

**EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**(DOKTORA TEZİ)**

**KASKAT AKTİF MANYETİK REJENERASYONLU  
(AMR) SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN UYGULAMA  
POTANSİYELİNİN ARAŞTIRILMASI VE SAYISAL  
MODELLENMESİ**

**Hadi GANJEHSARABI**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ali GÜNGÖR  
İkinci Danışmanı: Prof. Dr. İbrahim DİNÇER**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Bilim Dalı Kodu: 625.04.00**

**Sunuş Tarihi: 31.03.2014**

**Bornova-İZMİR**

**2014**



Hadi GANJEHSARABI tarafından DOKTORA TEZİ olarak sunulan “Kaskat Aktif Manyetik Rejenerasyonlu (AMR) Soğutma Sistemlerinin Uygulama Potansiyelinin Araştırılması ve Sayısal Modellenmesi” başlıklı bu çalışma E.Ü. Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği ile E.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve Öğretim Yönergesi’nin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş ve 31.03.2014 tarihinde yapılan tez savunma sınavında aday oybirliği/oyçokluğu ile başarılı bulunmuştur.

**Jüri Üyeleri**

**İmza**

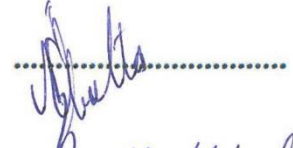
**Jüri Başkanı : Prof. Dr. Ali GÜNGÖR**



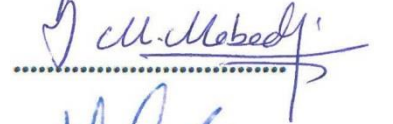
**Raportör Üye : Prof. Dr. Aydoğan ÖZDAMAR**



**Üye : Prof. Dr. Necdet ÖZBALTA**



**Üye : Doç. Dr. Moghtada MOBEDİ**



**Üye : Yrd. Doç. Dr. Hakan ÇALIŞKAN**





## EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

### ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI

E.Ü. Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin ilgili hükümleri uyarınca ~~Yüksek Lisans Tezi~~ / Doktora Tezi olarak sunduğum “Kaskat Aktif Manyetik Rejenerasyonlu (AMR) Soğutma Sistemlerinin Uygulama Potansiyelinin Araştırılması ve Sayısal Modellenmesi” başlıklı bu tezin kendi çalışmam olduğunu, sunduğum tüm sonuç, doküman, bilgi ve belgeleri bizzat ve bu tez çalışması kapsamında elde ettiğimi, bu tez çalışmasıyla elde edilmeyen bütün bilgi ve yorumlara atıf yaptığımı ve bunları kaynaklar listesinde usulüne uygun olarak verdiğimi, tez çalışması ve yazımı sırasında patent ve telif haklarını ihlal edici bir davranışımın olmadığını, bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya diğer bir üniversitede başka bir tez çalışması içinde sunmadığımı, bu tezin planlanmasından yazımına kadar bütün safhalarda bilimsel etik kurallarına uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul edeceğimi beyan ederim.

25.10.14/20.14

Hadi Ganjehsarabi





**ÖZET****KASKAT AKTİF MANYETİK REJENERASYONLU (AMR)  
SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN UYGULAMA POTANSİYELİNİN  
ARAŞTIRILMASI VE SAYISAL MODELLEMESİ**

GANJEHSARABI, HADI

Doktora Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ali GÜNGÖR

İkinci Danışman: Prof. Dr. İbrahim DİNÇER

Mart 2014, 126 sayfa

Aktif manyetik rejenerasyonlu (AMR) soğutma sistemleri çevreye duyarlı sistemler oldukları için, geleneksel (genleşmeli-sıkıştırılmalı) soğutma sistemlerine alternatif sistemlerdir.

Bu çalışmada, AMR soğutma sistemlerinin yönetici denklemleri sayısal ve analitik metotlarla çözümlenerek sıcaklık dağılımı belirlenmiş ve bu sistemlerin performansı, enerji, ekserji, eksergoekonomik ve sürdürülebilirlik analiz yöntemleri kullanılarak değerlendirilmiştir.

Kaskat AMR sisteminde manyetik alan şiddeti, 1.5 T, 1.75 T ve 2 T olarak değişmektedir. AMR soğutma sisteminde manyetik alanın değeri arttıkça, soğutma yükünde ve COP değerinde de artış gözlenmiştir.

Isı atma veya ısı çekme süreçlerinin süresi ( $t_2=t_4$ ) arttıkça soğutma kapasitesi azaldığından, kaskat AMR sisteminin soğutma yükünde COP değeri ve ekserji verimi düşmektedir.

Bu çalışmada, kaskat AMR soğutma çevriminde, üç farklı manyetokalorik malzemenin (Gd,  $Gd_xTb_{1-x}$  ve  $Gd_xDy_{1-x}$ ) performans değerlendirmesi sayısal olarak yapılmış ve manyetokalorik malzeme seçiminin çok önemli bir unsur olduğu gözlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, 275 K ile 295 K sıcaklık aralığında, Gd manyetokalorik malzeme kullanılması diğer ikinci dereceden

manyetik geçişli manyetokalorik malzeme kullanılmasına göre daha yüksek ekserji verim değerine sahiptir.

Analitik AMR soğutma sistemin zm, sayısal yöntem ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonuçlarına göre yüzdesel hatanın en fazla olduğu kaynak sıcaklık, Curie sıcaklığın civarındadır.

AMR soğutma sistemlerin ekonomikliği, eksergoekonomik analiz ile incelenmiştir. Bunun için, özgül ekserji maliyeti (specific exergy cost (SPECOC)) metodu kullanılmıştır. Yapılan analiz sonucunda, bu sistemlerin eksergoekonomik faktörü ve ekserji yıkım maliyetinin, sistemin ana parametrelerine bağlı olarak sırasıyla 0.02 ile 0.12 ve 0.01 ile 10 (\$/h) arasında değiştiği hesap edilmiştir.

Bir sonraki aşamada, kaskat AMR sistemindeki pareto optimum noktayı elde edebilmek için çok hedefli optimizasyona başvurulmuştur. Optimizasyon sonucunda, %14.53 oranında daha yüksek ekserji verimli ve %12 oranında düşük maliyetli bir sistem açığa çıkmıştır.

**Anahtar sözcükler:** Manyetik Soğutma, gözenekli ortam, ekserji, eksergoekonomik, manyetokalorik malzemeler, sayısal ve analitik yöntemler.



**ABSTRACT****FEASIBILITY STUDY AND NUMERICAL ANALYSIS OF  
CASCADE ACTIVE MAGNETIC REGENERATIVE  
REFRIGERATION SYSTEMS**

GANJEHSARABI, Hadi

Ph. D. in Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Ali GÜNGÖR

Co-supervisor: Prof. Dr. İbrahim DİNÇER

March 2014, 126 pages

Active magnetic regenerative (AMR) refrigeration systems are an emerging and promising alternative to vapor compression refrigeration systems due to being an environmentally benign technology.

The governing equations of AMR system which is solved analytically and numerically in order to obtain sufficient data for the energy, exergy, exergoeconomic and sustainability analyses.

The temperature span ( $\Delta T_{fark}$ ) vary to be 2 K, 5 K and 15 K. An increase in temperature span decreases cooling power and decreases the COP of the system.

The magnetic field vary to be 1.5 T, 1.75 T and 2 T. An increase in magnetic field increases cooling power and the COP of the system.

An increase in the cold or hot flow period ( $t_2=t_4$ ) decreases cooling power and decreases cooling power, the COP and exergy efficiency of the system.

The performance evaluation of three magnetocaloric material candidates (Gd,  $Gd_xTb_{1-x}$  ve  $Gd_xDy_{1-x}$ ) for cascade AMR refrigeration system was carried out numerically and the choice of the magnetocaloric material was observed to play a crucial role in the performance of the system.

Gd is the best magnetic material among second order magnetic transition materials in the range of 275-295 K for cascade AMR refrigeration system with a significantly higher exergy efficiency than the other magnetic materials.

AMR refrigeration system are simulated by using analytical and numerical methods and predicted results are compared together. Highest discrepancies between the numerical and analytical results are observed near the curie temperature.

In addition, economical feasibility of AMR refrigeration system is examined through exergoeconomic analysis. Therefore, specific exergy cost (SPECOC) method is employed. The results of this study confirm that exergoeconomic factor and the cost rate of exergy destruction varies from 0.02 to 0.12 and 0.01 to 10 (\$/h), respectively.

Moreover, multi-objective optimizations are conducted in order to provide the respective Pareto optimal curve for the cascade AMR system. Based on the optimizations, it is determined that the exergy efficiency could be increased by up to 14.53% using exergy-based optimization, the cost can be reduced by up to 12% using cost-based optimization.

**Keywords:** Magnetic refrigeration, porous medium, exergy, exergoeconomic, magnetocaloric materials, numerical and analytical analyses.

## TEŞEKKÜR

Hayatın tüm sıkıntularına rağmen çalışma azmi veren Cenab-ı ALLAH'a şükrederim.

Bu tez çalışması süresince, değerli görüş ve desteklerini esirgemeyen, bilimsel açıdan her zaman yanımda olan birinci danışmanım Prof. Dr. Ali Güngör'e, tezle ilgili olarak University of Ontario Institute of Technology (UOIT)/Kanada'da daha detaylı araştırma ve çalışma yapmamı sağlayan, farklı bir vizyon kazanmama önemli katkılar koyan, değerli bilgileri ve yönlendirmeleri ile de her zaman destek olan ikinci danışmanım Prof. Dr. İbrahim Dinçer'e, akademik açıdan gelişmem için her türlü kolaylığı sağlayan, beni sürekli destekleyen ve tezin geliştirilmesine katkı koyan Prof. Dr. Necdet Özbalta'ya ve Doç. Dr. Moghtada Mobedi'ye ve tez izleme komitesinde bulunan, Sayın Prof. Dr. Aydoğan Özdamar ve Yrd. Doç. Dr. Hakan Çalışkan'a teşekkür ederim.

Bunun yanı sıra, tez çalışmasının bir bölümünü yürüttüğüm Kanada'da kaldığım süre içinde beraber iyi zamanlar geçirdiğimiz Nader Javani, Sadi Hamut ve Pouria Ahmadi'ya, çalışmam sırasında benden yardımını esirgemeyen Mehmet Akif Ezan, Canan Açar, Uğur Akbulut, Hasan Ozcan ve Oğuz EmrahTurgut'a teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Her zaman örnek aldığım ve manevi desteklerinden dolayı, 2010 yılında hayatını kaybeden Prof. Dr. Abdol Hamid Ganjavian'a şükranlarımı sunarım. Mekanı cennet olsun.

Bugünlere gelmemdeki en büyük pay sahipleri olan, sevgili anneme ve sevgili babama sonsuz minnetlerimi sunarım.

Hadi Ganjehsarabi  
İzmir, 2014



## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

|  |      |
|--|------|
| ÖZET .....   | vii  |
| ABSTRACT .....   | ixx  |
| TEŞEKKÜR .....   | xii  |
| ŞEKİLLER DİZİNİ .....  | xv   |
| ÇİZELGELER DİZİNİ .....  | xii  |
| SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....   | xxxı |
| 1. GİRİŞ .....   | 1    |
| 2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR .....   | 5    |
| 3. AKTİF MANYETİK REJENERASYONLU SOĞUTUCULAR VE<br>ÇALIŞMA PRENSİPLERİ .....       | 19   |
| 3.1. Manyetokalorik Melzeme .....  | 22   |
| 3.1.1. Manyetik malzemenin seçimi .....  | 23   |
| 3.1.2. Manyetokalorik etkinin hesaplaması için orta alan model yaklaşımı .....     | 24   |
| 3.2. Aktif Manyetik Rejenerasyonlu Çevrimi .....                                   | 26   |
| 3.3. Kaskat Aktif Manyetik Rejenerasyonlu Çevrimi .....                            | 29   |
| 4. ANALİZ .....  | 31   |
| 4.1. Isı Transfer Analizi .....  | 31   |
| 4.1.1. Temel yönetici denklemler .....   | 32   |
| 4.1.2. Katı ve akışkan termal denge kabulüyle basitleştirilmiş analiz .....        | 35   |
| 4.1.3. AMR rejeneratör yatağındaki ısı ve kütle transferinin sayısal yöntemi ..... | 44   |
| 4.2. Termodinamik ve Eksergoekonomik Analizleri .....                              | 53   |
| 4.2.1. Enerji ve ekserji analizleri .....  | 53   |
| 4.2.2. SPECO analizi .....   | 55   |
| 4.3. Çok Hedefli Optimizasyon .....  | 58   |
| 4.3.1. Genetik algoritmalar .....  | 59   |
| 4.3.1. Optimum hedef çözümü .....  | 62   |
| 5. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA .....   | 63   |
| 5.1. Sistem-I: Aktif Manyetik Rejenerasyonlu Soğutma Sistemin Sonuçları .....      | 63   |

**İÇİNDEKİLER (devam)****Sayfa**

|  |      |
|--|------|
| 5.2. Sistem-II: Kaskat Aktif Manyetik Rejenerasyonlu Soğutma   |      |
| Sistemi Sonuçları .....  | 73   |
| 5.2.1. Süreçlere ait ısı transfer hesaplamalarının sonuçları.....  | 74   |
| 5.2.2. Kütleli debinin atılan ısı kapasitesi, soğutma yükü ve COP üzerindeki etkileri .....                                      | 108  |
| 5.2.3. Isı atma veya ısı çekme süreçlerinin süresinin soğutma yükü, COP ve ekserji verimi üzerindeki etkileri .....              | 82   |
| 5.2.4. Kaynak sıcaklığının, $T_H$ , soğutma yükü, ekserji verim ve ekserji yıkım akımının üzerindeki etkileri .....              | 84   |
| 5.2.5. Ekserji analizlerin sonuçları.....  | 86   |
| 5.2.6. Eksergoekonomik analizlerin sonuçları .....   | 92   |
| 5.2.7. Optimizasyon sonuçları.....   | 95   |
| 5.3. Farklı Manyetokalorik Malzemelerin Soğutma Yükü, Ekserji Verimi ve Ekserji Yıkım Akımlarının Karşılaştırması .....          | 1087 |
| 5.4. Analitik ve Sayısal Yöntemlerinin Karşılaştırılması .....   | 102  |
| 5.5. Buhar Sıkıştırılmalı ve Aktif Manyetik Rejenerasyonlu Soğutma Çevrimlerinde Kaynak Sıcaklığının Etkisinin İncelenmesi ..... | 104  |
| 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....   | 108  |
| 6.1. Sonuçlar .....  | 109  |
| 6.2. Öneriler .....  | 110  |
| KAYNAKLAR DİZİNİ .....   | 111  |
| ÖZGEÇMİŞ .....   | 126  |
| EKLER  |      |

## ŞEKİLLER DİZİNİ

| <u>Sekil</u>  | <u>Sayfa</u> |
|---|--------------|
| 1.1. Prosesin çevresel etkisi, ekserji verimi ve sürdürülebilirliği arasındaki ilişki.....                                    | 2            |
| 2.1. Hokkaido üniversitesindeki cihazın akış şeması .....   | 7            |
| 2.2. Astronautics şirketi cihazının fotoğrafı ve akış şeması .....  | 8            |
| 2.3. Danimarkadaki RisØ labratuarındaki cihazın akış şeması .....   | 10           |
| 2.4. Tokyo teknoloji enstitüsündeki cihazın akış şeması.....  | 11           |
| 2.5. Ljubljana Üniversitesindeki döner manyetik soğutma cihazın akış şeması .....   | 13           |
| 2.6. Victoria Üniversitesindeki cihazın akış şeması .....   | 14           |
| 3.1. $Gd_{0.94}Er_{0.06}$ için T-s diyagramı.....   | 20           |
| 3.2. $Gd_{0.94}Er_{0.06}$ için manyetizma ile adyabatik sıcaklık değişimi .....   | 21           |
| 3.3. İzotermal entropi değişimi ve adyabatik sıcaklık değişimini T-s diyagramında gösterimi .....                             | 22           |
| 3.4. Aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma çevrimi.....   | 27           |
| 3.5. AMR çevrimin T-s diyagramı .....   | 28           |
| 3.6. Geleneksel buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ile AMR soğutma çevrimi arasındaki benzerlik.....                        | 28           |
| 3.7. Kaskat aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma çevrimi (a) Manyetizma, (b) Isı atma, (c) Demanyetizma, (d) Isı çekme. .... | 29           |
| 4.1. Bir boyutlu AMR modelin önemli modelleme parametrelerin gösterimi.....   | 31           |
| 4.2. Çalışma akışkanın diferansiyel elemanı için enerji akımların gösterimi .....   | 33           |

## ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

| <b><u>Şekil</u></b>  | <b><u>Sayfa</u></b> |
|--|---------------------|
| 4.3. Manyetokalorik malzemenin diferansiyel elemanı için enerji akımların gösterimi .....                | 34                  |
| 4.4. AMR çevrimin T-s diyagramı.....   | 37                  |
| 4.5. Kaskat AMR sisteminin çalışma akışkanı profili .....  | 46                  |
| 4.6. Bir boyutlu kaskat AMR modelin önemli modelleme parametrelerin gösterimi.....                       | 48                  |
| 4.7. Akışkan ve katı sıcaklığının sayısal çözümlemesi için kullanılan düğüm noktaları .....              | 48                  |
| 4.8. Elde edilen eşitliklerin bir matris denklemi olarak gösterimi .....                                 | 51                  |
| 4.9. Sayısal modelin çözüm şeması .....  | 52                  |
| 4.10. AMR soğutma sistemin şematik gösterişi.....  | 53                  |
| 5.1. Rejeneratördaki enerji dengesi.....   | 64                  |
| 5.2. Her süreç için rejeneratör boyunca kullanılan Gd malzemesinin sıcaklık dağılımı.....                | 65                  |
| 5.3. AMR sisteminin soğutma yükünün sıcaklık aralığına bağlı değişimi. ....                              | 66                  |
| 5.4. Farklı AMR yapılandırma sistemlerinin soğutma yükünün sıcaklık aralığına göre değişimi.....         | 66                  |
| 5.5. AMR sisteminin soğutma yükünün farklı $\phi$ değerlerinde sıcaklık aralığına bağlı değişimi.....    | 67                  |
| 5.6. AMR sisteminin soğutma yükünün farklı sıcaklık aralıklarında $\phi$ değerlerine bağlı değişimi..... | 68                  |
| 5.7. AMR sisteminin COP değerinin sıcaklık aralığına bağlı değişimi.....                                 | 68                  |
| 5.8. AMR sisteminin ekserji veriminin sıcaklık aralığına bağlı değişimi.....                             | 69                  |
| 5.9. AMR sisteminin ekserjetik yıkım akımının $\phi$ değerine bağlı değişimi.....                        | 69                  |
| 5.10. AMR Sisteminin ekserji veriminin kaynak sıcaklığı ile değişimi. ....                               | 70                  |



**ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)**

| <b><u>Şekil</u></b>  | <b><u>Sayfa</u></b> |
|--|---------------------|
| 5.11. AMR sistemin sürdürülebilirlik analizi sonuçları.....  | 70                  |
| 5.12. AMR sisteminin ekserjetik verimi ile sürdürülebilirlik indeksi arasındaki ilişki. ....   | 71                  |
| 5.13. AMR sistemin eksergoekonomik faktörünün farklı sıcaklık aralığında, $\phi$ değerine bağlı değişimi. ....                       | 72                  |
| 5.14. AMR sistemin ekserji yıkım maliyetin farklı sıcaklık aralığında, $\phi$ değerine bağlı değişimi. ....                          | 72                  |
| 5.15. AMR sistemin nispi maliyet farkı $\phi$ değerine bağlı değişimi.....   | 73                  |
| 5.16. Kaskat AMR sisteminde, manyetizma sürecinde, rejeneratör yatağı boyunca manyetokalorik malzemeye ait sıcaklık dağılımı. ....   | 75                  |
| 5.17. Kaskat AMR sisteminde, ısı atma sürecinde, rejeneratör yatağı boyunca manyetokalorik malzemeye ait sıcaklık dağılımı. ....     | 75                  |
| 5.18. Kaskat AMR sisteminde, demanyetizma sürecinde, rejeneratör yatağı boyunca manyetokalorik malzemeye ait sıcaklık dağılımı. .... | 76                  |
| 5.19. Kaskat AMR sisteminde, ısı çekme sürecinde, rejeneratör yatağı boyunca manyetokalorik malzemeye ait sıcaklık dağılımı. ....    | 77                  |
| 5.20. Kaskat AMR sisteminde, ısı atma sürecinde, rejeneratör yatağı boyunca çalışma akışkana ait sıcaklık dağılımı. ....             | 78                  |
| 5.21. Kaskat AMR sisteminde, ısı çekme sürecinde, rejeneratör yatağı boyunca çalışma akışkana ait sıcaklık dağılımı. ....            | 78                  |
| 5.22. Kaskat AMR sisteminin atılan ısı kapasitesi kütleli debisine bağlı değişimi. ....  | 79                  |
| 5.23. Kaskat AMR sisteminin soğutma yükünün kütleli debisine bağlı değişimi. ....  | 80                  |
| 5.24. Pompanın işinin kütleli debiyle değişimi. ....   | 80                  |
| 5.25. Kaskat AMR sisteminin COP değerinin kütleli debisine bağlı değişimi. ....  | 81                  |

**ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)**

| <b><u>Sekil</u></b>   | <b><u>Sayfa</u></b> |
|---|---------------------|
| 5.26. Kaskat AMR sisteminin ekserji veriminin farklı manyetik alanlarda, kütleli debiye bağlı değişimi. ....        | 80                  |
| 5.27. Kaskat AMR sisteminin soğutma yknns atma ve ısı çekme sürecinin süresine bağlı değişimi. ....            | 82                  |
| 5.28. Kaskat AMR sisteminin COP değerinin ısı atma ve ısı çekme sürecinin süresine bağlı değişimi. ....             | 83                  |
| 5.29. Kaskat AMR sisteminin ekserji veriminins atma ve ısı çekme sürecinin süresine bağlı değişimi. ....          | 84                  |
| 5.30. Kaskat AMR sisteminin ekserjetik soğutma yükü ile soğutma ykarasındaki ilişki. ....                         | 84                  |
| 5.31. Kaskat AMR sisteminin ekserjetik veriminkaynak sıcaklığına bağlı değişimi. ....                               | 85                  |
| 5.32. Kaskat AMR sisteminin ekserjetik ykm akımın kaynak sıcaklığına bağlı değişimi ....                          | 85                  |
| 5.33. Kaskat AMR sisteminin sürdürülebilirlik analizi sonuçları. ....   | 86                  |
| 5.34. Kaskat AMR sisteminin soğuk tarafındaki ekserji akımının farklı kütleli debilerde zamana bağlı değişimi. .... | 86                  |
| 5.35. Kaskat AMR sisteminin sıcak tarafındaki ekserji akımının farklı kütleli debilerde zamana bağlı değişimi. .... | 87                  |
| 5.36. Manyetokalorik malzemenin ekserji miktarı farklı kütleli debilerde zamana bağlı değişimi. ....                | 87                  |
| 5.37. Manyetokalorik malzemenin ekserji miktarı farklı kütleli debilerde zamana bağlı değişimi. ....                | 88                  |
| 5.38. Çalışma akışkanın ekserjetik akımının farklı kütleli debilerde zamana bağlı değişimi. ....                    | 89                  |

**ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)**

| <b><u>Sekil</u></b>   | <b><u>Sayfa</u></b> |
|---|---------------------|
| 5.39. Kaskat AMR sisteminin ekserjetik yıkım akımının kütleli debisine bağlı değişimi. ....   | 89                  |
| 5.40. Kaskat AMR sisteminin rejeneratörün ekserji yıkım akımının kütleli debisine bağlı değişimi. ....  | 90                  |
| 5.41. Manyetokalorik malzemenin ekserji yıkım akımının farklı kütleli debilerde ısı atma sürecinin periyoduna bağlı değişimi. ....                    | 90                  |
| 5.42. Manyetokalorik malzemenin ekserji yıkım akımının farklı kütleli debilerde ısı çekme sürecinin periyoduna bağlı değişimi. ....                   | 91                  |
| 5.43. Kaskat AMR sisteminin soğuk taraftaki çalışma akışkanının ekserjetik akımının farklı kütleli debilerde zamana bağlı değişimi. ....              | 92                  |
| 5.44. Literatürden alınan verileri ile elde edilen sonuçlarının karşılaştırılması. ....   | 92                  |
| 5.45. Kaskat AMR sisteminin ekserji yıkım maliyeti kütleli debiye bağlı değişimi. ....  | 91                  |
| 5.46. Kaskat AMR sisteminin eksergoekonomik faktörünün kütleli debisine bağlı değişimi. ....  | 93                  |
| 5.47. Kaskat AMR sisteminin nispi maliyet farkının kütleli debisine bağlı değişimi. ....  | 94                  |
| 5.48. Kaskat AMR sisteminin soğutma yükünün birim maliyetinin özgül ekserjetik soğutmasına bağlı değişimi. ....                                       | 94                  |
| 5.49. Kaskat AMR sisteminin çok hedefli optimizasyonu ekserjetik verim ve toplam soğutma maliyetine bağlı olarak gösterimi. ....                      | 96                  |
| 5.50. Üç farklı manyetokalorik malzemelerin adyabatik sıcaklık değişimi .....   | 98                  |
| 5.51. Kaskat AMR sisteminde, ısı atma sürecinde ( $t=0.5$ s) rejeneratör yatağı boyunca farklı manyetokalorik malzemelere ait sıcaklık dağılımı. .... | 99                  |

**ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)**

| <b><u>Sekil</u></b>   | <b><u>Sayfa</u></b> |
|---|---------------------|
| 5.52. Kaskat AMR sisteminde, ısı çekme sürecinde ( $t=1.1$ s) rejeneratör yatağı boyunca farklı manyetokalorik malzemelere ait sıcaklık dağılımı..... | 99                  |
| 5.53. Kaskat AMR sisteminin soğutma yükünün farklı manyetokalorik malzemeler için kütleli debiye bağıli değişimi.....                                 | 100                 |
| 5.54. Kaskat AMR sisteminin atılan ısı kapasitesinin farklı manyetokalorik malzemeler için kütleli debiye bağıli değişimi.....                        | 100                 |
| 5.55. Kaskat AMR sisteminin ekserji verimi farklı manyetokalorik malzemeler için kütleli debiye bağıli değişimi.....                                  | 101                 |
| 5.56. Kaskat AMR sisteminin ekserjetik yıkım akımı farklı manyetokalorik malzemeler için kütleli debiye bağıli değişimi.....                          | 102                 |
| 5.57. Sayısal ve analitik yöntemlerinin kaynak sıcaklığına bağıli olarak soğutma yükünün değişimi.....  | 104                 |
| 5.58. Buhar sıkıştırmalı ve aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma çevrimlerin COP değeri kaynak sıcaklığı ile değişimi.....                           | 105                 |
| 5.59. Buhar sıkıştırmalı ve aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma çevrimlerin ekserji verimi kaynak sıcaklığı ile değişimi.....                       | 105                 |

**ÇİZELGELER DİZİNİ**

| <b><u>Çizelge</u></b>  | <b><u>Sayfa</u></b> |
|--|---------------------|
| 2.1. Şimdiye kadar imal edilmiş manyetik soğutucular.....  | 15                  |
| 3.1. Gd, Dy ve Tb'nin manyetik ve termal özellikleri .....   | 25                  |
| 4.1. AMR problemin sınır ve başlangıç koşulları.....   | 49                  |
| 5.1. Analitik analiz için belirlenen parametreler .....  | 63                  |
| 5.2. Farklı kaynaklardan, deneysel verileri ile ilgili veriler.....  | 66                  |
| 5.3. Sayısal analiz için belirlenen parametreler. ....   | 74                  |
| 5.4. AMR soğutma problemin karar değişkenleri ile ilgili kısıtlar.....   | 95                  |
| 5.5. Karşılaştırmak için kullanılan simülasyon parametreleri .....   | 97                  |
| 5.6. Karşılaştırmak için kullanılan simülasyon parametreleri .....   | 103                 |
| 5.7. Elde edilen soğutma yükünün kaynak sıcaklığına bağlı olarak analitik ve<br>sayısal yöntemlerinin karşılaştırması..... | 104                 |
| 5.7. Kaskat AMR buzdolabı ve ticari buzdolablarının karşılaştırması.....   | 107                 |

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

| <u>Simgeler</u> | <u>Açıklama</u>                    |
|-----------------|------------------------------------|
| $A_c$           | Kesitalanı ( $m^2$ )               |
| $a_{sf}$        | Özgül yüzey alanı ( $m^2/m^3$ )    |
| $B_j$           | Brillouin fonksiyonu               |
| $\dot{C}$       | Maliyet oranı ( $\$/h$ )           |
| $c$             | Özgül ısı kapasitesi ( $kJ/kgK$ )  |
| $D$             | Rejeneratör yatağın çapı (m)       |
| $d_h$           | Hidrolik çapı, ( $\mu m$ )         |
| $d_p$           | Parçacık çapı, ( $\mu m$ )         |
| $ex$            | Özgül ekserji akışı ( $kJ/kg$ )    |
| $\dot{E}x$      | Ekserji akımı (W)                  |
| $f$             | Eksergoekonomik faktörü            |
| $g_L$           | Lande faktörü                      |
| $h$             | Özgül entalpi ( $kJ/kg$ )          |
| $\bar{h}$       | Isı taşınım katsayısı ( $W/m^2K$ ) |
| $H$             | Manyetik alan (A/m)                |
| $i$             | Faiz (%)                           |
| $j$             | Toplam açısal momentum kuantum     |

**SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)**

| <b><u>Simgeler</u></b> | <b><u>Açıklama</u></b>                |
|------------------------|---------------------------------------|
| $k$                    | Isıl iletkenlik (W/mK)                |
| $L$                    | Rejeneratör yatağın uzunluğu (m)      |
| $m$                    | Kütle (kg)                            |
| $\dot{m}$              | Çalışma akışkanın kütleli debi (kg/s) |
| $M$                    | Manyetizma ( $A \cdot m^2/kg$ )       |
| $Nu$                   | Nusselt sayısı                        |
| $N_a$                  | Molekül başına atom sayısı            |
| $P$                    | Basınç (atm)                          |
| $Pr$                   | Prandtl sayısı                        |
| $\dot{Q}$              | Isı akımı (W)                         |
| $r_k$                  | Nispi maliyet oranı                   |
| $R$                    | Termal kütle oranı                    |
| $Re$                   | Reynolds sayısı                       |
| $s$                    | Entropi (kJ/kg.K)                     |
| $t_1$                  | Manyetizma sürecinin süresi (s)       |
| $t_2$                  | Isı atma sürecinin süresi (s)         |
| $t_3$                  | Demanyetizma sürecinin süresi (s)     |

**SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)**

| <b><u>Simgeler</u></b>       | <b><u>Açıklama</u></b>                                    |
|------------------------------|---|
| $t_4$                        | Isı çekme sürecinin süresi (s)                            |
| $T$                          | Sıcaklık (°C, K)  |
| $u$                          | Çalışma akışkanın rejeneratör yatağın içindeki hızı (m/s) |
| $v$                          | Özgül hacim (m <sup>3</sup> /kg)                          |
| $W$                          | Güç veya iş, (kJ)   |
| $\dot{W}$                    | Güç veya iş akımı, (kW)                                   |
| $x$                          | Rejeneratör yatağın aksenal konumu (m)                    |
| $\dot{Z}$                    | Yatırım, işletme maliyet oranlarının toplamı (\$/h)       |
| <b><u>Yunan Harfleri</u></b> |   |
| $\beta$                      | Denge   |
| $\Delta T_{ad}$              | Adyabatik sıcaklık değişimi (K)                           |
| $\delta$                     | Yakınsama kriteri (K)                                     |
| $\varepsilon$                | Porozite  |
| $\eta$                       | Verim (%)   |
| $\mu$                        | Viskozite (Pa s)  |
| $\mu_B$                      | Bohr magneton (J/T)                                       |
| $\xi$                        | Özgül ekserjetik soğutma                                  |



**SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)**

| <b><u>Simgeler</u></b>     | <b><u>Açıklama</u></b>           |
|----------------------------|----------------------------------|
| $\rho$                     | Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )    |
| $\sigma$                   | Simetri                          |
| $\tau$                     | Boyutsuz zaman                   |
| $\phi$                     | Kullanabilirlik                  |
| $\varphi$                  | Bakım faktörü                    |
| $\gamma$                   | Elektronik sabiti (J/Kmol)       |
| <b><u>Alt simgeler</u></b> |                                  |
| ad                         | Adyabatik                        |
| curie                      | Curie sıcaklığı                  |
| d                          | Yıkım                            |
| D                          | Demanyetizma                     |
| el                         | Elektronik                       |
| ex                         | Ekserji                          |
| f                          | Akışkan                          |
| F                          | Yakıt                            |
| I                          | Kaskat sistemin birinci kademesi |
| II                         | Kaskat sistemin ikinci kademesi  |

**SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)**

| <b><u>Simgeler</u></b>    | <b><u>Açıklama</u></b>            |
|---------------------------|-----------------------------------|
| in                        | Giriş                             |
| l                         | Kafes                             |
| out                       | Çıkış                             |
| P                         | Ürün                              |
| q                         | Isı                               |
| w                         | iş                                |
| 0                         | Referans indeks                   |
| M                         | Manyetik                          |
| s                         | katı                              |
| t <sub>1</sub>            | Manyetizma sürecinin süresi (s)   |
| t <sub>2</sub>            | Isı atma sürecinin süresi (s)     |
| t <sub>3</sub>            | Demanyetizma sürecinin süresi (s) |
| t <sub>4</sub>            | Isı çekme sürecinin süresi (s)    |
| <b><u>Kısaltmalar</u></b> |                                   |
| AMR                       | Aktif manyetik rejenerasyonlu     |
| COP                       | Performans katsayısı              |
| CRF                       | Yatırım geri kazanım faktörü      |

**SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)**

| <b><u>Kısaltmalar</u></b> | <b><u>Açıklama</u></b>     |
|---------------------------|----------------------------|
| E.D.E.                    | Enerji denge eşitliği      |
| Ek.D.E.                   | Ekserji denge eşitliği     |
| EES                       | Mühendislik denklem çözücü |
| Max                       | Maksimum                   |
| MKE                       | Manyetokalorik etki        |
| SI                        | Sürdürülebilirlik indeksi  |
| SPECO                     | Özgül ekserji maliyeti     |

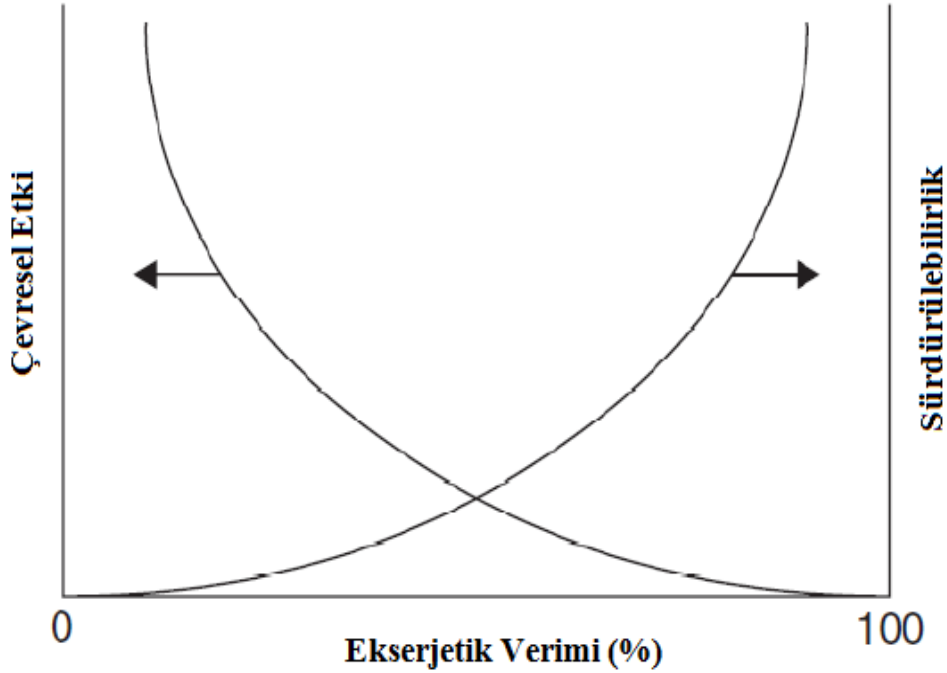


## 1. GİRİŞ

Ülkelerin ekonomik ve sosyal gelişmelerinin sürükleyici unsuru ve en temel gereksinimlerinden biri enerjidir. Bu nedenle de ülkelerin yönetimlerini üstlenenler, enerjiyi kesintisiz, güvenilir, temiz ve ucuz yollardan kullanmak durumundadır. Bu bağlamda, 21. yüzyılda karşılaşılan sorunların büyük bir bölümünün enerji kıtlığından kaynaklandığı düşünülmektedir (Dincer, 2000).

Son 35-40 yıllık dönemde, sanayileşme ve kentleşmenin ilerleyişi enerji tüketiminin artmasına neden olmuştur. Özellikle hızlı nüfus artışının ve yoğun bir yapılaşmanın ortaya çıktığı büyük kentlerde enerji ihtiyacı artmaktadır. Bugüne kadar oluşan küresel enerji tüketimi trendine dayanarak, 2030 yılına kadar dünyanın enerji tüketiminin %50 oranında artacağı bir gerçektir (Sugathi and Samuel, 2012). Bu yüzden, küresel enerji kaynaklarının yaygın olarak kullanılması bağlamında, enerji sürdürülebilirliği küresel bir zorunluk haline gelmiştir (Rosen, 2009).Günümüzde, dünyadaki enerji tüketimin yaklaşık %40'ı organik yakıtlardan, %25'i kömürden, %24.7'si doğal gazdan, % 7.6'sı nükleer enerjiden ve %2.6'sı da hidroelektrik enerjiden elde edilmektedir (Hepbaşlı and Özalp, 2003). Enerji üretimi ve tüketimi büyük ölçüde fosil kaynaklardan karşılandığı için, fosil yakıtlar dünya genelindeki enerji sektörü göz önüne alındığında en yüksek orana sahip olan yakıt türüdür. Bunlara ek olarak, fosil yakıtların kullanılmasından kaynaklanan belirsizlikler ve çevresel etkiler de giderek artmaktadır. Fosil yakıtların yanması sonucu açığa çıkan karbondioksit (CO<sub>2</sub>) gibi zararlı emisyonlar, sera etkisi sonucu oluşan çeşitli küresel iklim değişiklikleri de göz önüne alındığında başta insan sağlığı ve çevre olmak üzere birçok olumsuz yan etkilere sahiptir (Dinçer, 2002). Atmosferin bileşimini doğrudan ya da dolaylı olarak bozan insan etkinliklerinin bir sonucu olan iklim değişikliğinin çevreye verdiği olumsuz etkilerden dolayı her yıl 160000 kişinin öldüğü düşünülmektedir. 2020 kadar bu sayının iki katına ulaşacağı tahmin edilmektedir (Asif and Muneer, 2007). Buraya kadar olan bölümde değinilen nedenler, insanları enerji sistemlerini daha verimli, daha ucuz, daha sürdürülebilir ve daha çevre dostu seçeneklerle kullanmaya yönlendirmektedir.

Şekil 1.1’de her bir prosesin çevresel etkisi, sürdürülebilirliği ve ekserji verimi arasındaki ilişki açıklayıcı bir şekilde sunulmaktadır. Şekilde de görüldüğü gibi, prosesin ekserji verimi artarken, sürdürülebilirliği de artmakta; çevresel etkisi ise azalmaktadır.



Şekil 1.1. Prosesin çevresel etkisi, ekserji verimi ve sürdürülebilirliği arasındaki ilişki (Dinçer and Rosen, 2007).

Soğutma sektörü, bu çözüme katkıda bulunarak, geleneksel soğutma sistemlerine kullanışlı alternatifler geliştirmiştir. Bu alternatifler, daha verimli, çevre dostu ve rekabetçi çözümlerdir. Bu alternatiflerin önde gelenlerinden bir tanesi aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma sistemidir. Gelecekte bu sistemin, geleneksel soğutma sistemlerinin yerine geçebilme olasılığının yüksek olduğu düşünülmektedir.

Son 30 sene içinde, çevre kirliliği ve küresel ısınmanın belirli bir seviyeyi aşması ve enerji tüketimi hakkında elde edilen yeni bilgiler soğutma sistemlerinin gelişimi için yeni gereksinimler ortaya çıkarmıştır. Bunun sonucunda çevre dostu soğutma sistemler üzerine araştırmalar başlamıştır (Pearson, 2008).

Dünyanın teknoloji ve sanayi sektöründe ilerlemesi, buna bağlı olarak dünya çapındaki yaşam standardının iyileşmesi ile birlikte enerji tüketiminin

önemli ölçüde arttığı görülmektedir. Bu etkilerin sonucunda, atmosferde CO<sub>2</sub> gazı miktarının artması ve bu gazın çevre kirliliği yaratması sonucunda, akademik çevreler ve sanayi çevreleri temiz enerji üretimi için araştırmalara yönelmektedir. Enerji tüketimine paralel olarak, sistem veriminin iyileştirilmesi ve çevre kirliliğine etkisinin azalması da çok önemlidir. Soğutma teknolojilerinde taşıyıcıların büyük ölçüde etkisi bulunmaktadır. Dünyada soğutma proseslerinin çeşitli uygulamaları örnekleri bulunmaktadır. Bunlar geleneksel soğutma, gıda koruması ve gazların sıvılaştırması gibi uygulamalardır. Yavaş ama sürekli bir artış sergileyen hidrojenin yakıt pillerinde kullanması için gerekli olan ve soğutma tabanlı olan sıvı hidrojen üretimi için, gelecekte bu proseslerin değeri daha da artacaktır. Geleneksel soğutma sistemleri, soğutma veya ısıtma etkinliğini arttırmak için buharın sıkışma ve genleşmesini kullanır. Bu teknoloji, hızlı bir şekilde sanayide ve evsel marketlerde kullanılmaktadır. Ayrıca bu teknolojilerin üretiminde nispeten ucuzdur. Klorofluorokarbon tabanlı soğutucu akışkanlar, geleneksel oda sıcaklığındaki soğutma uygulamalarında çok verimli kullanılabilen çalışma akışkanlarıdır. Bu akışkanların ozon tabakasının delinmesinde aktif rol oynadıkları bilinmektedir ve 2020 yılına kadar kademeli olarak kullanımdan kaldırılacağı öngörülmektedir (Wang et al. 2010). Buna ek olarak, sıkıştırma ve genleşme proseslerinin sürekli uygulanması, büyük tersinmezler yol açmaktadır ve bu etki cihazların çalışma verimlerinin düşmesine neden olmaktadır. Sıvı hidrojen üretimi için bu kayıplar yeni bir araştırma konusudur. Geleneksel buhar sıkıştırma soğutma teknolojilerinin yerine manyetik soğutma teknolojisi alternatif bir seçenektir (Yu et al. 2010). Manyetik soğutmada, geleneksel çift fazlı soğutkanlar yerine, çevre dostu bir katı soğutkanın manyetizma ve demanyetizma etkisi altında kalmasıyla ısı transferi meydana gelir. Manyetik soğutma çevriminde, geleneksel soğutma sistemlerinin vazgeçilmez elemanlarından olan kompresör ve genleşme vanasının yeri yoktur. Bu elemanların sistem içinde bulunmaması sistem maliyetinde düşüşe neden olmaktadır (Steyert, 1978). Bu bağlamda, geleneksel soğutma sistemlerine alternatif olarak önerilen manyetik soğutma sistemlerinin üzerinde teorik analizlerin artışı meydana gelmiştir. Manyetik soğutma teknolojileri yüzyılı aşmış bir süreç içinde, geniş bir çalışma alanında ve çeşitli laboratuvar uygulamalarında kullanılmıştır. Fakat olgun bir teknoloji haline gelememiştir.

Günümüzde, soğutma sektöründe manyetik soğutma sistemleri, bazı sorunlara çözümler önermektedir. Bu çözümlere karşın, bu teknolojinin yaygın biçimde ticarileşmesini engelleyen önemli zorluklarla da karşılaşmaktadır. Bu zorluklardan biri, AMR soğutma sisteminin ana parçası olan rejeneratör bulunmaktadır. AMR soğutma sistemin verimi, maliyeti ve güvenilirliği rejeneratörün özelliklerine ve verimine bağlıdır.

Hali hazırda literatürde AMR çevriminin termodinamiğin ikinci kanununa göre bir analizi yapılmamıştır. Dolayısıyla, bu doktora tezi kapsamındaki çalışmada, termodinamiğin ikinci kanununa dayalı olarak aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma sistemin verimi ve maliyet analizi incelenmiştir. Ayrıca tersinmezlik alanlarına, bunların etkilerine ve termodinamik ve ekonomik kriterlere dayalı olarak sistemin verimini iyileştirme yolları önerilmiştir.

Bu analizlerde sistemin modellenmesi için MATLAB ve EES yazılım paketleri kullanılmıştır. Sistemin verimi, çeşitli tasarım parametreleri ve çalışma koşulları altında değerlendirilmiştir.

