentrados.

4.1.2 Fluido de Troca de Calor

O balanço energético da matriz sólida é explicitado abaixo (Fig. 14).

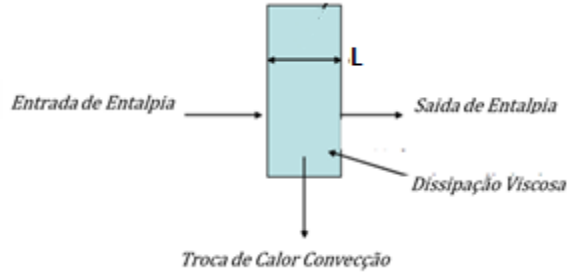


Figura 14: Termos do balanço de energia do fluido (Engelbrecht et al., 2004).

$$\left(\begin{matrix} \text{Fluxo de} \\ \text{Entalpia} \end{matrix} \right) = \left(\begin{matrix} \text{Termo de} \\ \text{Convecção} \end{matrix} \right) + \left(\begin{matrix} \text{Dissipação} \\ \text{Viscosa} \end{matrix} \right) \quad (11)$$

Onde

$$d\dot{H} = \dot{m}_f C_f T_{FEnt} - \dot{m}_f C_f T_{FSai} \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{SF} = \dot{m}_f C_f E_{fet_{sf}} (T_s - T_{FEnt}) \quad (13)$$

$$\phi = \left| \frac{\partial p}{\partial x} \frac{\dot{m}}{\rho_f} \right| L \quad (14)$$

Expandindo-se os termos:

$$\dot{m}_f C_f T_{FEnt} + \dot{m}_f C_f E_{fet_{sf}} (T_s - T_{FEnt}) = \dot{m}_f C_f T_{FSai} - \left| \frac{f_f \dot{m}_f^3}{2 \rho_f^2 A_c^2 d_h} \right| \quad (15)$$

4.2 Balanço Energético nos *Fan Coils*

Para os trocadores de calor, o balanço energético pode ser analisado considerando-se uma parede sólida separando o fluxo de fluido de troca de calor (água) e o fluxo de ar, como um trocador de escoamento cruzado. O modelo é o mesmo para ambos os trocadores, a diferença ocorre em dois pontos básicos:

- Sentido do fluxo de calor, que no trocador de rejeito, ocorre do fluxo de água para o o fluxo de ar, enquanto que no trocador de refrigeração ocorre do fluxo de ar para o fluxo de água.
- Temperatura do ar de entrada, em que para o trocador de rejeito, considera-se a temperatura do ambiente *outdoor* e para o trocador de refrigeração, considera-se a temperatura do ambiente *indoor*.

Balanço energético na parede metálica:

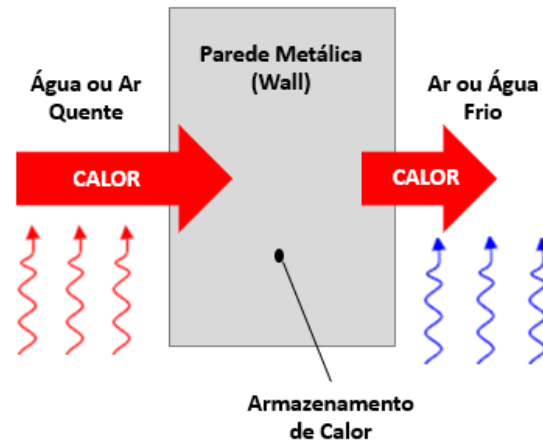


Figura 15: Balanço energético nos Fan Coils

$$\left(\begin{matrix} \text{Taxa de Energia} \\ \text{Acumulada} \end{matrix} \right) = \left(\begin{matrix} \text{Taxa de Calor} \\ \text{de Entrada} \end{matrix} \right) - \left(\begin{matrix} \text{Taxa de Calor} \\ \text{de Saída} \end{matrix} \right) \quad (16)$$

$$\frac{dU_w}{dt} = \dot{Q}_{ent} - \dot{Q}_{sai} \quad (17)$$

$$m_w c_w \frac{dT_w}{dt} = \dot{Q}_{FW} - \dot{Q}_{WA} \quad (18)$$

Balço energético no fluido de troca de calor (água) e no ar, respectivamente:

$$\dot{Q}_{FW} = \dot{m}_f C_f (T_{\text{ÁguaEnt}} - T_{\text{ÁguaSai}}) \quad (19)$$

$$\dot{Q}_{WA} = \dot{m}_{ar} C_{ar} (T_{ArEnt} - T_{ArSai}) \quad (20)$$

4.3 Definições e Correlações

Número de unidades de transferência (NTU):

$$NTU = \frac{\bar{h}A}{\dot{m}_f c_f} \quad (21)$$

Número de Biot:

$$Bi = \frac{hD_p}{2k_s} \quad (22)$$

Queda de pressão:

$$\frac{\Delta p}{L} = 150 \frac{(1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \frac{\mu_f u_D}{D_p^2} + 1,75 \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon^3} \frac{\rho_f u_D^2}{D_p} \quad (23)$$

$$\dot{W}_{visc} = \frac{\dot{m}}{\rho_f} \Delta p \quad (24)$$

$$\dot{W}_{Bomba} = \frac{\dot{W}_{visc}}{\eta_{Bomba}} \quad (25)$$

O coeficiente de convecção térmica entre sólido e fluido, é definido por:

$$h = \frac{Nu k_f}{D_h} \quad (26)$$

O número de Nusselt para uma matriz preenchida com esferas, segundo Wakao & Kaguei (1982):

$$Nu = 2 + 1,1 Re^{0,6} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (27)$$

O número de Reynolds é baseado no diâmetro da esfera:

$$Re = \frac{u_D D_p \rho_f}{\mu_f \varepsilon} \quad (28)$$

Número de Prandtl:

$$Pr = \frac{c_f \mu_f}{k_f} \quad (29)$$

O diâmetro hidráulico para uma matriz preenchida com esferas é dada por:

$$D_h = 4 \frac{A_c}{P_w} = \frac{2}{3} \frac{\varepsilon D_p}{(1 - \varepsilon)} \quad (30)$$

O coeficiente de fricção pode ser rearranjado em termos do número de Reynolds, como sugerido por Kaviany (1965):

$$f_f = \frac{360(1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon^3 Re} + 3,6 \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon^3} \quad (31)$$

A efetividade térmica para todo trocador de calor é dada por:

$$Effe = 1 - e^{-NTU} \quad (32)$$

O número de Nusselt para os *Fan Coils* é dado por

$$Nu = 0.023 Re^{\frac{4}{5}} Pr^{0.4} \quad (33)$$

Assim como Reynolds para os *Fan Coils* vem de:

$$Re = \frac{\dot{m}_f D_{int}}{A_{int} \mu_f} \quad (34)$$

5. Solução Numérica do Modelo

Para resolução das equações encontradas na seção anterior, foram empregados diferentes métodos matemáticos numéricos e configurações de sistema, dependendo de qual dos quatro processos estaria ocorrendo. Todo o ensaio numérico foi realizado utilizando-se a ferramenta computacional *MatLab* (2017b).

Importante relatar que se trata de um sistema em regime transiente, em que se espera encontrar a variação das temperaturas dos diferentes elementos no tempo até que seja atingido um regime periódico. Apesar de o sistema prever um comportamento transiente, o modelo foi resolvido assumindo-se que a cada instante de tempo infinitesimal, o sistema comporta-se como em regime permanente. A seguir, explicita-se os métodos de resolução para cada equipamento, durante cada processo.

5.1 Solução Numérica em Cada Elemento e Processo

5.1.1 Magnetização e Desmagnetização Adiabáticas

5.1.1.1 Matriz Sólida

Durante a magnetização e desmagnetização, apenas a matriz sólida é afetada, ocorrendo o incremento da temperatura do sólido devido ao MCE. Esse acréscimo é realizado de forma discreta, sendo captado de tabelas de dados experimentais, como já mencionado.

$$T_{mag} = T_i + \Delta T_{ad,mag}(T_i, H_i, H_e) \quad (35)$$

$$T_{desmag} = T_i + \Delta T_{ad,desmag}(T_i, H_i, H_e) \quad (36)$$

5.1.1.2 Outros Elementos

Os outros elementos do sistema não sofrem nenhum processo de troca de calor nesses dois momentos, uma vez que os processos de magnetização e desmagnetização são infinitesimais e considerados instantâneos.