Bu doktora tez çalışması aşağıda belirtildiği biçimde altı ana konuyu içermektedir:

- AMR sisteminin analitik model kullanılarak analiz edilmesi
- Kaskat AMR sisteminin bir boyutlu sayısal model kullanılarak analiz edilmesi
- AMR sisteminin ekserjetik yıkım akımının ve ekserji verimliliğinin belirlenmesi için sistemin enerji ve ekserji analizlerinin yapılması
- AMR sistemindeki COP değerinin ve ekserji veriminin seçilen tasarım parametreleri ile değişen etkilerini değerlendirmek için parametrik çalışmalar yapılması
- Farklı manyetokalorik malzemelerin soğutma yükünün ve kaskat AMR çevriminin performansı üzerindeki etkisini araştırılması
- Kaskat AMR sistemin çok hedefli optimizasyonun yapılması



## 2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

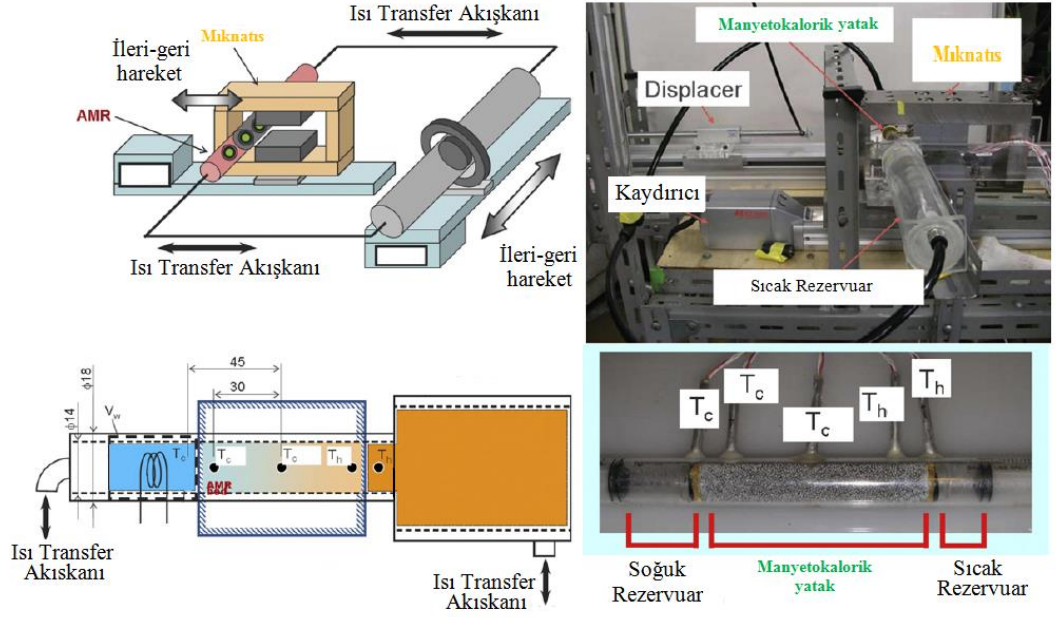
Manyetokalorik etki (MKE) ilk defa E. Warburg tarafından 1881 yılında demir elementi üzerinde yapılan araştırmalar sonucu gözlenmiştir. Manyetik malzemelerin bu özelliği kendi doğasında bulunmaktadır, ancak manyetokalorik etkinin büyüklüğü önemli biçimde bir maddeden diğerine değişir (Warburg, 1881). Artan veya azalan bir manyetik alan altında bulunan ve manyetik malzemenin entropisindeki değişimden kaynaklanan adyabatik sıcaklık değişimine Manyetokalorik etki (MKE) denir. Bu etki çoğu manyetokalorik maddeler için tersinirdir. 1920 ile 1930 arasında, MKE'ye sahip bir manyetik tuzun adyabatik demanyetizma prosesinde kullandığında, mutlak sıfır derecesine ulaşmasıyla bu etkinin kullanılabilirliği fark edilmiştir (Giauque and MacDougall, 1933).

Oda sıcaklığında manyetik soğutma ilk olarak Brown (1976) tarafından yayınlanmıştır. Brown (1976), oda sıcaklığında sürekli çalışan bir cihaz ile söz konusu maddenin maksimum manyetokalorik etkisinden çok daha büyük sıcaklık aralıkları elde etmiştir. Brown'ın oda sıcaklığında çalışan pistonlu manyetik buzdolabının rejeneratör yatağı, 1 mm kalınlığında Gd plakalarından oluşmuştur ve çalışma akışkanı olarak %80 su ile %20 etil alkol çözeltisi kullanılmıştır. Cihaz, 7 T manyetik alanında bir süperiletken mıknatıs kullanılarak üretilmiştir. Kaynak sıcaklığı,  $T_H$ , 319 K, kuyu sıcaklığı ise,  $T_C$ , 272 K'dir. 50 döngüden sonra elde edilen maksimum sıcaklık aralığı 47 K'dir. Daha sonra Brown (1978) aynı cihazı kullanarak, 80 K sıcaklık aralığı (248 K-328 K) elde etmiştir. Bu AMR çevrimi, Brayton benzeri bir döngüdür ve daha sonra Barclay and Steyert (1982) ile Barclay (1983a) tarafından geliştirilmiştir. Barclay and Steyert (1982) ile Barclay (1983b) aynı anda hem ısı rejeneratörü hem de soğutma aracı olarak kullanılabilen özel manyetik malzeme yatağı ile adyabatik sıcaklık değişiminden, ( $\Delta T_{ad}$ ), çok daha büyük bir sıcaklık aralığı elde etmenin mümkün olduğunu göstermiştir. Chen et al. 1992, oda sıcaklığındaki manyetik buzdolapları için, aktif manyetik rejenerasyonlu çevrimin; Carnot, Ericsson veya Stirling çevrimlerinden daha verimli olduğu sonucuna varmıştır. İki izotermal ve iki izentropik süreçten oluşan Carnot çevrimi maksimum termodinamik verimi vermektedir. Ancak, Carnot çevrim kapasitesi, müsaade edilen manyetik alan değişimi nedeniyle,

belirli bir  $T_H$  ve  $T_C$  olduğu için sınırlı kalmaktadır. Manyetik çevrimin kapasitesi rejenerasyonlu bir proses kullanılarak artırılabilir. Çeşitli manyetik soğutma üniteleri ABD, Kanada, Avrupa, Japonya ve Çin'de üretildikten sonra 1990'lı yılların başında aktif manyetik rejenerasyonlu çevrimi araştırmaları başlamıştır. İlk manyetik buzdolabı 1988'de üretilmiştir. Kirol and Dacus (1987, 1988) döner bir reküperatif Ericsson çevrimi tasarlayıp üretmiş ve test etmiştir. Kirol and Dacus (1987, 1988) reküperatif tasarımın rejeneratif manyetik tasarımından daha üstün olduğuna inanıyordu, çünkü rejeneratörde ısı çekme sürecinde, çalışma akışkanın sıcaklığın artması bir sonraki proseste etkinliği azaltmaktadır. Reküperatif tasarımda, reküperatif akışkan manyetizma ve demanyetizma süreçleri dışındaki tüm süreçlerde manyetik soğutkan ile termal sıvı temas halindedir. Daha sonra üretilen manyetik buzdolaplarında bu rejeneratif tasarım kullanılmıştır. Kirol and Dacus (1987)'nin kullandığı buzdolabının çalışma akışkanı 0.076 mm kalınlığındaki Gd plakaları arasındadır. Rotor 270 g ağırlığında 126 diskten oluşmaktadır.  $Nd_2Fe_{14}B$  sabit mıknatısı kullanılarak 9 T'lik bir manyetik alan üretilir ve 11 K sıcaklık aralığı elde edilir. Green et al. (1990) resiprokan bir aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma cihazı üretmiş ve test etmiştir. Bu rejeneratör Gd ve Tb metal şeritlerinden oluşmaktadır ve yaklaşık 100 devir sonunda hiç bir yük olmadığı halde 24 K sıcaklık aralığı (268-292 K) elde etmektedir.

AMR soğutma kavramı, sıcaklık sapmaları üzerindeki sınırları kaldırarak, manyetik soğutmanın oda sıcaklığında oluşmasına olanak sağlamıştır. Manyetik alan şiddetinin değiştirilmesinde uygulanan bir yöntem ise sabit mıknatıs içine rejeneratörün dogrusal olarak girip çıkmasıdır (Wu, 2003).

Şekil 2.1'de görüldüğü gibi, Kawanami et al. (2005) Hokkaido Üniversitesinde 2005 yılında bir manyetik soğutucu üretmiştir. Çalışma akışkanı olarak distile su kullanılmıştır ve manyetik alan 0.05- 1T arasında değişmektedir. Bu cihaz, gadolinyum'dan oluşan dolgulu yataktan maksimum 10 K sıcaklık aralığı elde edilmiştir. Manyetizma ve demanyetizma süreçleri 1s ve ısı atma ve ısı çekme süreçleride 0.5s.'dir.

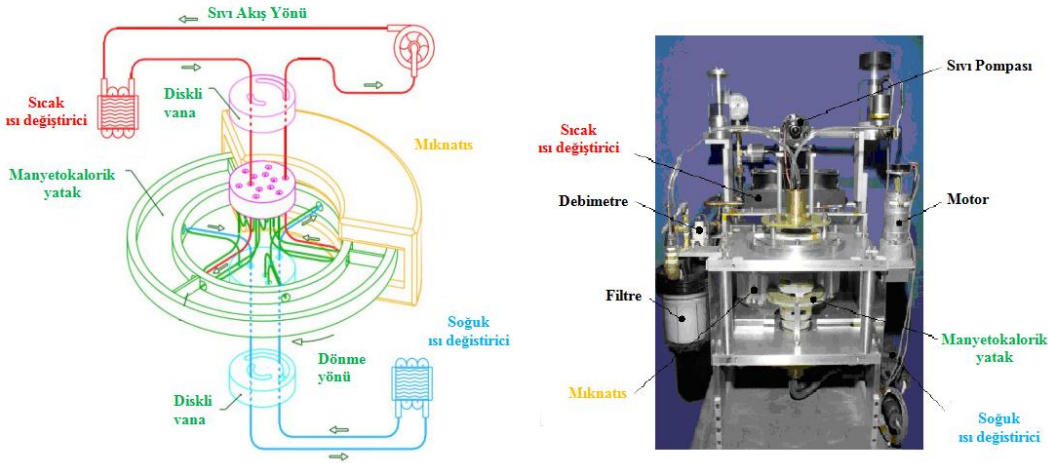


Şekil 2.1. Hokkaido üniversitesindeki üretilen cihazın akış şeması (Kawanami et al. 2005, Kawanami, 2007).

Bingfeng et al. (2006) yaptığı çalışmada termodinamik ve manyetizma ile birlikte klasik Langevin teorisini de esas alarak, oda sıcaklığında manyetik soğutmada kullanılmak üzere yeni manyetokalorik parametre ifadelerini sunmuştur. Buna ek olarak, bu parametreler oda sıcaklığında rejeneratif manyetik Ericsson soğutma çevriminin performans değerlendirmesinde alternatif bir yöntem oluşturmuştur. Kaynak sıcaklığı ve manyetik şiddetin çevrim soğutma kapasitesi ve performans katsayısı üzerindeki etkisini analiz eden çalışmanın sonuçlarına göre, manyetik alan kuvvetinin artmasıyla çevrimin maksimum sıcaklık aralığı artmıştır. Fakat artış oranı düşmüştür. Ayrıca, etkin soğutma kapasitesinin sadece bir maksimum değeri mevcuttur. Eşdeğer COP değerine sahip olan iki çevrim, belirli manyetik alan kuvvetleri altında benzer sıcaklık aralığına erişebilir. Yüksek manyetik alan kuvveti COP değerini artırabilir; ancak, COP değerinin artış oranını düşürür. Oda sıcaklığındaki soğutmalar için kullanılan manyetokalorik parametrelerin yeni ifadeleri Langevin, moleküler alan ve manyetik teorileri ile birlikte istatistiksel mekanizma esas alınarak oluşturulmuştur. Var olan parametre ifadeleri ile karşılaştırıldığında bu parametrelerin manyetik entropi değişimi ve özgül ısı kapasitesindeki maksimum hata payları sırasıyla %2.4 ve 6.2'dir. Yeni parametrik ifadeler mevcut olanlara kıyasla daha basit formdadır ve deneysel sonuçlara göre daha tutarlıdır. Manyetik soğutma çevrimi hesaplamalarının

basitleştirilebilir olması gelecekteki araştırmalar için teorik temel oluşturacaktır. Örnek olarak, manyetik Ericsson soğutma çevriminin performansı ferromanyetik Gd maddesinin yeni manyetokalorik parametreleri baz alınarak incelendiğinde ve şu sonuçlar çıkmıştır:  $COP > 0$  ve  $Q_r > 0$  koşulları altında, çevrimin maksimum sıcaklık aralığı manyetik alan kuvvetinin artmasıyla birlikte artmakta fakat bu artış oranı giderek düşmektedir. Manyetik alan  $H=1$  T ve  $T_1=285$  K iken  $Q_{r,max}=760.4$  J'dür ve  $T_1=298$  K iken  $Q_{r,max}=630.8$  J'dür. Aynı manyetik alan ve farklı çalışma koşulları altında eşdeğer COP değerleri eşit çevrim sıcaklık aralıklarına tekabül eder.

Zimm et al. (2006)'nin daimi mıknatıslar kullanarak tasarladığı cihaz, dünyanın ilk oda sıcaklığında çalışan gerçekte manyetik soğutucusu olarak, oda sıcaklığındaki manyetik soğutma araştırmalarda önemli bir dönüm noktası olmuştur. Madison, Wisconsin'daki Astronautics şirketi manyetik malzemeleri araştırmaktadır ve bu alanda çeşitli patentler yayınlanmıştır. Astronautics şirketinde, AMR soğutma sistemi Gd küreleriyle doldurulmuş çoklu rejeneratörlerden oluşan diskin 1.5 T daimi mıknatıs boşluğundan döndürülerek geçirilmesiyle yapılmıştır. Bu cihaz, oda sıcaklığında manyetik soğutma araştırmalarının önemli bir dönüm noktası olmuştur. şekil 2.2'de cihazın fotoğrafı görülebilir.



şekil 2.2. Astronautics şirketi cihazının fotoğrafı ve akış şeması (Zimm et al. 2006).

Disk altı parçaya bölünmüştür ve aktif manyetik rejeneratör yatakları ayrılmıştır. Yataklar manyetik alan içindeki pozisyonlarına bağlı olarak doğru

ayarlanmış aralıklarda çalışma akışkanının salınım akışına tabi olur. Bu sıvı akışı tek bir pompa ile sağlanır ve yatağın sıcak tarafından çıkan sıvı, diskin ters tarafı üzerinde bulunan rejeneratörün sıcak tarafından girmeden önce bünyesindeki atıl ısıyı vermesi için ısı değiştirgecine gönderilir. Bu nedenle, ısı atma sürecinde yataktan yüksek sıcaklıkta çıkan sıvı kaynak sıcaklığına kadar soğutulur ve sıcaktan-soğuğa doğru olan akış yatağına gönderilir. Bu akış konfigürasyonu çok yönlü valf sistemi ile oluşturulur ve akışkan dağıtım sistemi her bir yatağın özel açısız konumdaki dağıtım ve geri toplama noktalarını içerir.

Farklı maddelerden oluşan dolgulu yatak üzerinde deney yapan Astronautics;

1- Ortalama 425-500 mikron arası bir o çapa sahip Gd parçacıkları

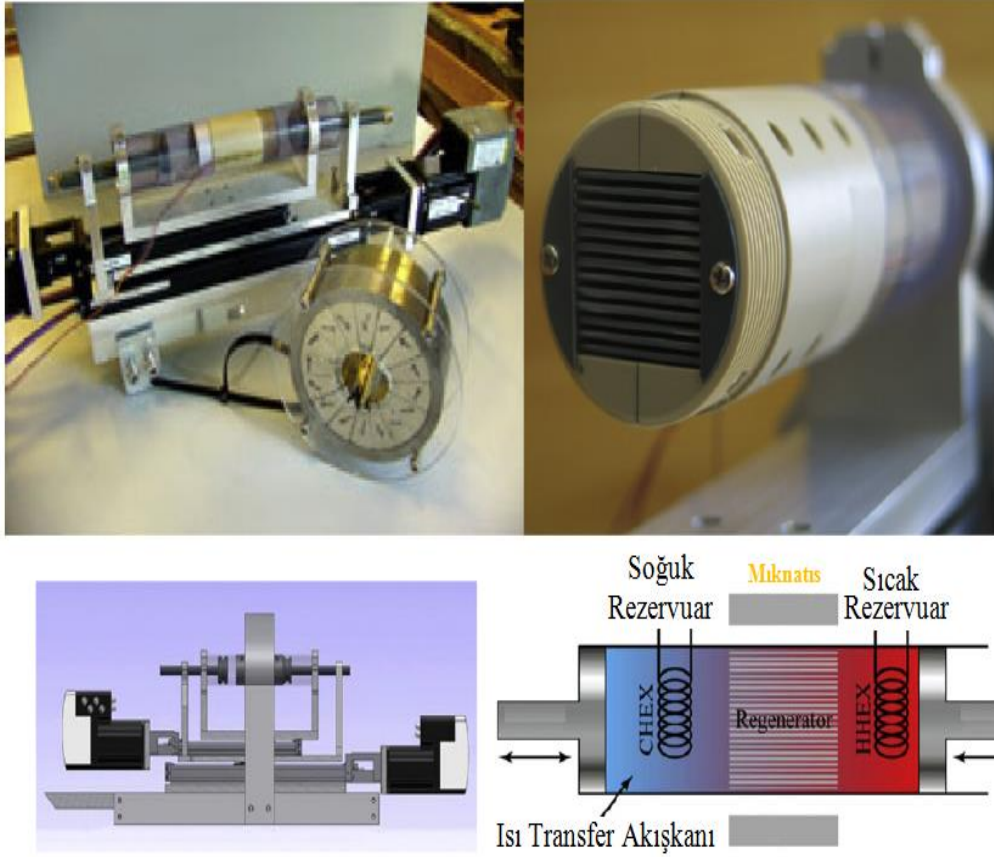
2- Ortalama 250-355 mikron çapa sahip %94 Gd ve %6 Er alaşımı

kullanmıştır.