5.1.2 Cold e Hot Blow

5.1.2.1 Matriz Sólida

Nesse momento, a matriz está com uma temperatura elevada em relação ao fluido, devido ao MCE e sujeita a um campo magnético constante no tempo, assim como a troca de calor por convecção com o fluido atravessando-a, logo:

$$m_s C_s \frac{dT_s}{dt} = \dot{m}_f C_f E f e t_{sf} (T_s - T_{FEnt}) + m_s B \frac{\partial M}{\partial t} \quad (37)$$

Como o campo magnético se mantém constante no tempo, podemos desconsiderar o efeito do trabalho magnético aplicado sobre.

$$\frac{\partial M}{\partial t} = 0 \quad (38)$$

$$\dot{W}_{mag} = 0 \quad (39)$$

Levando-nos a equação com os termos de acumulação de calor e troca convectiva abaixo.

$$m_s C_s \frac{dT_s}{dt} = \dot{m}_f C_f E f e t_{sf} (T_s - T_{FEnt}) \quad (40)$$

Utilizando-se da substituição de variáveis a seguir (temperatura adimensional e tempo adimensional) apresentada por Schmidt e Willmot, 1981, onde T_0 é a temperatura inicial do sólido após a magnetização ou desmagnetização.

$$T_{adm} = \frac{T_s - T_0}{T_{FEnt} - T_0} \quad (41)$$

$$n = \frac{\dot{m}_f C_f E f e t_{sf}}{m_s C_s} \tau \quad (42)$$

A equação se reduz a uma forma mais simples para integração direta, não necessitando de um método numérico de resolução, de onde ao final obtemos a temperatura da matriz sólida.

$$\frac{dT_{adm}}{dt} = 1 - T_{adm} \quad (43)$$

$$T_{adm} = 1 - e^{-n} \quad (44)$$

$$T_s = T_o + T_{adm}(T_{FEnt} - T_o) \quad (45)$$

5.1.2.2 Fluido de Troca dentro do Regenerador

Resolve-se a equação de balanço energético no fluido conhecendo-se a temperatura de entrada do fluido no AMR e a temperatura do sólido, de maneira a encontrar a temperatura de saída do mesmo fluido.

$$\dot{m}_f C_f T_{FEnt} + \dot{m}_f C_f E_{fet_{sf}} (T_s - T_{FEnt}) = \dot{m}_f C_f T_{FSai} - \left| \frac{f_f \dot{m}_f^3}{2\rho_f^2 A_c^2 d_h} \right| \quad (46)$$

5.1.2.3 Fan Coils

Resolvem-se as equações de balanço energético e de troca de calor para os três elementos termicamente relevantes no *Fan Coil* (água, parede metálica e ar) de forma acoplada. Apenas é necessário conhecer as temperaturas de entrada do ar, da água e a temperatura inicial da parede.

Equações de troca de calor:

$$\dot{Q}_{FW} = \dot{m}_f C_f E_{fet_{fw}} (T_{\hat{A}guaEnt} - T_w) \quad (47)$$

$$\dot{Q}_{WA} = \dot{m}_{ar} C_{ar} E_{fet_{wa}} (T_w - T_{ArEnt}) \quad (48)$$

Encontra-se a temperaturas de saída da água, do ar e a temperatura da parede metálica.

$$T_{\hat{A}guaSai} = T_{\hat{A}guaEnt} - \frac{\dot{Q}_{FW}}{\dot{m}_f C_f} \quad (49)$$

$$T_{ArSai} = T_{ArEnt} + \frac{\dot{Q}_{WA}}{\dot{m}_{ar} C_{ar}} \quad (50)$$

$$\frac{dT_w}{dt} = \frac{\dot{Q}_{FW} - \dot{Q}_{WA}}{m_w C_w} \quad (51)$$

Para a parede, foi utilizado o Método de Euler para integração numérica, explicitado abaixo.

$$T_w(i + 1) = T_w(i) + \frac{dT_w}{dt} dt \quad (52)$$

Os *Fan Coils* de rejeito e refrigeração apresentam o mesmo tipo de resolução, diferindo pelo sentido de transferência do calor e pelo contato com o ar de ambiente interno ou externo.

5.2 Condições de Contorno

O sistema é resolvido de forma acoplada através das condições de contorno de cada equipamento, ou seja, a temperatura de entrada de um elemento é igual a temperatura de saída do elemento logo anterior.

Cold Blow			
Equipamento	Temperatura de Entrada		Equivalente
<i>Fan Coil</i> de Refrigeração	$T_{\text{ÁguaEnt}}$	=	T_{Sai} Bomba
AMR	T_{FEnt}	=	$T_{\text{ÁguaSai}}$ FC Refrigeração
<i>Fan Coil</i> de Rejeito	$T_{\text{ÁguaEnt}}$	=	T_{FSai} Regenerador

Tabela 1: Acoplamento do sistema durante *Cold Blow*.

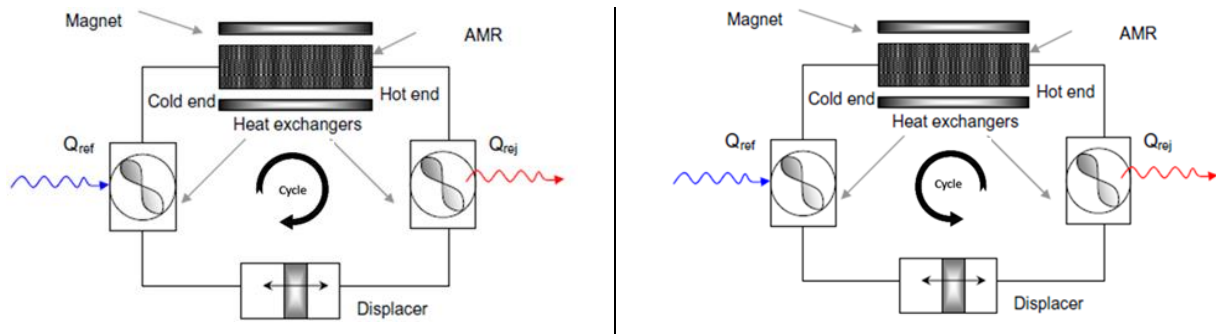


Figura 16: Sentidos opostos do fluxo de fluido durante o *Cold* e *Hot Blow* respectivamente (Aprea et al., 2010).

Hot Blow			
Equipamento	Temperatura de Entrada		Equivalente
<i>Fan Coil</i> de Rejeito	$T_{\text{ÁguaEnt}}$	=	$T_{\text{Sai Bomba}}$
AMR	T_{FEnt}	=	$T_{\text{ÁguaSai FC Rejeito}}$
<i>Fan Coil</i> de Refrigeração	$T_{\text{ÁguaEnt}}$	=	$T_{\text{FSai Regenerador}}$

Tabela 2: Acoplamento do sistema durante *Hot Blow*.

Importante lembrar que o deslocador volumétrico é considerado como termicamente isolado, não havendo troca de calor do fluido com o mesmo entre os *blows*. O mesmo é assumido das tubulações que conectam os equipamentos, suas perdas térmicas são desconsideradas.

5.3 Condições Iniciais

Tratando-se de um projeto de refrigeração, a temperatura do meio externo, outdoor, deve ser considerada como valor de referência, uma vez que o objetivo é alcançar valores menores que esse. Tendo em vista também que é um problema transiente, e com o intuito de aproximar o estudo da realidade, considera-se a temperatura inicial de todo o sistema como igual a T_{Outdoor} , verificando-se quais temperaturas são atingidas em cada equipamento, no decorrer do tempo.

$$T_{\text{Outdoor}} = 297 \text{ [K]} = 24 \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (53)$$

A temperatura de referência acima foi considerada levando-se em conta que está dentro da faixa de operação ótima do Gadolínio, para o efeito magnetocalórico.

5.3.1 Temperatura Indoor

A única exceção para temperatura inicial será a temperatura do ambiente interno, a qual será estudada segundo três diferentes condições:

1ª) $T_{\text{Indoor}} = T_{\text{Outdoor}}$: A temperatura dos ambientes interno e externo será considerada igual no início e em todo o tempo do ensaio. Uma situação em que o ambiente interno não está inicialmente resfriado. Permite estudar os perfis de temperatura do sistema tendo apenas uma temperatura como referência.

2ª) $T_{Indoor} < T_{Outdoor}$: A temperatura do ambiente interno será considerada constante no tempo e menor que a temperatura do ambiente externo, simulando uma situação na qual o objetivo é apenas manter a temperatura *indoor* inferior à *outdoor*.

3ª) Pull Down: Situação em que a no instante inicial $T_{Indoor} = T_{Outdoor}$, mas a temperatura interna cairá com o tempo, enquanto que a temperatura externa permanecerá constante. É a situação que mais se aproxima da realidade, tendo em vista que o ambiente interno possui uma massa finita de ar e uma carga térmica, enquanto que o ambiente externo apresenta uma massa infinita, e sua temperatura será mantida sempre constante, em relação ao sistema.

Nesse caso, a temperatura do ambiente interno pode ser calculada mediante o Método de Euler aplicado à equação do balanço energético para o ambiente.

$$m_w C_w \frac{dT_{indoor}}{dt} = \dot{Q}_{CargaTérmica} - \dot{Q}_{WA}^{Refrig} \quad (54)$$

$$\dot{Q}_{CargaTérmica} = RadiaçãoSolar * A_{parede} \quad (55)$$

A carga térmica utilizada foi um valor constante relativo ao calor absorvido pela parede do ambiente interno através da radiação solar. Esse valor leva em conta a orientação da parede em relação ao Sol e a área da parede. Foi considerado um valor de 75 W/m² relativo a uma parede voltada para o Norte no Verão (Omer Kaynakli, 2011).

6. Resultados e Discussões

Nesta seção, serão apresentados e analisados os resultados do ensaio realizado computacionalmente, por meio da variação da temperatura no tempo dos diversos pontos relevantes termicamente do sistema, assim como da apresentação das potências térmicas envolvidas e parâmetros adimensionais relevantes a uma análise completa.

Importante frisar que as simulações foram realizadas levando-se em conta o tempo necessário para o sistema como um todo atingir uma condição de regime periódico estável.

O passo temporal atribuído foi de $dt = 10^{-4}[s]$. Valores abaixo desse não se mostraram necessários, à medida que já não contribuíam para o refino dos resultados obtidos.

6.1 Análise dos *Fan Coils* - Temperatura do Ar

Primeiramente, apresenta-se abaixo a variação da temperatura do ar descarregados por ambos os *Fan Coils* para as três condições da temperatura do ambiente interno, respectivamente:

$$1^a) T_{Indoor} = T_{Outdoor}$$

$$2^a) T_{Indoor} < T_{Outdoor}$$

$$3^a) Pull\ Down$$

Para os três casos, percebe-se nos gráficos abaixo, (Fig 17 a 19), que o objetivo foi alcançado. Ar frio está sendo despejado a uma temperatura menor que a temperatura interna, e ar quente está sendo despejado a uma temperatura maior que a temperatura do ambiente externo. Ou seja, o refrigerador está cumprindo seu papel de refrigerar um ambiente.

Percebe-se também que as temperaturas de insuflamento não possuem uma distinção tão perceptível das temperaturas de referência. O que fica bastante claro no primeiro gráfico (Fig.17), onde $T_{Indoor} = T_{Outdoor}$ para toda a simulação e as

temperaturas tanto de refrigeração quanto de rejeito de ar apresentam uma diferença que não atinge 1 [K] de $T_{Outdoor}$.

A Figura 17, apesar de representar uma situação irreal, permite enxergar com clareza o início de todo o sistema a $T_{Outdoor} = 297$ [K] e sua evolução no tempo, mostrando a separação das curvas de rejeito e refrigeração.

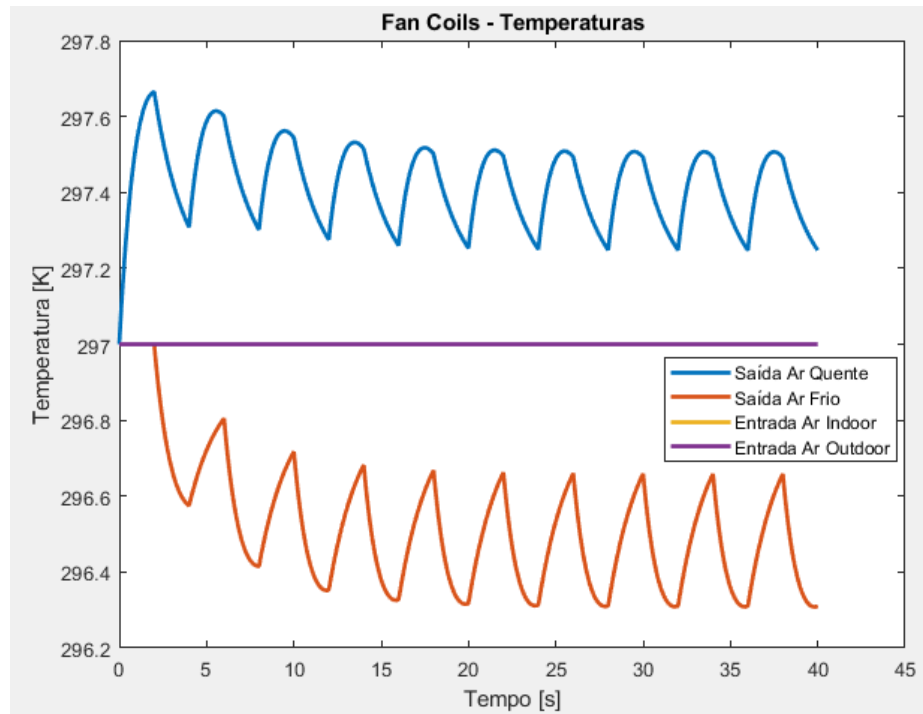


Figura 17: Temperatura de despejo do ar dos Fan Coils ($T_{Indoor} = T_{Outdoor}$)

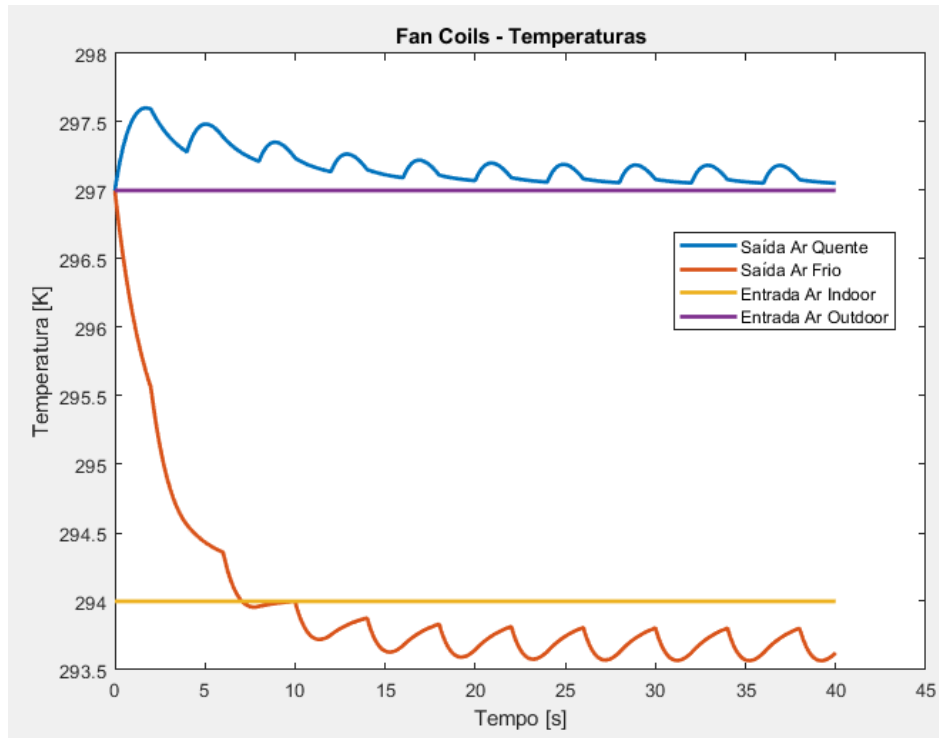


Figura 18: Temperatura de despejo do ar dos Fan Coils ($T_{\text{Indoor}} < T_{\text{Outdoor}}$)

A Figura 18 nos mostra uma situação mais realista, na qual é necessário manter uma temperatura $T_{\text{Indoor}} = 294 \text{ [K]}$ abaixo da temperatura do ambiente externo, ou seja, uma manutenção da climatização de uma sala, por exemplo.

O gráfico nos evidencia que o sistema idealizado é capaz de manter tal diferença entre os ambientes interno e externo ($\Delta T = 3 \text{ [K]}$), porém sendo essa diferença pequena em relação ao atingido por equipamentos de compressão de vapor. Percebe-se, novamente, a pequena diferença de temperatura entre o despejo e o meio onde despeja-se o ar.