Katmanlı yatak tek kat Gd yatağına kıyasla daha iyi performans göstermektedir, dolayısıyla katmanlı yataktan oluşan AMR soğutma sistemleri performans artırmak için bir çözüm olabilir.

Tagliafico et al. (2006) çalışmasında iki farklı manyetokalorik maddenin performans değerlendirmesini yapmıştır. Bu çalışmada kullandıkları manyetokalorik malzemelerden  $Gd_7Pd_3$  alaşımının Curie sıcaklığı 318 K ve  $Gd_{76}Pd_{24}$  ötektik bileşiminin Curie geçiş sıcaklığı sırasıyla 298 ve 318 K dir. Bu çalışma ile oda sıcaklığındaki manyetik soğutma çevriminin her iki madde için optimizasyonu yapılmış ve bu iki madde birbiriyle karşılaştırılmıştır.

Petersen et al. (2008) yaptığı çalışma ile paralel plakalı aktif manyetik soğutucunun zamana bağlı iki boyutlu matematiksel modelini çıkarmıştır. Şekil 2.3'te cihazın fotoğrafı görülebilir.



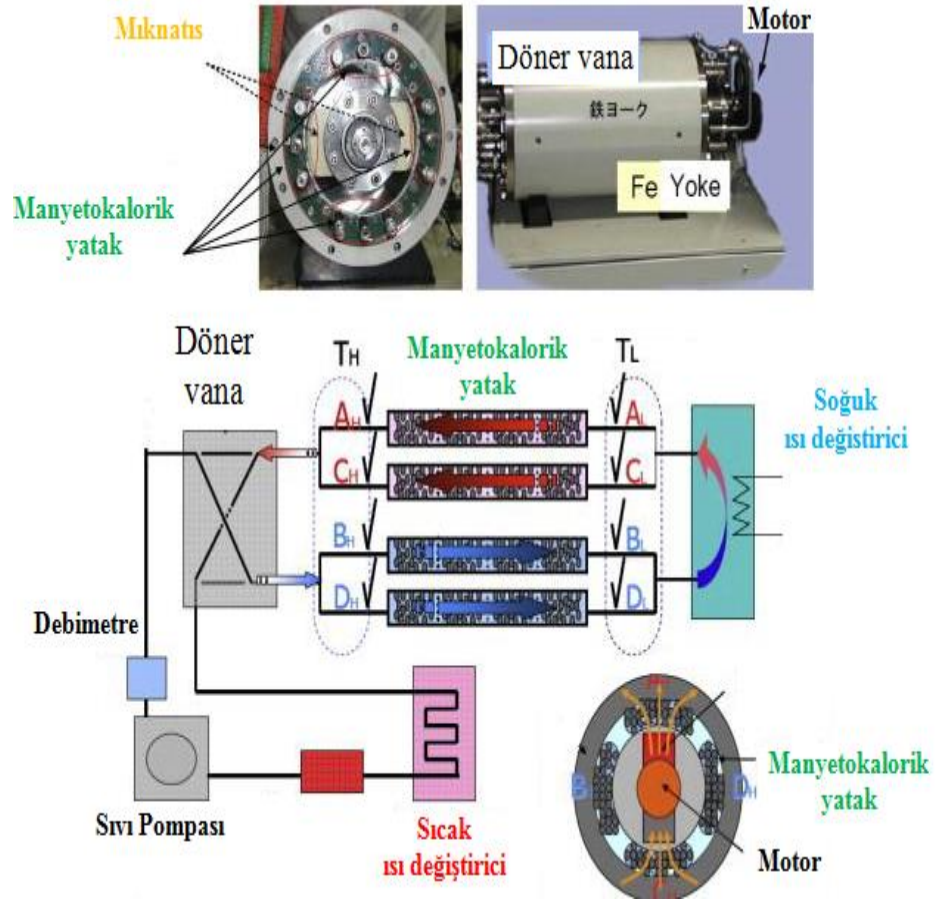
Şekil 2.3. Danimarkadaki RisØ labratuarındaki cihazın akış şeması (Petersen et al. 2008).

Bu çalışmada paralel plakalar arasından çalışma akışkanının geçtiği rejeneratör göz önüne alınmış ve bir tarafında soğuk ısı değiştiricisi diğer tarafında sıcak ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Çalışma akışkanının hareketi ileri ve geri hareket edebilen bir piston ile sağlanmıştır. Manyetokalorik madde olarak Gd, çalışma akışkanı olarak su kullanılmıştır. Çözüm için ise sonlu eleman yöntemi kullanılmıştır. Modelde aktif manyetik soğutma çevriminin farklı basamaklarında benzetim yapılmış ve soğutma kapasitesinin performansı ve iki ısı değiştiricisi arasındaki sıcaklık farkı hesaplanmıştır. Sonuçlar göstermiştir ki, 1 T manyetik alanında ve 10.9 K sıcaklık farkı (yüksüz durumda) durumunda Gd ile aktif manyetik soğutma için çevrim başına giren iş miktarı 93.0 kJ'dir. Modelde aktif manyetik soğutma çevrimi sırasında rejeneratör ve çalışma akışkanı arasında önemli sıcaklık farkı gözlemlenmiştir.

Boucekara et al. (2008) tersine yaklaşım ile daha önceki çalışmalarda elde edilen çıktıları girdi olarak kullanmış ve istenilen sıcaklık aralığı için rejeneratör yatağında kullanılan manyetokalorik malzemenin optimum boyutunu tahmin

etmiştir. Bu çalışmada manyetokalorik malzeme plaka şeklinde ele alınmış ve istenilen sıcaklık farkı için gereken kalınlık, genişlik ve boy hesaplanmıştır. Bu yaklaşımda elde edilen denklemler sonlu farklar yöntemi kullanarak çözülmüş ve optimizasyon denklemleriyle sonuca ulaşılmıştır. Bu çalışmada yapılan optimizasyon sonucunda 10 K lik sıcaklık farkı için gereken rejeneratör yatağının kalınlığı 2.9 mm uzunluğu ise, 214 mm olan bir Gd plakası olması gerektiği bulunmuştur ve 300 W soğutma gücü elde edilmiştir.

Okamura et al. (2007)'nin çalışmasında geliştirilmiş olan cihazın kompakt tasarımı dikkat çekmektedir. Döner bir sistem ve özel dizilmiş mıknatısların sabit bir manyetokalorik yatak etrafında döndürülmesiyle, manyetokalorik malzeme yataktaki manyetik akı yoğunluğunu dağıtmakta ve bu akıyı değiştirmektedir. Nd kullanılarak yapılan daimi mıknatıslar ile 1.1 T'lik maksimum manyetik alan şiddeti elde edilmiştir.



Şekil 2.4. Tokyo Teknoloji Enstitüsündeki cihazın akış şeması (Okamura et al. 2005).

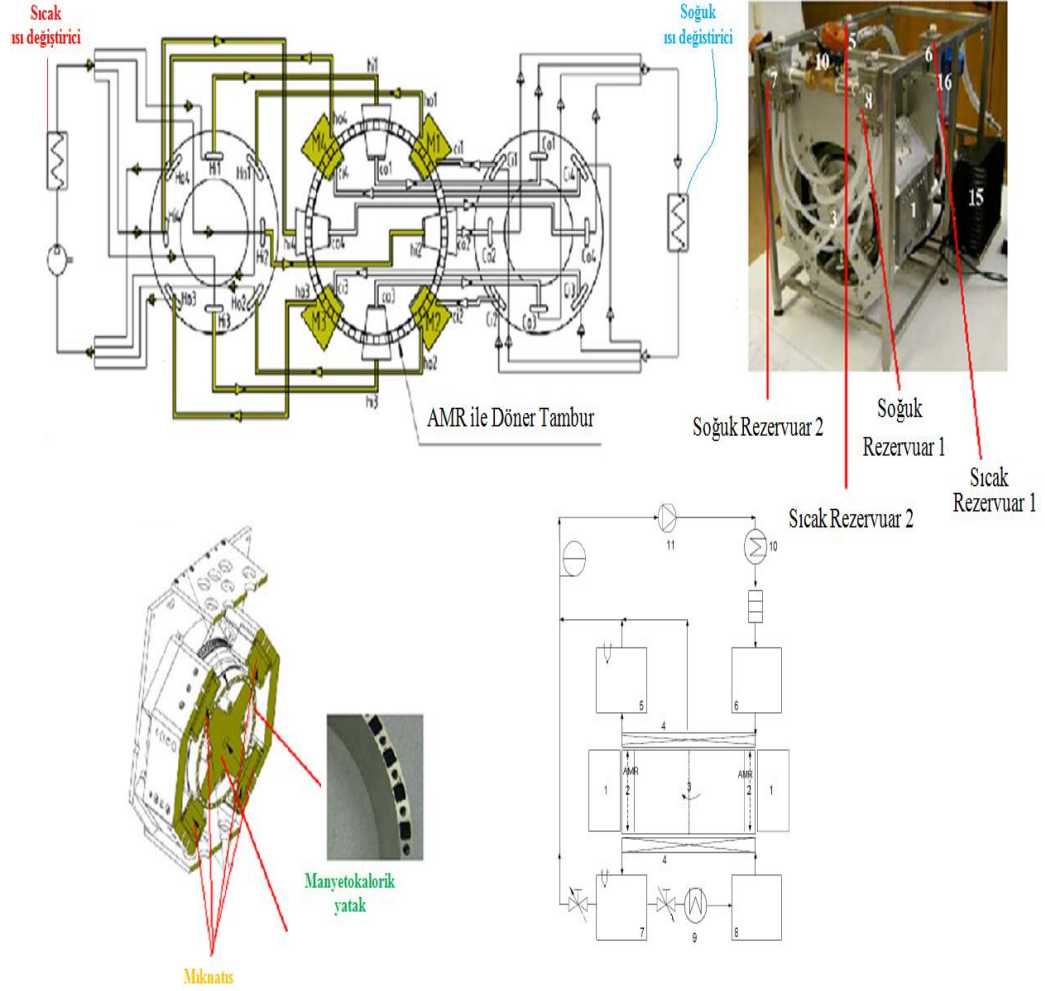
Makine dört manyetokalorik yataktan oluşmaktadır ve her yatak dört çeşit Gd ve Gd alaşımlı bileşen içermektedir, ve toplam 1 kg yatak kütlesi bulunmaktadır. Performansı artırmak için bu cihazda katmanlı yatak tekniği uygulanmıştır. Farklı Curie sıcaklıklarında farklı malzemeleri farklı yerlerde kullanarak, yalnızca Gd kullanımına kıyasla daha yüksek bir verimlilik elde edilmiştir. Bu cihaz ile 0.4 Hz çalışma frekansı ve 0.2 K'lik sıcaklık aralığı ile 540 W maksimum soğutma gücünde 8 °C'lik bir yüksüz maksimum sıcaklık aralığı elde edilmiştir. Şekil 2.4'te cihazın fotoğrafı görülebilir. Bour et al. (2009)'nin yaptığı çalışmada resiprokan AMR soğutma makinesinin farklı manyetokalorik yataklarını test etmektir. Bu çalışmada 1.1 T'lik manyetik alan üretmek için doğrusal bir Hallbach dizilişi kullanılır. Rejeneratör 0.1 mm'lik sabit bir aralık ile 0.6 mm kalınlığındaki paralel Gd levhaları arasında bir düzenleme ile oluşmaktadır. Yine bu çalışmada özel bir çalışma akışkanı (Zitrec S) kullanılır. Bu cihaz özel olarak tasarlanmış kullanıcı arayüzü ile yarı otomatik test için geliştirilmiştir. Gd kullanıldığında yaklaşık 15 °C'lik bir maksimum sıcaklık aralığı olduğu belirtilmiştir, herhangi bir soğutma yükü rapor edilmemiştir.

Tusek et al. (2009), bir döner AMR soğutma malzemesi olarak Gd kullanarak çalışmasını geliştirilmiştir. Çalışma akışkanı olarak distile su kullanılmıştır ve manyetik alan 0.05-0.98T arasında değişmektedir. Bu cihaz ile çok sayıda (34) döner tambur içinde yerleştirilmiş destekleyici küçük manyetik yatakları kullanarak, 7 °C sıcaklık aralığı elde edilmiştir. Bu çalışmada soğutma gücü ve COP değeri hakkında bir değerlendirme yapılmamıştır. Şekil 2.5'te cihazın akış şeması ve fotoğrafı görülebilir.

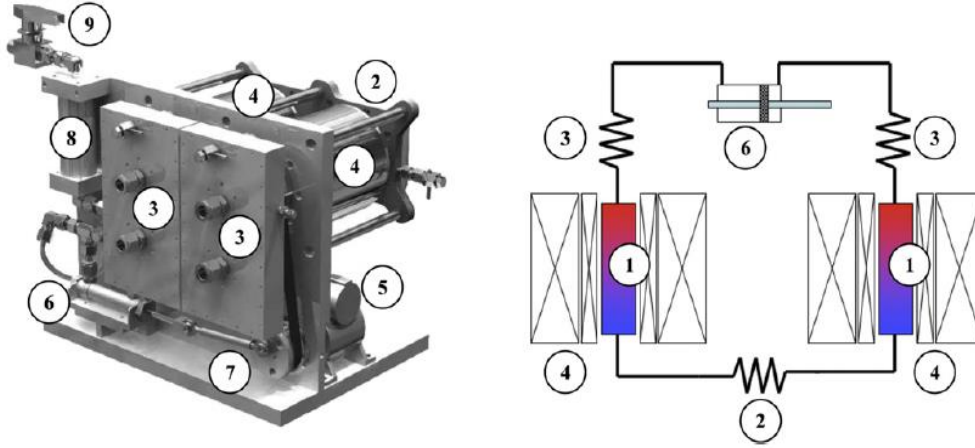
Tura and Rowe (2009), Victoria Üniversitesi'nde oda sıcaklığında manyetik soğutma ile ilgili çalışmalar yapmıştır. Victoria Üniversitesi'nde yıllar içinde çeşitli prototipler üretilmiştir ve bu üniversite alanında uzman olarak literatürde tanınmaktadır. 2009'da sunulan prototip, tüm bu geçmiş prototip çalışması deneyimlerinin bir sonucudur. Bu prototipte iç içe yerleştirilen NdFeB, Hallbach tarafından oluşturulan manyetik alan içine yerleştirilen iki yatak kullanır. İç Hallbach dizisi büyük bir dizi içinde döner ve bu dizi, büyük yer değiştirmelere gerek kalmadan, alternatif manyetik alan sağlar. Her iki rejeneratör de pompa yardımıyla oluşturulan bir sıvı transferi döngüsü (çalışma akışkanı sudur) ile bağlanmaktadır. Bir soğuk ısı değiştirici iki AMR'yi ayırmakta ve iki sıcak ısı



değiştirici de ısıyı atmaktadır. Toplam 110 g Gd kullanılarak ulaşılan pik yüksüz sıcaklık aralığı 29°C'dir. Bu değere 1.4 Hz'de, 50 W soğutma gücü ve 2°C sıcaklık aralığında ulaşılmıştır. Tüm sistemin COP değeri 1.6'dır. Uygulanan manyetik alan 0.1-1.4 T arasında değişmektedir. Buna ek olarak, ortalama parçacık çapı yaklaşık 300µm'dir. Şekil 2.6'da cihazın fotoğrafı görülebilir.



Şekil 2.5. Ljubljana Üniversitesindeki döner manyetik soğutma cihazının akış şeması (1) Mıknatıs, (2) AMR, (3) Döner tambur, (4) Mıknatıs, (5) Sıcak rezervuar 1, (6) Sıcak rezervuar 2, (7) Soğuk rezervuar 1, (8) Soğuk rezervuar 2, (9) Soğuk ısı değiştirici, (10) Sıcak ısı değiştirici, (11) Pompa (Tusek et al. 2009).



Şekil 2.6. Victoria Üniversitendeki cihazın akış şeması (1) AMR, (2) Soğuk ısı değiştirici, (3) Sıcak ısı değiştirici, (4) Mıknatıs, (5) Motor, (6) Pompa, (7) Krank mekanizma, (8) Akümülatör (9) Vana, (Tura and Rowe, 2009).

Burdyny et al. (2013), deney sonuçlarına dayanarak ve gerçek malzeme özelliklerini kullanarak, basitleştirilmiş bir AMR model geliştirmiştir. Buna ek olarak, manyetik alanı 0 ile 2 T arasında değişen üç farklı manyetokalorik malzeme (Gd, Gd Tb ve Gd Er) kullanarak, deneysel ve simülasyon sonuçlarını doğrulamışlardır.

Çizelge 2.1'de kapsamlı bir şekilde tüm prototiplerin en önemli özellikleri hakkında bilgi vermektedir.

Manyetik soğutma sistemleri ve manyetokalorik malzemeler hakkında daha fazla bilgi şu kaynaklarda bulunabilir: [Lee et al. (2002); Iwasaki (2003); Rowe and Barclay (2003); Egolf and Kitanovski (2005); Peksoy and Rowe (2005)].

AMR çevrimin bir boyutlu nümerik modellemesi Matsumoto and Hashimoto (1990); DeGregoria (1991); Yan and Chen (1992) ve Chen et al. (1994) tarafından geliştirilmiştir. Bu gelişim, AMR deney cihazlarının tasarım ve konstrüksiyonunun gözden geçirilmesine ve modifikasyonuna neden olmuştur. AMR cihazlarına ilişkin bir derleme Gschneider and Pecharsky (2008) ve Yu et al. (2010) tarafından ayrıntılı şekilde yapılmıştır. Nielsen et al. (2010) aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma sistemlerini içeren nümerik modellemeleri derlemişlerdir.

Çizelge 2.1. Şimdiye kadar üretilmiş manyetik soğutucular.

| No | Kaynak                         | Max Soğutma gücü (W) | Max $\Delta T_{\text{fark}}$ (K) | Max Manyetik Alan (T) | Rejeneratör Maddesi   |
|----|--------------------------------|----------------------|----------------------------------|-----------------------|---|
| 1  | Brown (1976, 1978)             | /                    | 47                               | 7                     | 1 mm Gd plakalı, % 20 etil alkol- su  |
| 2  | Kirol and Dacus (1987)         | /                    | 11                               | 0.9                   | 125 Gd plakalı 76 mm, Su  |
| 3  | Green et al. (1990)            | /                    | 24                               | 0.7                   | Gd-Tb alışımlı, Nitrojen gaz  |
| 4  | Zimm et al. (1998)             | 600                  | 38                               | 5                     | Gd küresel parçacıklı 0.15- 0.3 mm  |
| 5  | Bohigas et al. (2000)          | /                    | 5                                | 0.9                   | Gd  |
| 6  | Okamura et al. (2005)          | 100                  | 21                               | 4                     | Gd küresel  |
| 7  | Rowe and Barclay (2002)        | 2                    | 14                               | 2                     | Gd & Gd <sub>1-x</sub> Tb <sub>x</sub> katmanlı yatak, helyum   |
| 8  | Zimm et al. (2003, 2005, 2006) | 50                   | 25                               | 1.5                   | Gd, Gd Er küresel parçacıklı, 0.25-0.5 mm   |
| 9  | Blumenfeld et al. (2002)       | 3                    | 15                               | 1.7                   | Gd pudr   |
| 10 | Lu et al. (2005)               | /                    | 23                               | 1.4                   | Gd pudr. Gd <sub>5</sub> (Si,Ge) <sub>4</sub> pudr  |
| 11 | Okamura et al. (2005)          | 60                   | 8                                | 0.77                  | Gd <sub>1-x</sub> Dy <sub>x</sub> katmanlı alaşımları, spheres 0.6 mm, 1 kg, su                         |
| 12 | Clot et al. (2003)             | 8.8                  | 4                                | 0.8                   | Gd folyoları, Su,   |
| 13 | Richard et al. (2004)          | 2                    | 14                               | 2                     | Gd-R alloys layered beds of grains  |
| 14 | Rowe et al. (2005, 2006)       | 10                   | 50                               | 2                     | Gd-R katmanlı alaşımları, Helyum  |
| 15 | Shir et al. (2005)             | /                    | 5                                | 2                     | Gd pudr   |
| 16 | Okamura et al. (2007)          | 110                  | 10                               | 0.77                  | Gd ve MnAsSb alaşımları, ve Gd dolgulu yatak, Su  |
| 17 | Vasile and Muller (2005, 2006) | 360                  | 14                               | 2.4                   | Gd plakalı, Su  |
| 18 | Yu et al. (2005)               | 18.7                 | 3                                | 2.18                  | Gd 0.3mm ve Gd <sub>5</sub> Si <sub>2</sub> Ge <sub>2</sub> , Su  |
| 19 | Kawanami et al. (2005)         | /                    | 10                               | 1.0                   | Gd, distile su  |
| 20 | Yao et al. (2006)              | 51                   | 42                               | 1.5                   | Gd, helyum  |
| 21 | Egolf et al. (2006)            | /                    | /                                | 0.8                   | Gd, hava  |
| 22 | Okamura et al. (2005, 2007)    | 560                  | 8                                | 1.1                   | Gd, su  |
| 23 | Huang et al. (2006, 2007)      | 50                   | 18                               | 1.5                   | Gd 750 g  |
| 24 | Zimm et al. (2007)             | 220                  | 12                               | 1.5                   | Gd plakalı, su  |
| 25 | Tura and Rowe (2007)           | /                    | 13.2                             | 1.47                  | Gd plakalı, 0.6 mm, su  |
| 26 | Buchelnikov et al. (2007)      | 40                   | /                                | 1                     | Gd, NiMnGa alloys   |
| 27 | Petersen et al. (2007)         | /                    | 8.7                              | 1.2                   | Gd plakalı, 1 mm  |
| 28 | Muller et al. (2007)           | /                    | /                                | /                     | Gd, su  |
| 30 | Nakamura et al. (2008)         | /                    | 11,5                             | 2                     | Gd, 33.4 g, su ya hava  |
| 31 | Hirano et al. (2009)           | /                    | /                                | 2.3                   | LaFeSi, hava  |
| 32 | Zheng et al. (2009)            | /                    | 2                                | 1.5                   | Gd  |
| 33 | Bour et al. (2009),            | /                    | /                                | 1.1                   | Gd plakalı, 0.6 mm, su  |
| 34 | Coelho et al. (2009)           | /                    | 16,1                             | 2.3                   | Gd, etil alkol  |
| 35 | Dupuis et al. (2009)           | /                    | 11                               | 0.8                   | Gd sheets, 1 mm   |
| 36 | Kim and Jeong (2009)           | /                    | 7,8                              | 1.58                  | Gd, 325 -500 mm, Helyum   |
| 37 | Pryds et al. (2009)            | /                    | 16                               | /                     | La <sub>0.67</sub> Ca <sub>0.33-x</sub> Sr <sub>x</sub> MnO <sub>3</sub> plakalı, su ve etanol karışımı |
| 38 | Sari et al. (2009)             | /                    | /                                | 2                     | LaFe <sub>11</sub> Co <sub>0.5</sub> Si <sub>1.1</sub> ve Gd, hava                                      |
| 39 | Tagliafico et al. (2009)       | /                    | /                                | 1.5                   | Gd, 300 mm, su  |
| 40 | Tura and Rowe (2009)           | 50                   | 29                               | 1.4                   | Gd küresel parçacıklı, 300 mm   |
| 41 | Tusek et al. (2009)            | /                    | 7                                | 0.98                  | Gd plakalı, 0.3 mm, distile su  |
| 42 | Burdyny (2014)                 | 40                   | 29                               | 0.95                  | Gd,300 mm, su   |

Şu ana kadar yapılan çalışmalar içinde Austronautics kurumu ve Victoria Üniversitesi'nin ürettiği prototipleren başarılı olanlardır. Her ikisi de döner türde olduğu halde çok önemli farklılıkları vardır. Austronautics prototipi klasik bir döner prototip olduğundan, manyetokalorik malzeme yatakları dönen bir çerçeve üzerine monte edilir ve alternatif manyetik alan bir Hallbach dizisi ile uygulanır. Ayrıca, çalışma akışkanın dolaşımının en iyi şekilde sağlanması için, Austronautics prototipinde karmaşık bir valf yapılandırma sistemi bulunmaktadır. Victoria Üniversitesi bu konuda farklı bir çözüm uygulamıştır. Manyetokalorik yatakları, statik ve birbirinin etrafında dönen iki Hallbach dizisi içine yerleştirilmiştir ve manyetik alan değişken olarak uygulanmıştır. Böylece basitleştirilmiş bir hidrolik düzen ve daha esnek bir manyetik alan değişimi sağlanmış olur. Daha küçük ve daha iyi performanslı rejeneratörler yüksek ısı transfer katsayısı ve düşük gözenekliliği, mümkün kılmaktadır. Sulu çözelti içindeki Gd kararlılığı ilk aşamada endişe uyandırmış olsa da su bazlı çalışma akışkanları yüksek performansları nedeniyle en çok tercih edilen çözüm olmaktadır. Gschneider et al. (2005), Austronautics laboratuvar prototipinde Gd küreler ile 1500 saat çalışmış ve hiçbir korozyon belirtisi olmadığını belirtmiştir. Bu durumun, Engelbrecht tarafından çalışma akışkanı olarak önerilen, NaOH ilavesiyle, ya da glikol içinde mevcut olan ürünlerden kaynaklandığı düşünülmektedir (Engelbrecht, 2008).

## **2.1. Ekserji ve Eksergoekonomik Analiz**

Termodinamik sözcüğü Latince therme (ısı) ile dynamis (güç) sözcüklerinden türemiştir ve eski zamanlarda ıyı işe dönüştürme çabalarının en uygun tanımlanmasıdır. Termodinamik, enerjinin bilimi olarak tanımlanabilir. Enerji ise, değişikliklere neden olma yeteneği olarak düşünülebilir. Günümüzde ise termodinamik, soğutma, güç üretimi ve maddenin özellikleri arasındaki ilişkileri de içeren enerji ve enerji dönüşümlerinin tüm yönlerini barındıran bir anlam taşımaktadır (Çengel and Boles, 2008).

Günlük hayatın içinde farklı enerji çeşitleriyle karşılaşmaktayız. Bunların başında, ısı enerjisi, mekanik, elektrik ve nükleer enerji sayılabilir.

Termodinamiğin birinci kanunu enerji korunumunu belirtmektedir ve enerjinin yoktan var edilemeyeceğini ve var olan enerjinin de yok edilemeyeceğini açıklar. Bu kanuna göre toplam enerji miktarı değişmez, fakat yukarıda bahsedilen enerji türleri bir formdan başka bir forma dönüşebilir. Sistemlerin tasarım ve verimlilik incelemeleri yapılırken birinci basamak genelde enerji analizi olmaktadır. Enerji analizi bize kullanılan veya üretilen enerjilerin nicel bir ölçüsünü vermektedir. Fakat enerjinin kalitesi hakkında bir bilgi veremez. Sistemlerde hal değişimi sırasında enerji her zaman için korunur fakat niteliği azalır. Bu noktada enerji analizleri, önemli bir parametre olan çevre şartlarının da göz önüne alındığı termodinamiğin ikinci kanununa göre yapılmalıdır. Referans alınan çevre koşullarında sistemde elde edilebilecek maksimum iş olarak tanımlanan ekserji, kütle ve enerji akışında niteliğin bir ölçüsüdür (Dinçer and Rosen, 2005). Bu nedenle son yıllarda geliştirilen ve kullanılmaya başlanan ekserji kavramı önem kazanmaktadır.

Ekserji basit bir termodinamik özellik değildir, sistem ve çevresinin bir özelliğidir. Enerjiden farklı olarak, ekserji, bir sistem ve çevresinde oluşan tüm prosesler tersinir olduğu zaman korunur. Tersinmez sistemlerde ekserji yok edilmektedir. Ekserjinin yıkımı, enerji kalitesindeki veya kullanılabilirlikteki kayıpları temsil etmektedir. Ayrıca enerji gibi ekserji de sistem sınırlarından transfer edilebilir veya taşınabilir. Enerji için geçerli olan bütün taşıma ve transfer çeşitleri ekserji için de geçerlidir (Dinçer and Rosen, 2007).

Ekserjinin bazı önemli özellikleri aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Ekserji, enerjinin kullanılabilir bölümüdür; bu yüzden ekonomik değere sahiptir ve dikkatlice yönetilmelidir.
- Ekserji verimi ideale veya tersinirliğe yaklaşmanın bir ölçüsüdür.
- Yüksek ekserji içerikli enerji biçimleri, doğal olarak düşük ekserji içerikli enerji biçimlerinden daha değerlidir. Örneğin fosil yakıtların yüksek enerji içeriği varken, atık ısılar çevre şartlarına yakındır ve daha az ekserji değerleri vardır (Dinçer and Rosen, 2007).

Mühendislik uygulamaları, teknik ve ekonomik kısıtları da göz önüne almak zorundadır. Bu nedenle termodinamik ve ekonomi ilkelerini birlikte

değerlendiren ve termoekonomik ya da eksergoekonomik analiz olarak adlandırılan analiz yöntemleri geliştirilmiştir. Bu analizler kullanılarak, tasarlanan üretim sisteminin kurulup kurulamayacağına karar verilmektedir. Termoekonomik ya da eksergoekonomik analiz için literatürde birçok model kullanılmaktadır. (Tsatsaronis, 2007).

## 2.2. Eksergoekonomik analiz

Sistem bileşenleri ve ilgili sistemlerin verimini iyileştirmek için termodinamik analizler (özellikle ekserji analizi) kullanılabilir olsa da, bunun yapılabiliğine ilişkin gelişmeler genel olarak mali kaynaklarla sınırlıdır.

Dolayısıyla, enerji sistemleri için en uygun tasarımı elde etmek için, ekonomik disiplinler (özellikle maliyet muhasebesi) ile bilimsel disiplinler (özellikle termodinamik) birleştirilerek kullanılmalıdır.

Çeşitli enerji sistemleri tasarımları genel olarak geleneksel yöntemler, bilimsel analizler, deneysel veriler ve pratik deneyime dayalı gerçekleştirilir. Bu sistemlerin çoğu, genellikle optimum parametreleri dışında çalışırlar ve verimsiz kaynak kullanımı, yüksek üretim maliyetleri ve olumsuz çevresel etkiler gibi özellikler sergilerler.

Eksergoekonomik analizin amacı, sistemdeki verimsizlikleri tespit etmek ve bunlarla ilgili maliyetleri hesaplamaktır (Selbaş et al. 2006). Tsatsaronis (2007) yaptığı çalışmada ekserji analizi ve ekserji maliyetinde kullanılan bazı terimlerin tanımlamalarını yapmıştır. Eksergoekonomik analiz, Tsatsaronis (1987) tarafından dört ana tipe ayrılmıştır. Bunlar: (i) ekserji-ekonomik maliyet hesaplaması, (ii) ekserji-ekonomik hesap analizi, (iii) ekserji-ekonomik benzerlik sayısı ve (iv) ürün/maliyet verim diyagramlarıdır.