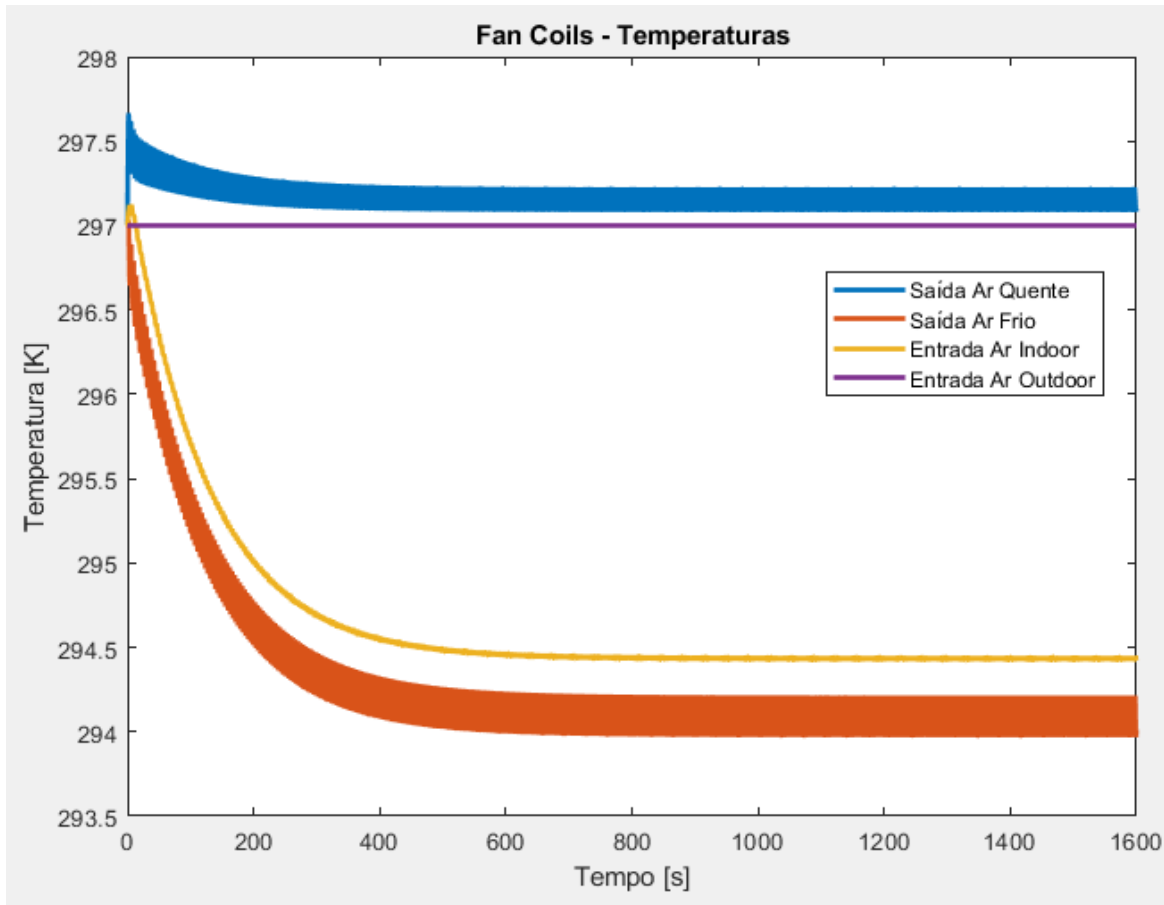


Figura 19: Temperatura de despejo do ar dos Fan Coils (Pull Down).

A situação de *pull down* (Fig. 19) é a mais realista, permitindo verificar a capacidade de resfriamento do sistema alvo do estudo, uma vez que se inicia com todo o equipamento a uma $T = T_{Outdoor}$ e verifica-se se há um resfriamento efetivo do ambiente interno, assim como o tempo para tal. Pelo gráfico, pode-se notar que há resfriamento, isto é, T_{Indoor} apresenta uma queda no tempo, até se estabilizar a $T_{Indoor} < T_{Outdoor}$.

Essa estabilização resulta da igualdade da carga térmica absorvida pelo ambiente interno através da radiação solar com a potência de retirada de calor pelo *fan coil* de resfriamento. A situação contrária seria se a capacidade frigorífica não conseguisse atingir valores maiores que a carga térmica solar, assim, o ambiente *indoor* acabaria por esquentar a medida que o tempo passasse, possivelmente se estabilizando a $T_{Indoor} > T_{Outdoor}$.

Percebe-se também o tempo para a sala refrigerada se estabilizar, que no caso foi maior que 10min. Esse tempo extenso, apesar das pequenas dimensões da sala, é devido a modesta diferença de temperatura alcançada pela saída de ar de cada Fan Coil em relação as temperaturas ambientes.

Vale ressaltar que as curvas de temperatura de ‘Saída Ar Quente’, ‘Saída Ar Frio’ e ‘Entrada Ar Indoor’ apresentaram um formato “expesso” no gráfico pois se trata de um regime periódico, em que as temperaturas variam no tempo durante cada ciclo termodinâmico, mas cada ciclo apresenta comportamento igual. Somado isso ao tempo grande de simulação, o gráfico ficou com uma aparência de linhas “expensas”.

Aqui, deixa-se explícito que pela condição de *Pull Down* ser a mais realista, as próximas análises levarão em conta essa situação.

6.2 Análise do Regenerador Magneticamente Ativo

Neste item, apresenta-se a variação da temperatura do AMR no tempo, tanto da matriz sólida quanto das duas portas de entrada do fluido de troca de calor na matriz, a fim de que o entendimento da variação da temperatura devido ao efeito magnetocalórico fique claro.

Em primeiro lugar, expoê-se abaixo a variação da temperatura da matriz sólida (Fig. 20), inicialmente a temperatura de 297 K. O incremento súbito de temperatura no tempo zero se dá pela magnetização adiabática, provocando um aumento de valor ΔT_{ad} na matriz em um intervalo de tempo desprezível. A seguir, ocorre o *Cold Blow*, processo quando a matriz está cedendo calor para o fluido, seguido da desmagnetização adiabática, em que o campo magnético externo é retirado e há uma queda brusca (descontinuidade) da temperatura. Por fim, *Hot Blow*, e processo em que o fluido cede calor para a matriz que está a uma temperatura menor, fazendo com que o fluido de troca saia refrigerado do AMR em direção ao *Fan Coil* de refrigeração. O ciclo recomeça com a magnetização, cada um durando 4 segundos, 2 de cada *blow*.

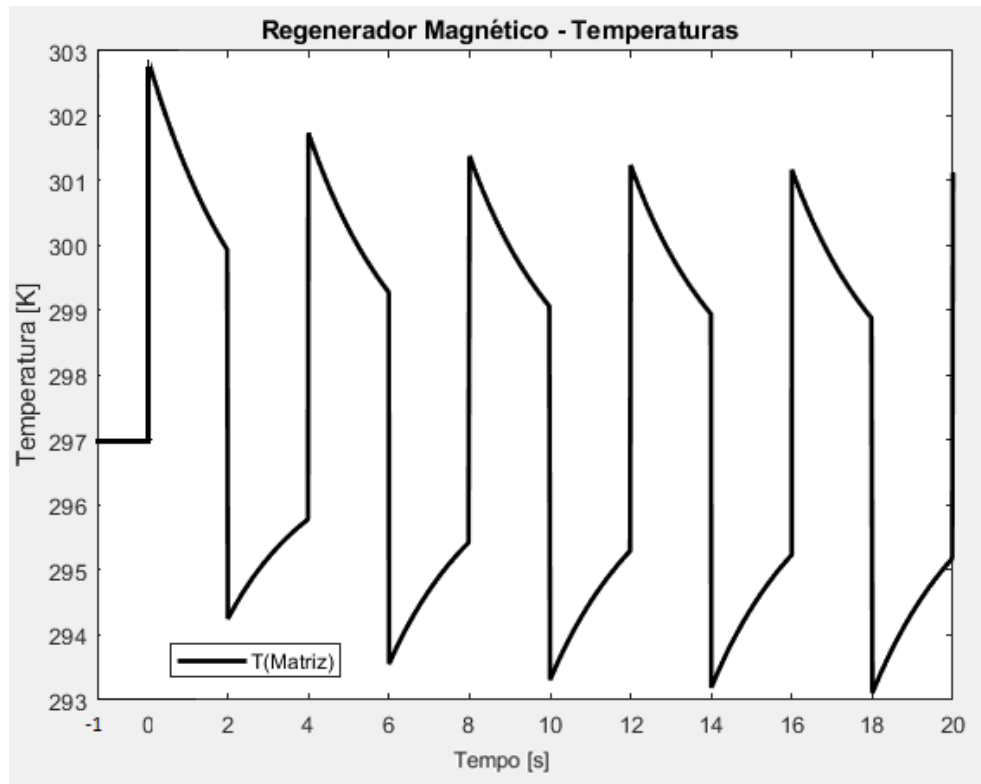


Figura 20: Temperatura do AMR - Matriz sólida.

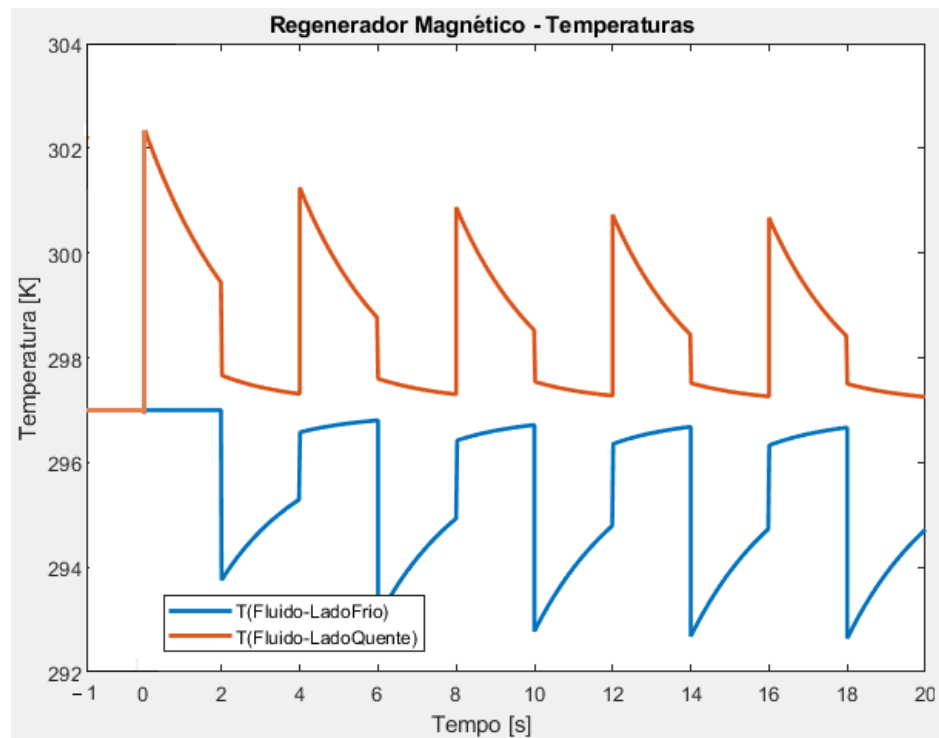


Figura 21: Temperatura do AMR – Entradas de fluido de troca.