Bu tez çalışması kapsamında, Özgül Ekserji Maliyeti (SPECO) yöntemi kullanılmaktadır. SPECO yönteminde sistemin tüm akımları ekserjetik olarak hesaplandıktan sonra ekipmanların ekserji kayıpları belirlenmektedir. Sonraki basamakta, ekserji akımları gibi, ekserji maliyet oranları her bir akım ve ekipman için belirlenmektedir. Bunun sonucunda ürünün ekserji maliyeti ortaya çıkmaktadır. Ayrıca, maliyeti artıran ekipmanlar belirlenmekte ve iyileştirme çalışmaları için bu ekipmanlar üzerinde yoğunlaşmaktadır.

### 3. AKTİF MANYETİK REJENERASYONLU SOĞUTUCULAR VE ÇALIŞMA PRENSİPLERİ

Manyetokalorik etki, manyetokalorik maddenin manyetizma ve demanyetizma sürecindeki entropi değişimidir. Manyetokalorik maddenin sıcaklığı ve manyetik alanı birbirlerine bağlıdır. Bu özelliği manyetokalorik maddenin enerji dönüşüm sistemlerinde kullanılmasına imkan sağlamaktadır. Manyetokalorik etki Curie sıcaklığında maksimuma çıkmaktadır. Bu sıcaklıkta, madde ferromanyetikten paramanyetiğe dönüşür (Engelbrecht, 2008).

Curie noktasındaki iki farklı manyetik faz değişimi gerçekleşmektedir. Bunlar, birinci dereceden manyetik geçişli ve ikinci dereceden manyetik geçişli faz değişimleridir. İkinci dereceden manyetik geçişli (IDMG) maddelerin, ferromanyetikten paramanyetiğe dönüştüğü süreçte, manyetik momentumları hizalanmıştır. Gschneidner et al. (2005)'e göre, IDMG maddelerin manyetizma sürecindeki sıcaklık değişimi neredeyse anlaktır (nanosaniye düzeyinde). Oysaki, birinci dereceden manyetik geçişli (BDMG) maddelerin kristal yapısındaki değişim sürecinde, yapı değişimi meydana gelir ve atomlar yer değiştirir. Bu nedenle, BDMG maddelerin manyetizma sırasındaki sıcaklık değişimi IDMG maddelere göre çok daha fazla zaman almaktadır. Gschneidner et al. (2005)'e göre, IDMG maddeler BDMG maddelere göre daha az histerezis etkisi sergilemektedir.

Bir maddenin iş veya ısı nedeniyle iç enerjisi değiştirilebilir. Diferansiyel enerji dengesi aşağıdaki denklem ile elde edilebilir:

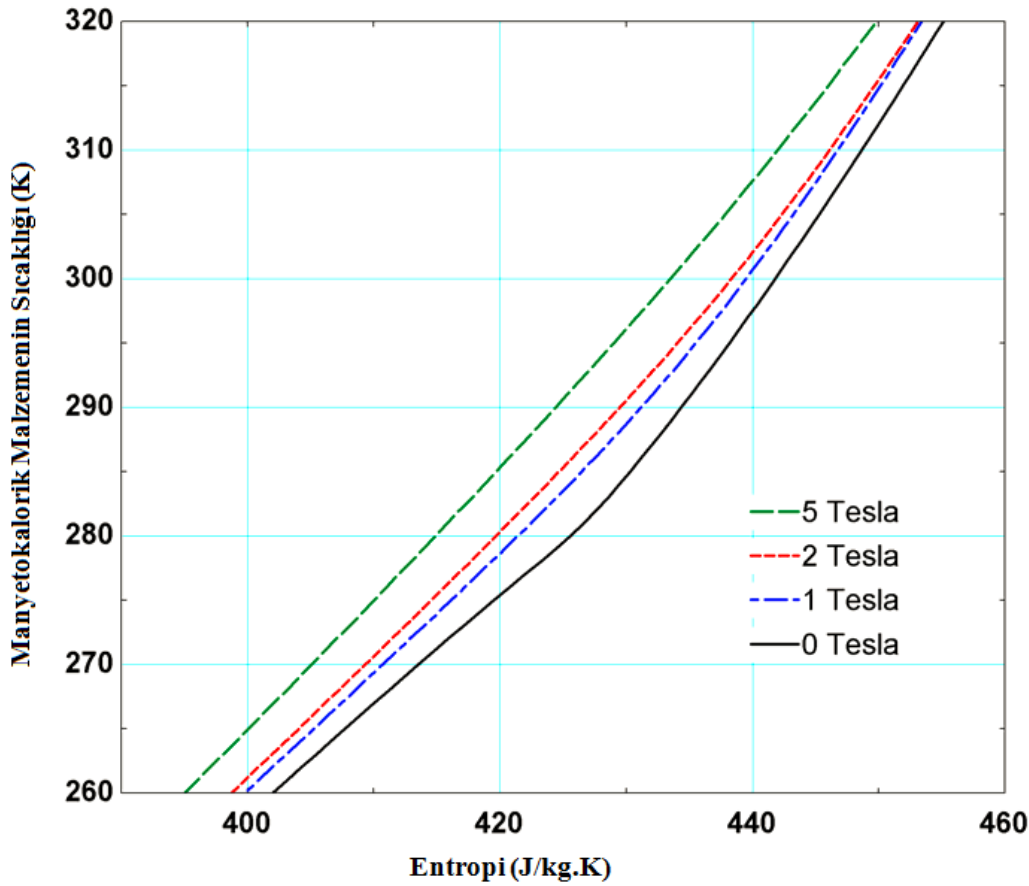
$$dU = Tds + dW \quad (3.1)$$

Denklem (3.1)'in sağtarafındaki birinci terim içeriye giriş ısısı ( $Tds$ ); ikinci terim ise, sisteme giren iştir ( $dW$ ). Genellikle, iş birçok şekilde transfer edilebilir (örneğin, mekanik, elektrik, vs.). Çoğu akışkanların temel yaygın özelliklerin bağlantılarını sadece hacimsel sıkıştırma işi olduğunda ( $P-V$ ) ile ifade edilir. Ancak denklem (3.1)'deki iş terimi, manyetokalorik maddeler için manyetik alanın ( $H$ ) ve manyetik momentumun ( $M$ ) integrali ile ifade edilmektedir. Bu denklemde manyetik histerezis etkileri göz ardı edilmiştir.

Manyetokalorik maddelerde, manyetik alanın artışıyla, manyetik dipollar hizalanmaya neden olur. Bu hareketler bütünü bir iş gerektirir ve entropinin azalmasına yol açar. Saf sıkıştırabilir bir madde için yapılan tüm termodinamik bağlantılar, bir manyetokalorik madde için de entropi, iç enerji ve manyetik alan bağlantıları kullanılarak uygulanabilir.

Örneğin, Maxwell denklemleri ile termodinamik özellikler, kısmi türevlerin arasındaki bağlantılar ile elde edilebilir ve bir manyetokalorik madde için bu hal denklemleri manyetizmanın sıcaklık ve manyetik alanın fonksiyonu olarak ifade edilebilir (Guggenheim, 1967). Bir manyetokalorik madde için verilen sıcaklık-entropi diyagramı sabit manyetik alanlar içermektedir; ancak bu diyagram sıkıştırabilir çalışma akışkanı için geleneksel T-s diyagramına benzemektedir.

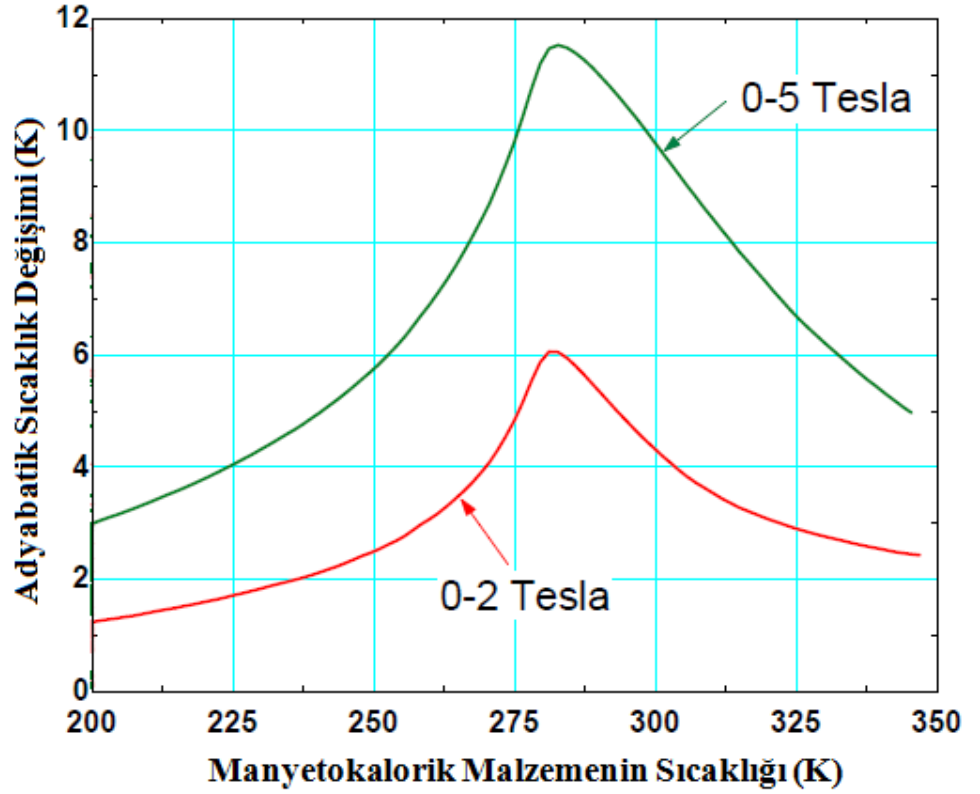
Gd<sub>0,94</sub>Er<sub>0,06</sub> maddesi için sıcaklık-entropi diyagramı Şekil 3.1'de verilmiştir (Engelbrecht, 2008).



Şekil 3.1. Gd<sub>0,94</sub>Er<sub>0,06</sub> için T-s diyagramı (Engelbrecht 2005)



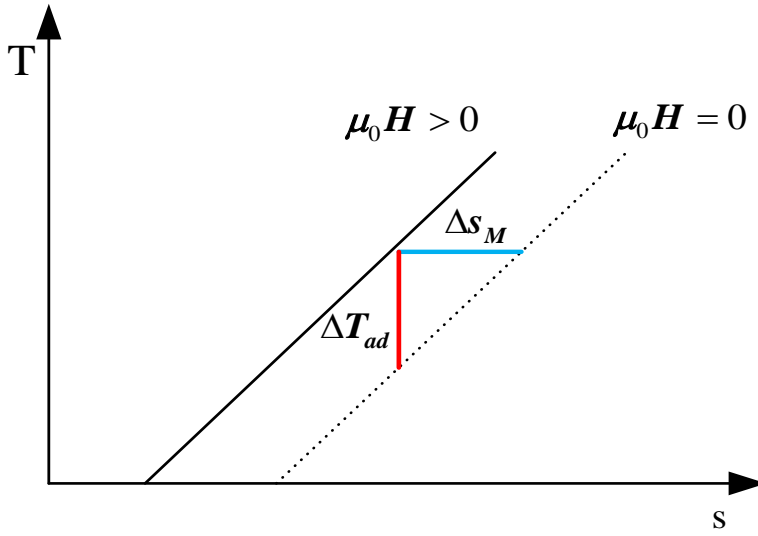
Şekil 3.1’de görüldüğü gibi, bir adyabatik proseste uygulanan manyetik alanın değişimiyle, manyetokalorik maddenin sıcaklığı değişebilir. Adyabatik sıcaklık değişimi, ( $\Delta T_{ad}$ ) manyetokalorik malzemenin adyabatik şartlar altında manyetizma ve demanyetizma süreçleri sırasında açığa çıkan sıcaklık değişimleridir. Bu değer, malzemenin ilk sıcaklığına ve manyetik alanın büyüklüğüne de bağlıdır.  $Gd_{0.94}Er_{0.06}$ , %94 gadalinyum ve %6 erbiyumalıışımının adyabatik sıcaklık değişimi, farklı manyetik alan uygulamalarında Şekil 3.2’de gösterilmektedir.



Şekil 3.2.  $Gd_{0.94}Er_{0.06}$  için manyetizma ile adyabatik sıcaklık değişimi (Engelbrecht 2005).

Şekil 3.2’de gösterildiği gibi, adyabatik sıcaklık değişimi, manyetokalorik maddenin başlangıç sıcaklığına bağlıdır. Manyetokalorik etki göreceli olarak sınırlı sıcaklık aralığı için sergilenmektedir.  $Gd_{0.94}Er_{0.06}$  gibi maddeler ikinci dereceden faz değişimi sergilemektedir ve bu maddelerde manyetik histeresis gözardı edilebilir. Bu durumda adyabatik manyetizma ve demanyetizma izentropik süreçlerdir. Buna göre, madde demanyetizma olduktan sonra sıcaklığı orijinal sıcaklığına yani sıfır manyetik alanındaki sıcaklığa geri döner.

Şekil 3.2'de AMR soğutmanın uygulamalı sistemlerdeki yararını ayrıntılı olarak göstermektedir. İlk olarak, adyabatik sıcaklık değişimi, uygulamalı soğutma sistemlerinde gereken sıcaklık aralığına göre nispeten daha küçüktür. Bu özellik kullanışlı sıcaklık aralığındaki soğutma yükünün sağlanması için rejenerasyonlu çevrimin kullanılmasını kaçınılmaz kılar. İkinci olarak, en büyük manyetokalorik etki oldukça kısıtlı sıcaklık aralığındadır. Manyetokalorik etkinliği artırmak ve sonucunda AMR soğutma sistem performansını iyileştirmek için, rejeneratör yatağının birkaç manyetokalorik maddeden oluşması istenir. İzotermal entropi değişimi, ( $\Delta s_M$ ) izotermal koşullar altında manyetizma ve demanyetizma süreçleri sonunda görülen entropi farkıdır. Bu değişim, manyetokalorik malzemenin ilk sıcaklığına ve uygulanan manyetik alanın değerine bağlıdır. İzotermal entropi değişimi ve adyabatik sıcaklık değişiminin daha iyi anlaşılabilmesi için aşağıdaki şekilden incelenebilir:



Şekil 3.3. İzotermal entropi değişimi ve adyabatik sıcaklık değişimini T-s diyagramında gösterimi.

Şekil 3.3'te görüldüğü gibi, adyabatik sıcaklık değişimi, ( $\Delta T_{ad}$ ) sabit entropide, sabit manyetik alan eğrilerindeki iki nokta arasındaki sıcaklık farkı olarak tanımlanabilir. İzotermal entropi değişimi, ( $\Delta s_M$ ) ise sabit sıcaklıkta sabit manyetik alan eğrilerindeki iki nokta arasındaki entropi farkı olarak tanımlanabilir.

### 3.1. Manyetokalorik Melzeme

Yüksek manyetokalorik etki gösteren saf elementlere, alaşımlara yada bileşiklere manyetokalorik malzeme denir. Manyetik soğutma çevriminde yarattıkları sıcaklık farkı ile soğutma çevriminin gerçekleşmesini sağlarlar; bu görevleriyle geleneksel buharlaşmalı-sıkıştırılmalı soğutma teknolojilerindeki çalışma akışkanına benzerler. Manyetik alan içinde ısınan ve dışında soğuyan bu maddeler gösterdikleri manyetokalorik etki ile manyetik soğutmanın temelini oluştururlar. Bu özellikleri nedeniyle manyetik soğutma konusunda en fazla araştırma konu olan malzemelerdir. Bu alandaki araştırmacılar ileriki bölümlerde sunulacak özellikleri sağlayabilecek bir manyetokalorik malzemeye ulaşmak için çalışmalarını sürdürmektedirler. Oda sıcaklığı yakınında yüksek manyetokalorik etki gösteren maddeler dört ana başlık altında ele alınabilir: gadolinyum ve alaşımları, perovskite ve perovskite-benzer birleşikler, geçiş metalleri bileşikleri, kompozit maddeler.