Na Figura 21 acima, apresentam-se as temperaturas do fluido de troca dentro do AMR, distinguindo-se lado frio (junto ao trocador de refrigeração) e lado quente (junto ao trocador de rejeito). E abaixo, na Figura 22, apresenta-se o acoplamento entre sólido e fluido dentro do regenerador, em um intervalo de tempo afastado do inicial, em que o regime já alcançou a periodicidade estável.

No gráfico, fica claro o sentido de troca de calor em cada processo. Durante o *cold blow*, em que a água escoar no sentido ‘Frio-Quente’, o sólido está mais quente que a entrada ‘fria’, fornecendo calor para o fluido, que sai aquecido do lado ‘quente’.

Já durante o *hot blow*, a água agora escoar no sentido ‘Quente-Frio’, estando o sólido a uma temperatura menor que a da entrada de água (lado quente). O sólido recebe calor, aumentando de temperatura e o fluido sai do ‘lado frio’ a uma temperatura menor do que entrou no AMR.

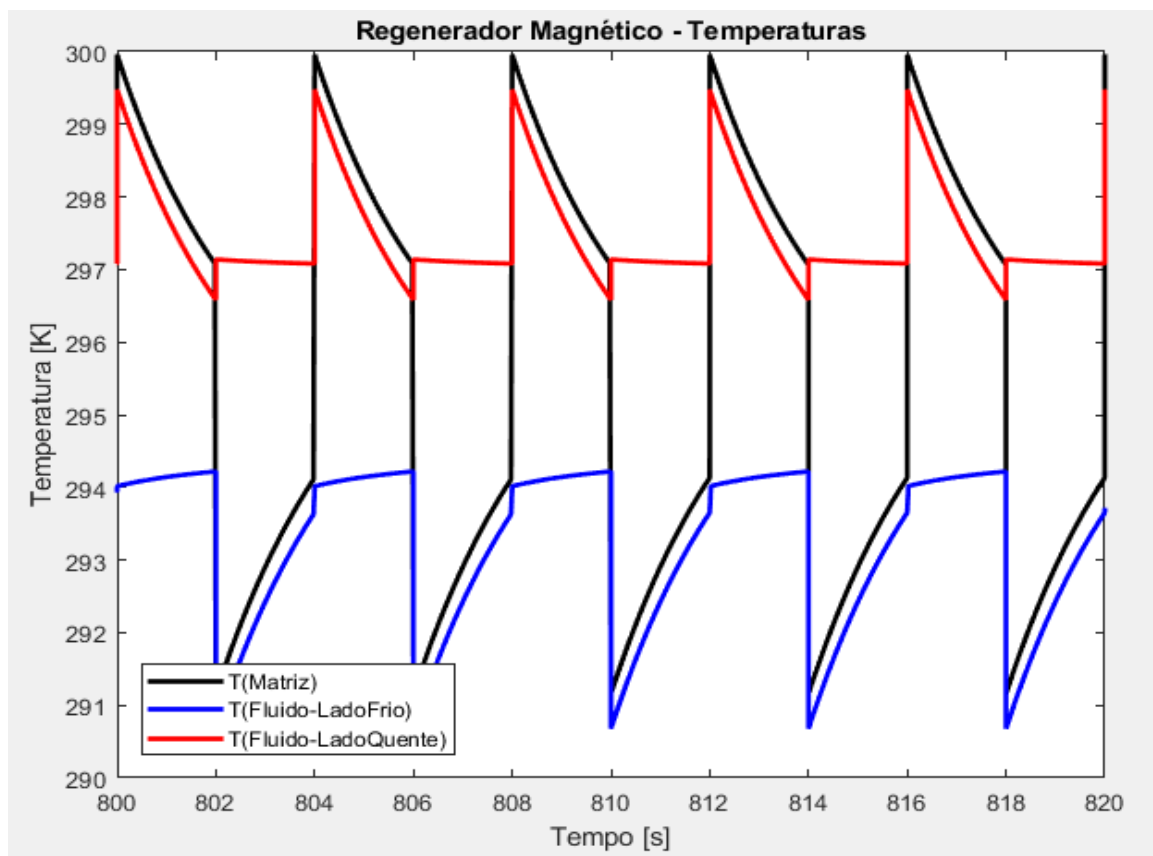


Figura 22: Temperatura do AMR – Matriz e entradas de fluido.

6.3 Análise do *Fan Coil* de Rejeito

Pelo gráfico da Figura 23, percebe-se que a água ao entrar no *Fan Coil* de rejeito durante o *Cold Blow* está a uma temperatura muito superior a da parede metálica e da temperatura externa, porém, ao mesmo tempo, não há grandes incrementos da temperatura de saída do ar de rejeito, nem da temperatura da parede metálica. Inclusive a parede metálica possui uma variação tão pequena em comparação com as outras partes do trocador, que apenas fica perceptível quando *plotada* separadamente (Fig 24).

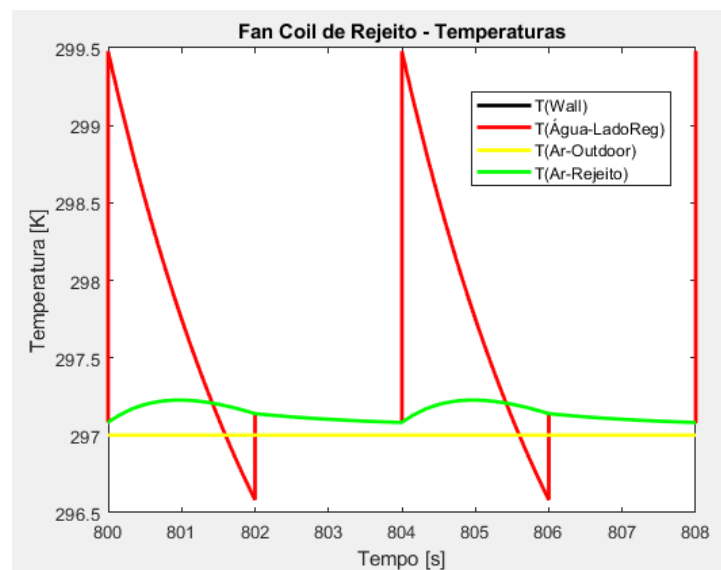


Figura 23: Fan Coil de rejeito – Temperaturas

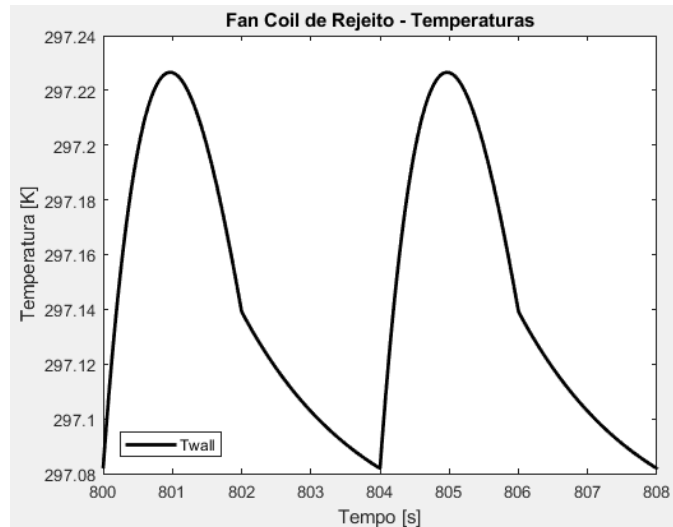


Figura 24: Fan Coil de rejeito – Temperatura da parede metálica

Essa questão deve ser analisada juntamente com os valores de calor transferidos entre os elementos analisados. Pelo gráfico da Figura 25, nota-se que durante o *Cold Blow*, o fluido possui uma taxa de transferência de calor para a parede metálica grande em relação a taxa de calor transferida da parede para o ar escoando, o que resulta no acúmulo de calor na estrutura metálica do trocador de calor. Esse comportamento é explicado pela carga térmica da parede metálica, que é alta devido à grande massa de metal no trocador. Essa grande massa também explica a pequena variação de temperatura da parede, apresentada anteriormente (Fig 24).

Inclusive, percebe-se que, durante a segunda metade do Cold Blow, a taxa de calor do fluido para a parede torna-se negativa enquanto que a taxa de troca de calor da parede para o ar continua positiva, isto é, nesse momento, a parede, já aquecida, está aquecendo tanto o ar quanto o fluido.

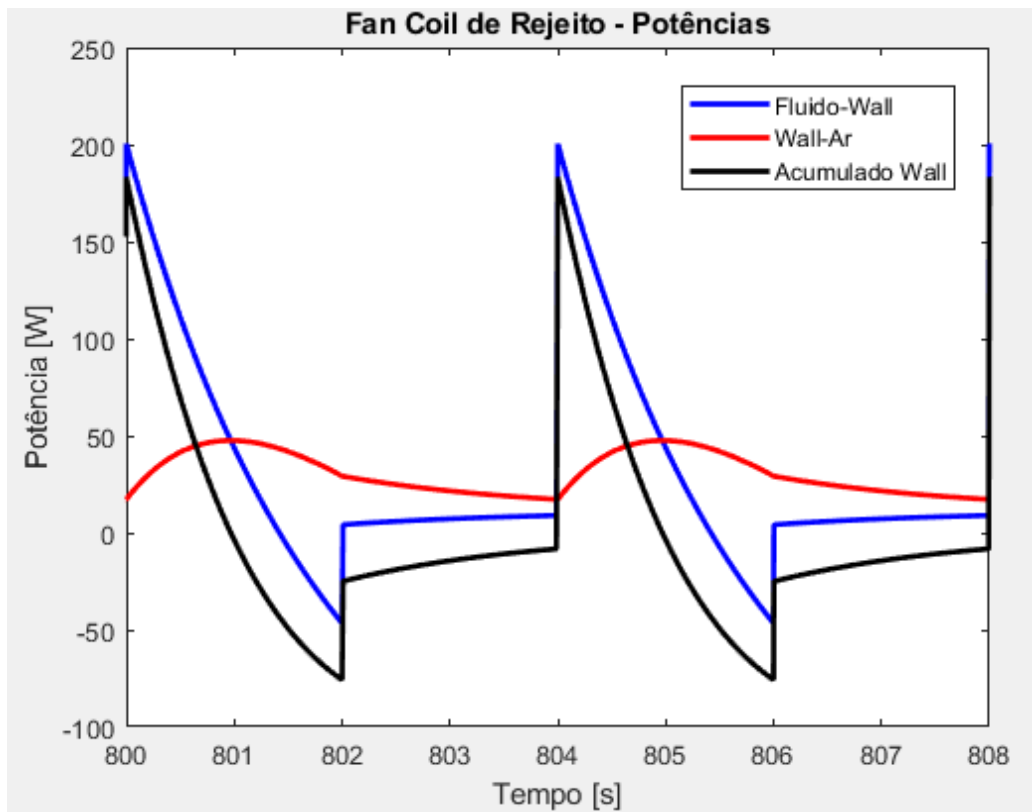


Figura 25: Fan Coil de rejeito – Taxas de transferências de calor

A parte mais interessante da análise desse trocador é o processo de *Cold Blow*, por se tratar do rejeito de calor para o meio externo. Porém, olhando-se para o *Hot Blow*, percebe-se que não há trocas tão significativas entre os elementos, mantendo-se a temperatura de rejeito do ar praticamente constante. Ou seja, o retorno da água durante o Hot Blow atua como se fosse mais um passe extra dentro do trocador de calor.

6.4 Análise do *Fan Coil* de Refrigeração

Nessa seção, será realizado o mesmo tipo de análise feita na anterior, uma vez que é o mesmo elemento de troca térmica, porém no sentido inverso, retirando calor do ar.

O processo mais interessante a ser analisado é o *Hot Blow*, pois relaciona-se a função do trocador de refrigeração. Durante esse período, água vinda do AMR está a uma temperatura menor que o ar indoor e que a parede metálica, retirando calor de ambos. Nota-se no gráfico também, a temperatura do ambiente externo acima do ambiente interno.

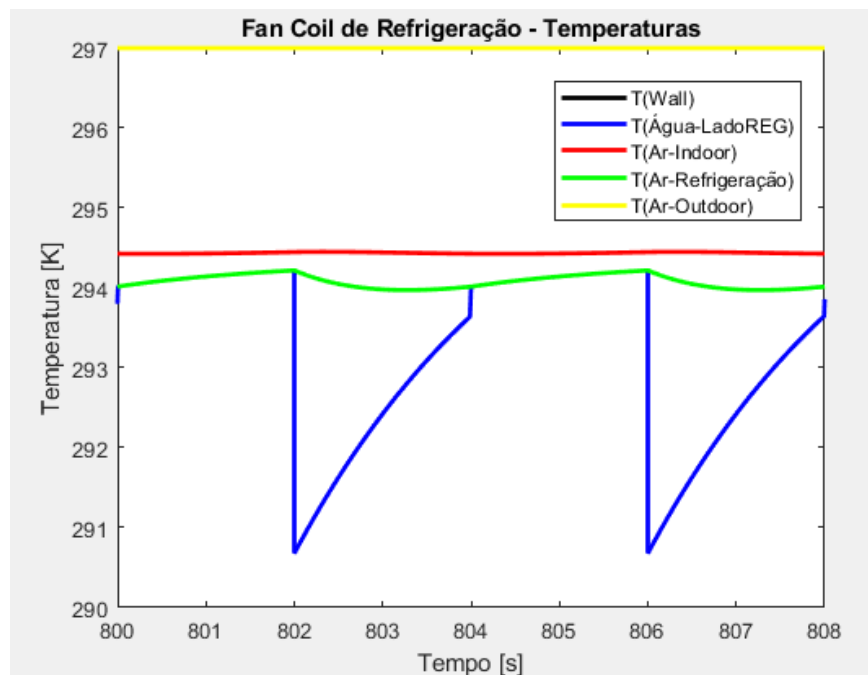


Figura 26: Fan Coil de refrigeração – Temperaturas dos elementos

Como visto anteriormente, a variação de temperatura no fluido de troca, água, é grande em relação ao ar e à parede (Fig. 26), por conta da grande inércia térmica da estrutura metálica do trocador, o que resulta na pequena variação de temperatura da parede (Fig. 27). Isso também é verificado pela análise do gráfico das taxas de transferência de calor (Fig. 28) que mostram a água retirando calor da parede enquanto a parede absorve pouco calor do ar, devido a sua inércia térmica.

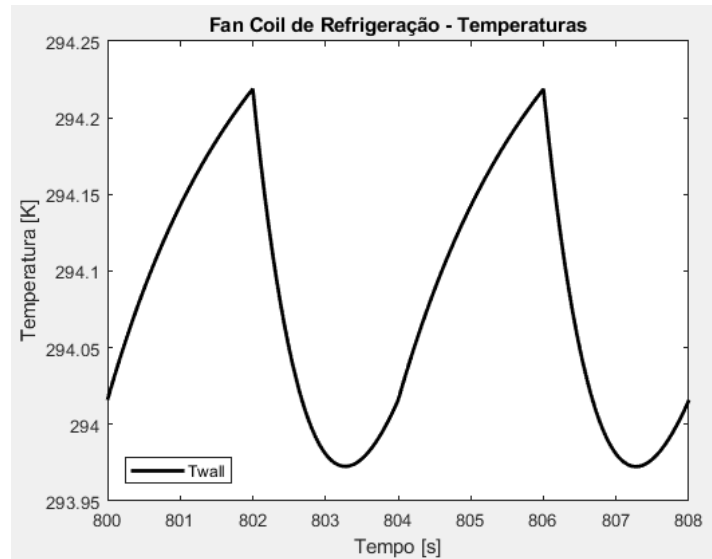


Figura 27: Fan Coil de refrigeração – Temperatura da parede metálica

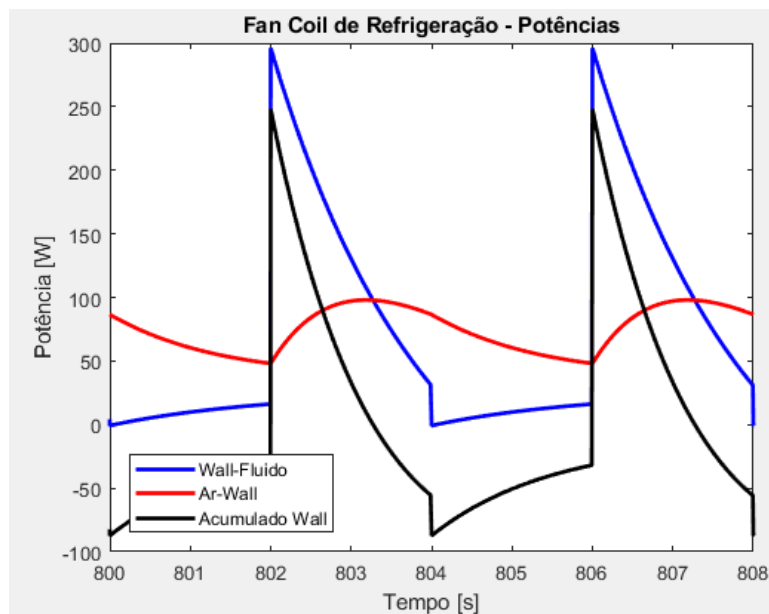


Figura 28: Fan Coil de rejeito – Taxas de transferências de calor

6.4.1 Psicrometria

Tratando-se do Fan Coil de refrigeração, é necessário levar em conta um estudo psicrométrico, isto é, investigar se há condensação da água dissolvida no ar devido a diminuição da temperatura, causando uma mudança na umidade absoluta do ar de refrigeração despejado.

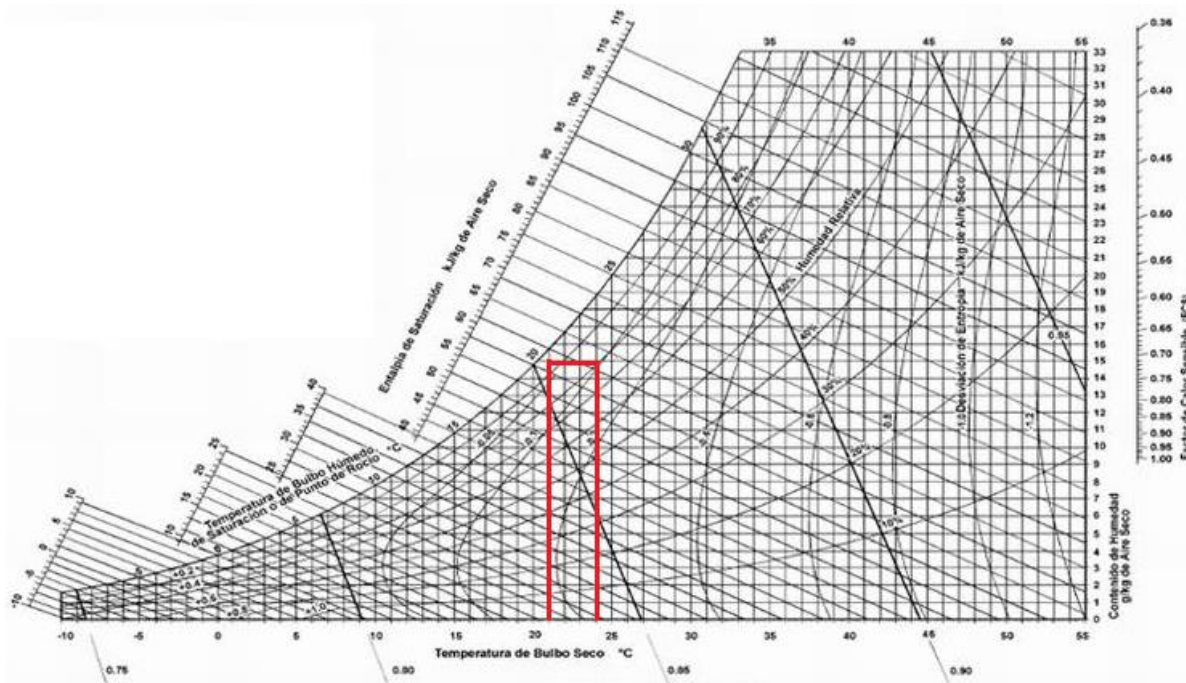


Figura 29: Carta psicrométrica

Considerando que o ambiente *indoor* estava inicialmente a 297 K ou 24°C, e a temperatura de despejo de refrigeração fica em torno de 294 K ou 21°C, temos uma diferença de 3°C (temperaturas de bulbo seco). Levando em conta ainda uma umidade relativa do ar de cerca de 80%, segundo o INPE para o Rio de Janeiro, verifica-se pela carta psicrométrica acima que não há condensação da umidade do ar, não havendo mudança da umidade absoluta do ar *indoor*, mas uma alteração de 80 para quase 90% da umidade relativa do mesmo.

6.5 AMR vs Sistema Inteiro

Pelos gráficos de temperatura, verifica-se que o AMR possui uma diferença de temperatura entre as extremidades de aproximadamente 9 K, ao decorrer de um ciclo (Fig. 22). Porém, verificou-se que o ar *indoor* apenas difere de aproximadamente 2,5 K do ar *outdoor* (Fig. 26). Essa discrepância denota que parte significativa da capacidade frigorífica gerada pelo regenerador magnético está sendo perdida termicamente, pela eficiência dos trocadores e principalmente pela inércia térmica dos *Fan Coils*, os quais acumulam muita energia térmica, dificultando a troca de calor entre o fluido de trabalho

e o ar. Essas perdas mostram-se claras ao calularmos o COP, coeficiente de performance.

Levando-se em conta apenas o regenerador magneticamente ativo, ou seja, a diferença de temperatura que ele consegue gerar em suas extremidades por onde escoia o fluido de troca, encontra-se aproximadamente um $COP = 1.94$, que apesar de não ser alto, ainda é válido. Já levando-se em consideração todo o sistema, encontra-se COP negativo durante todo o ciclo (Fig. 30), o que nos diz que o sistema não está conseguindo refrigerar o ambiente indoor de maneira eficiente, requerendo mais energia do que consegue retirar pela refrigeração.

Isso fica claro quando avaliamos as potências de refrigeração e de rejeito no mesmo gráfico (Fig. 31), no qual percebe-se que a potência de rejeito é menor que a potência de refrigeração durante todo o ciclo. A capacidade frigorífica está na ordem de 50 a 100 Watt, enquanto a potência de rejeito na faixa de 15 a 50 Watt, logo, COP se torna negativo. O cálculo do COP também leva em conta o trabalho da bomba hidráulica, o qual é bem menor que as potências de rejeito e de refrigeração.

$$COP = \frac{Q_{ref}}{Q_{rej} - Q_{ref} + W_{bomba}} \quad (56)$$

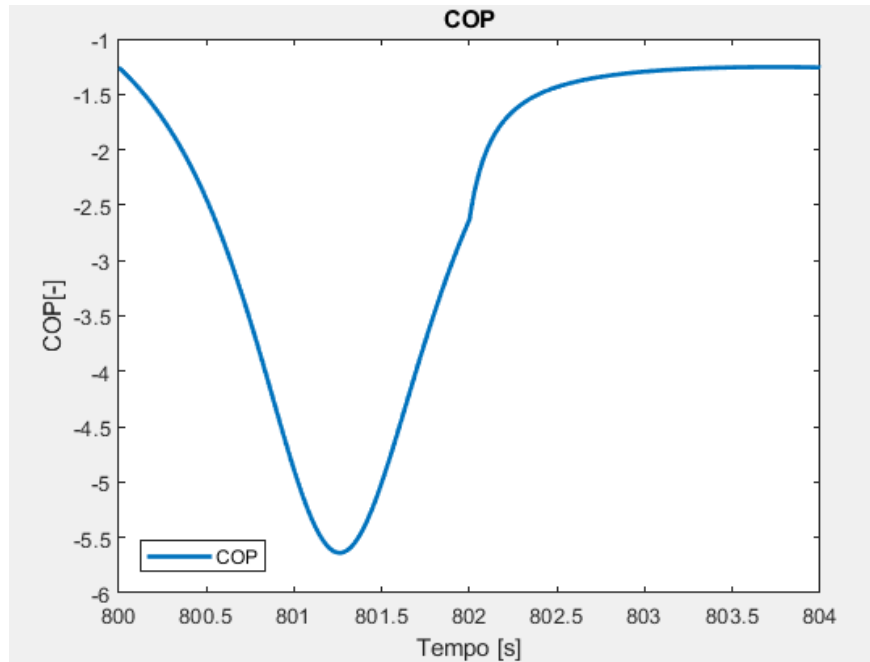


Figura 30: Cálculo do COP durante um ciclo

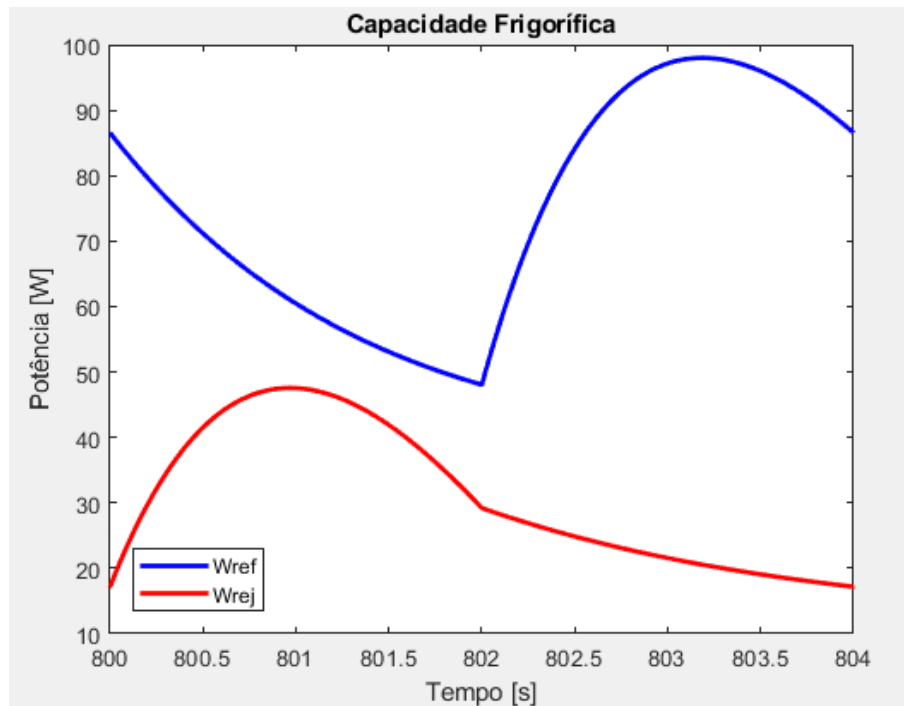


Figura 31: Capacidade Frigorífica vs Potência de Rejeito

6.6 Validação do Estudo

Nesse estudo, foi assumida uma análise do AMR baseada na teoria de parâmetros concentrados, de maneira a simplificar sua modelagem e permitir o acoplamento com os outros equipamentos de um sistema térmico inteiro. Porém, apesar de uma premissa simplificadora, não deve ser desconsiderada.

Segundo Schmidt e Willmot, 1981, deve-se caracterizar o modelo ideal para realizar uma análise de acordo com o quadro abaixo, que leva em conta os valores dos parâmetros adimensionais, número de Biot e λ . Para o ensaio em questão, foram obtidos os seguintes valores.

$$Bi = 0.0925$$

$$\lambda = 0.3382$$

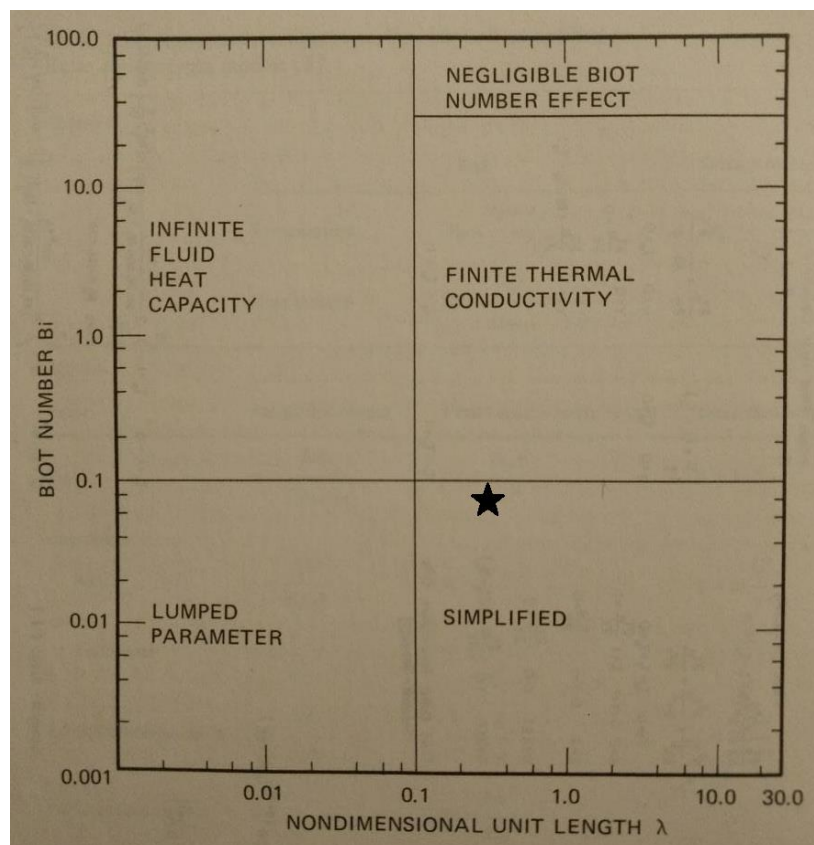


Figura 32: Quadro de condições paramétricas (Schmidt e Willmot, 1981)

O que nos leva a ver que Biot está adequado para uma análise concentrada, porém λ não, caracterizando que o modelo ideal seria o 'Simplificado' (Fig. 32), que prevê uma temperatura dependente da direção longitudinal do escoamento na matriz. Ainda assim, o estudo realizado não é inviabilizado, apenas não foi o ideal para o tipo de problema. Dessa maneira, foi possível encontrar resultados coerentes com o esperado, porém, com um modelo 'Simplificado', encontrar-se-iam resultados mais finos para as mesmas condições.

7. Conclusão

Segundo os resultados obtidos pelas simulações e as análises realizadas sobre os mesmos, verifica-se que o modelo adotado não foi o melhor possível, porém, atendeu ao esperado. A partir da resolução dele, foi possível extrair curvas de temperatura para todos os pontos termicamente relevantes de todos os equipamentos considerados. Assim como avaliar a capacidade frigorífica do refrigerador e os fluxos de calor presentes nos elementos internos ao sistema.

Foi verificado que a eficácia do sistema como um todo caiu drasticamente, comparado com um regenerador magnetocalórico sozinho, denotando o caráter importante de se estudar o sistema térmico como um todo, uma vez que devem ser consideradas as perdas do sistema e as dificuldades encontradas em um projeto real. O que, de certa maneira, valida o estudo realizado, evidenciando a necessidade do ensaio de novas tecnologias promissoras com estudos capazes de avaliar o que está surgindo frente ao que já existe.

Para trabalhos futuros, sugere-se a aplicação de um novo e mais refinado modelo, que preveja a condução axial (1D), ou mais direções de condução, não apenas no regenerador, mas nos trocadores de calor também. Dessa forma, pode-se obter um perfil de temperatura de cada objeto do sistema, avaliando também suas variações de temperatura no tempo, a fim de otimizar futuros projetos acerca de refrigeradores magnéticos, principalmente aqueles auxiliados por aparatos experimentais.

A substituição do AMR reciprocante por um modelo rotativo também pode ser um passo a mais no ensaio de um sistema como um todo. Ensaio com novos materiais magnetocalóricos, assim como com outros tipos de trocadores de calor além de *Fan Coils* podem ter resultados promissores, e no mínimo diferenciados.

Referências

- APREA, C.; MAIORINO, A. A flexible numerical model to study an active magnetic refrigerator for near room temperature applications. *Applied Energy* – v. 87, p. 2690-2698, 2010.
- APREA, C; GRECO, A.; MAIORINO, A. Modelling an active magnetic refrigeration system: A comparison with different models of incompressible flow through a packed bed. *Applied Thermal Energy* – v. 36, p. 296-306, 2012.
- ASHRAE, ASHRAE Handbook 1996, HVAC Systems and Equipment, ASHRAE Inc., Atlanta, GA, 1996.
- CADENA, J. A. L. *Desenvolvimento de um sistema de refrigeração magnética do tipo rotativo* – ph.D. Thesis – Universidade Federal de Santa Catarina, 2015.
- CARVALHO, José Eduardo S. P. *Estudo comparativo entre refrigeração magnética e refrigeração por compressão de vapor em temperatura ambiente*. Trabalho de conclusão de curso – PUC-Rio, 2017.
- COULOMB, D.; DUPONT, J.L.; PICHARD, A. *The Role of Refrigeration in the Global Economy. 29th Informatory Note on Refrigeration Technologies. Institut International Du Froid* - 2015.
- ENGELBRECHT, K. *A Numerical Model of an Active Magnetic Regenerator Refrigeration System* – Master Thesis – University of Wisconsin-Madison, 2004.
- FRANCO, V.; BLÁZQUEZ, J.S.; INGALE, B.; CONDE, A. The Magnetocaloric Effect and Magnetic Refrigeration Near Room Temperature: Materials and Models. *Annual Review of Materials Research* – v. 42, p. 305-342, 2012.
- FRANCO, V.; BLÁZQUEZ, J.S.; INGALE, B.; CONDE, A. *The Magnetocaloric Effect: From materials research to refrigeration devices. Progress in Material Science* – Elsevier 2017.
- GOETZLER, W.; ZOGG, R.; YOUNG, J.; JOHNSON, C.; *Alternatives to Vapor-Compression HVAC Technology. ASHRAE Journal, October 2014.*
- GÓMES, J. R.; GARCIA, R. F.; CATORIA, A. M. *Magnetocaloric effect: A review of the thermodynamic cycles in magnetic refrigeration*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* – v. 17, p. 74-82, 2013.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P.; BERGMAN, T.L.; LAVINE, A.S. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa 6ªEd. LTC, 2008.

TUSEK, J.; Kitanovski KITANOVSKI, A.; PREBIL, I.; POREDOS, A. Dynamic operation of an active magnetic regenerator (AMR): Numerical optimization of a packed-bed AMR. *International Journal of Refrigeration* – v. 34, p. 1507-1517, 2011.

KAYNKLI, OMER. Parametric Investigation of Optimum Thermal Insulation Thickness for External Walls. *Energies* 2011, 4, 913-927;

KAYS, W.M., & LONDON, A.L., Compact heat exchangers, 3rd ed., McGraw Hill, New York, 1984.

NIELSEN, K.K. Numerical modelling and analysis of the active magnetic regenerator. Ph.D. Thesis – Technical University of Denmark, 2010.

NIELSEN, K. K.; TUŠEK, J.; ENGELBRECHT, K.; SCHOPFER, S.; KITANOVSKI, A.; BAHL, C. R. H.; SMITH, A.; PRYDS, N.; POREDOS, A. Review on numerical modelling of active magnetic regenerators for room temperature applications. *International Journal of Refrigeration* – v. 34, p. 603-616, 2011.

PETERSEN, T. F. *Numerical modelling and analysis of a room temperature magnetic refrigeration system*. Ph.D. Thesis – Technical University of Denmark, 2007.

SCHIMIDT, F. W.; WILLMOTT, A. J. *Thermal Energy Storage and Regeneration*. United States of America: Hemisphere Publishing Corporation, 1981.

VAN WYLEN, Gordon J.; SONNTAG, Richard E.; BORGNAKKE, C. *Fundamentals of Thermodynamics 6thEd*. John Wiley & Sons, Inc., 2003.