#### 3.1.1. Manyetik malzemenin seçimi

Manyetik soğutma uygulamalarında kullanılan maddeler için istenilen özellikler;

- Yüksek ferromanyetik maddenin Lande faktörü ve toplam açısal momentum sayısı  $J$  ki bunlar manyetokalorik etki için çok önemlidir
- Makul Curie sıcaklığı
- Sıfır manyetik hysteresis
- Hızlı ısı transferi sağlamak için yüksek termal iletkenlik ve küçük özgül ısı
- Manyetik soğutucular için manyetik malzemenin imal edilmesinde iyi kalıplama ve modelleme

### 3.1.2. Manyetokalorik Etkinin Hesaplamasi için Orta Alan Model Yaklaşımı (Mean field theory)

Manyetizma fonksiyonu,  $M$ , aşağıdaki eşitlikte ifade edilmiştir:

$$M(T, \mu_0 H) = n_s g_L J B_J(X) \quad (3.2)$$

burada  $n_s$  birim kütle başına manyetizma spinlerin sayısı,  $g_L$  Lande faktörü,  $J$  toplam açısal momentum sayısı ve  $B_J(X)$  Brillouin fonksiyonu olarak tanımlanır. Brillouin fonksiyonu,  $B_J(X)$ , aşağıdaki eşitlikte ifade edilmiştir:

$$B_J(X) = \frac{2J+1}{J} \coth\left(\frac{2J+1}{2J} X\right) - \frac{1}{2J} \coth\left(\frac{X}{2J}\right) \quad (3.3)$$

burada  $X$ , aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir:

$$X = \frac{g_L \mu_B \mu_0 H}{k_B T} + \frac{3T_{Curie} J}{T(J+1)} B_J(X) \quad (3.4)$$

burada  $\mu_B$ , Bohr magnetonu,  $k_B$  Boltzmann sabiti,  $T_{Curie}$  Curie sıcaklığıdır.

Sabit basınç altında manyetokalorik maddenin entropisi,  $S(T, H)$ , hem manyetik alanın hem de sıcaklığın fonksiyonudur. Burada entropi, manyetik entropi ( $S_M$ ), kafes entropisi ( $S_L$ ) ve elektronik entropiden oluşur (Yu et al. 2003).

$$S(T, H) = S_M(T, H) + S_L(T) + S_E(T) \quad (3.5)$$

Bu formülü incelersek,  $S_M$  hem manyetik alanın hem de sıcaklığın fonksiyonudur, fakat  $S_L$  ve  $S_E$  sadece sıcaklığın fonksiyonudur ve aşağıdaki eşitliklerle hesaplanabilir:

$$s_M(B, T) = \frac{R}{M_m} \left[ \ln \frac{\sinh\left(\frac{2J+1}{2J} X\right)}{\sinh\left(\frac{x}{2J}\right)} - X B_J(X) \right] \quad (3.6)$$

$$S_E(T) = a_e T \quad (3.7)$$

$$S_L(T) = \frac{N_a R}{M_m} \left[ -3 \ln\left(1 - e^{-\frac{T_{De}}{T}}\right) + 12 \left(\frac{T_{De}}{T}\right)^3 \int_0^{\frac{T_{De}}{T}} \frac{z^3}{e^z + 1} dz \right] \quad (3.8)$$

burada  $a_e$  'nin değeri  $10.9 \text{ mJ/mol K}^2$  dir (Oesterreicher and Parker 1984). Sabit manyetik alanda özgül ısı, sıcaklığa bağlı olarak ve Maxwell denklemini kullanarak aşağıdaki eşitlikten elde edilebilir:

$$c_s(H, T) = T \left( \frac{\partial s}{\partial T} \right)_H \quad (3.9)$$

Gd ve Tb'nin termodinamik özelliklerin çözümlemesinde kullanılan Lande faktörü (g), toplam açısal momentum sayısı (J), ve  $M_m$ ,  $T_C$  ve  $T_{De}$  parametrelerin değerleri Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Gd, Dy ve Tb'nin manyetik ve termal özellikleri (Aprea et al. 2013).

| Element | g    | J   | $M_m$ (kgmol <sup>-1</sup> ) | $T_C$ (°K) | $T_{De}$ (°K) |
|---------|------|-----|------------------------------|------------|---------------|
| Gd      | 2    | 3.5 | 0.157                        | 294        | 173           |
| Tb      | 1.5  | 6   | 0.159                        | 230        | 177           |
| Dy      | 1.33 | 7.5 | 0.163                        | 179        | 180           |

Bu verileri kullanarak, farklı  $Gd_{1-x}Tb_x$  ve  $Gd_{1-x}Dy_x$  alışımları için ortalama Gennes faktörü, ( $\bar{G}$ ) ve ortalama manyetik moment ( $\bar{\mu}$ ) aşağıdaki bağıntıları kullanarak hesaplanabilir.

$$\bar{G} = xG_{Gd} + (1-x)G_{Tb} \quad (3.10)$$

$$\bar{\mu}^2 = x\mu_{Gd}^2 + (1-x)\mu_{Tb}^2 \quad (3.11)$$

burada

$$G = (g-1)^2 J(J+1) \quad (3.12)$$

$$\mu = g\sqrt{J(J+1)} \quad (3.13)$$

Alışımın Curie sıcaklığı aşağıdaki denklemden elde edilebilir.

$$\bar{T}_{Curie} = 46\bar{G}^{2/3} \quad (3.14)$$

Manyetokalorik malzemenin termal ve manyetik davranışlarını betimlemek için ferromanyetik malzeme modeli kullanılmaktadır. Dolgulu yatak içinde, manyetokalorik malzemenin ve çalışma akışkanın entropi dengesi aşağıdaki eşitlikte gösterilmiştir:

$$ds = \frac{\partial s}{\partial T} dT + \frac{\partial s}{\partial H} dH \quad (3.15)$$

Manyetik alan değişimi adyabatik olarak dikkate alınır, aşağıdaki eşitlik elde edilebilir:

$$dT = -\frac{T}{c_H} \frac{\partial s}{\partial H} dH \quad (3.16)$$

$c_H$  daha önce eşitlik (3.9)'da verilmiştir. Adyabatik sıcaklık değişimini elde etmek için gerekli eşitlik (3.16)'dan manyetik alanın başlangıcıyla, bitimi arasında integral alınarak elde edilmektedir:

$$\Delta T_{ad} = -\int_{H_{low}}^{H_{high}} \frac{T}{c_H} \frac{\partial s}{\partial H} dH \quad (3.17)$$

Entropinin manyetik alana göre türevi ve  $c_H$ , sıcaklık ( $T$ ) ve manyetik alan ( $H$ ) fonksiyonlarıdır. İkinci dereceden manyetik geçişli maddeler için Maxwell bağlantılarını kullanarak aşağıdaki eşitlik elde edilebilir:

$$\mu_0 \frac{\partial M}{\partial T} = \frac{\partial s}{\partial H} \quad (3.18)$$

Yukarıdaki eşitliği, eşitlik (3.17)'e yerleştirilerek aşağıdaki eşitlik elde edilebilir:

$$\Delta T_{ad} = -\mu_0 \int_{H_{low}}^{H_{high}} \frac{T}{c_H} \frac{\partial M}{\partial T} dH \quad (3.19)$$

### 3.2. Aktif Manyetik Rejenerasyonlu Çevrimi

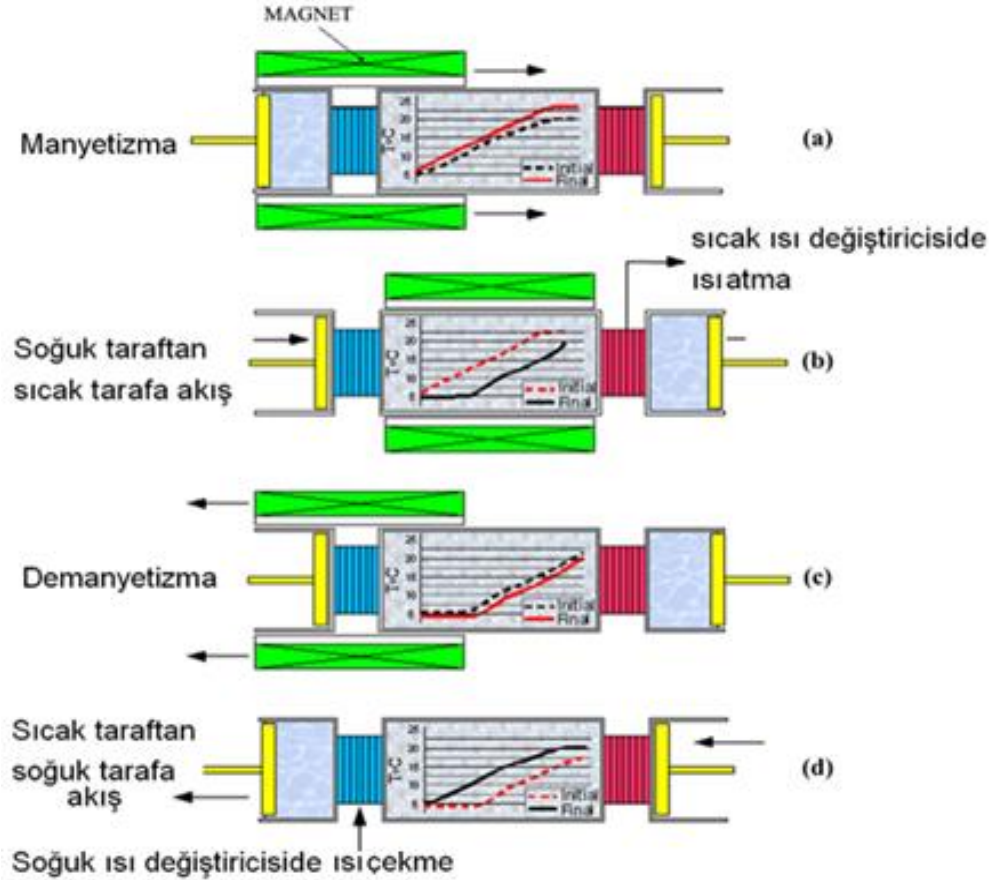
Karşıt pistonlu AMR soğutma çevrimi Şekil 3.4'te şematik olarak gösterilmiştir. Manyetizma sürecinde (a. durumu), manyetik alan şiddeti artırılır, bunun sonucunda manyetokalorik maddenin sıcaklığı artar. Manyetokalorik malzemenin sıcaklığı, kaynak sıcaklığının üstüne çıkar.

Isı atma süresinde (b.durumu), çalışma akışkanı soğuk ısı değiştiriciden sıcak ısı değiştiriciye doğru rejeneratör yatağı boyunca itilir ve bunun sonucunda

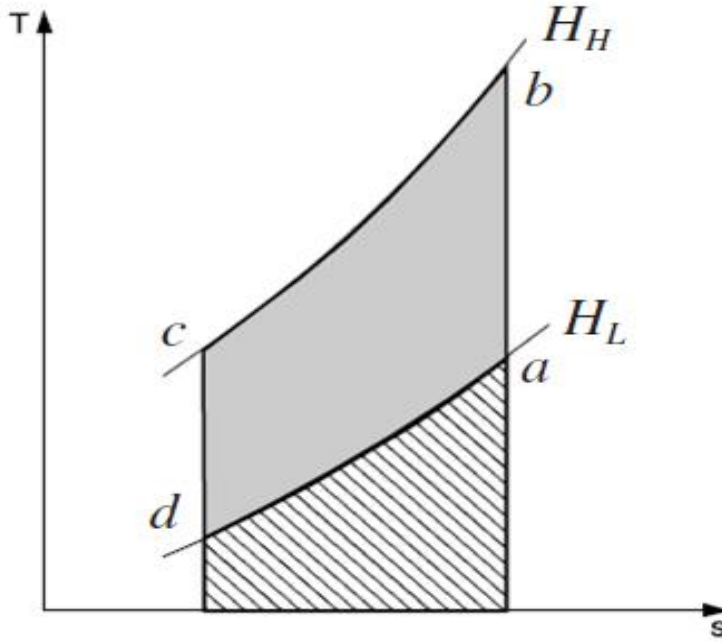
manyetokalorik maddenin sıcaklığı düşer. Bu süreçte kaynak sıcaklığının üzerine çıkan çalışma akışkanı, ısı değiştiricide ısınıp sıcak rezervuar sıcaklığına ulaşana kadar çevreye verir. Bu sürecin sonunda manyetokalorik maddenin sıcaklığı orijinal dağılımına geri döner.

Demanyetizma sürecinde (c. durumu), manyetik alan şiddeti kaldırılır bunun sonucunda manyetokalorik maddenin sıcaklığı azalır.

Isı çekme süresinde (d. durumu), ters yönde akış ile yatak, başlangıçtaki sıcaklığına geri döner ve çalışma akışkanı kuyu sıcaklığının,  $T_C$  daha altında rejeneratör yatağından çıkar. Soğuk ısı değiştiricide, çalışma akışkanı kuyu sıcaklığına ulaşana kadar çevreden ısı alır ve çevreyi soğutur buda soğutma yükünü oluşturur. Tekrar başlangıç şartlarına gelen rejeneratör yatak ve çalışma akışkanı bu çevrimi tekrarlayarak çalışmasını sürdürür. Şekil 3.5'te basit bir AMR çevrimi, T-s üzerinde gösterilmiştir.

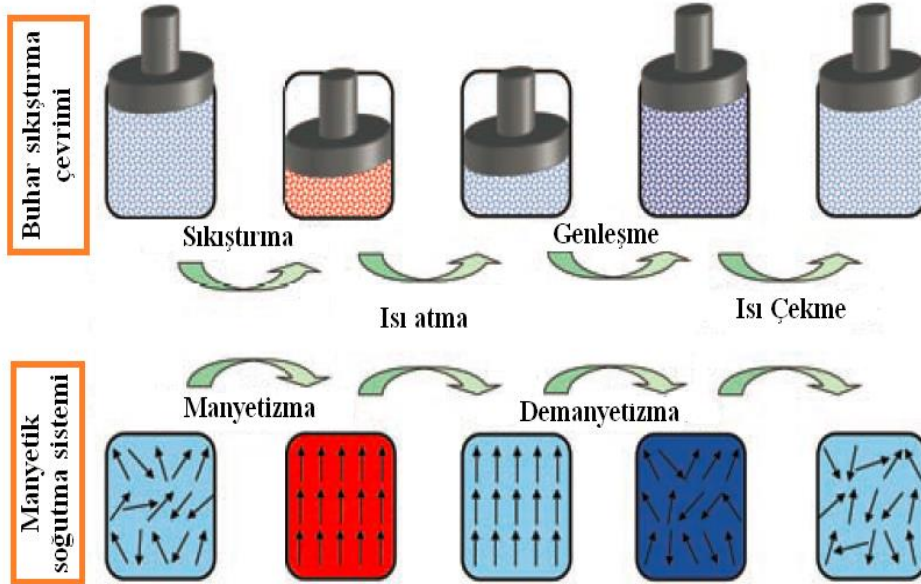


Şekil.3.4. Aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma çevrimi (Russek and Zimm, 2006).



Şekil 3.5. AMR çevriminin T-s diyagramı (Kitanovski and Egolf, 2006).

Geleneksel buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ile AMR soğutma çevrimi ve arasındaki benzerlik Şekil 3.6'da verilmiştir.



Şekil 3.6. Geleneksel buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ile AMR soğutma çevrimi arasındaki benzerlik (Nielsen, 2010).

Şekil 3.6'da görüldüğü gibi, manyetik malzemenin, manyetizma sürecinde sıcaklığı artar; bu da geleneksel soğutma sistemindeki sıkıştırma prosesine

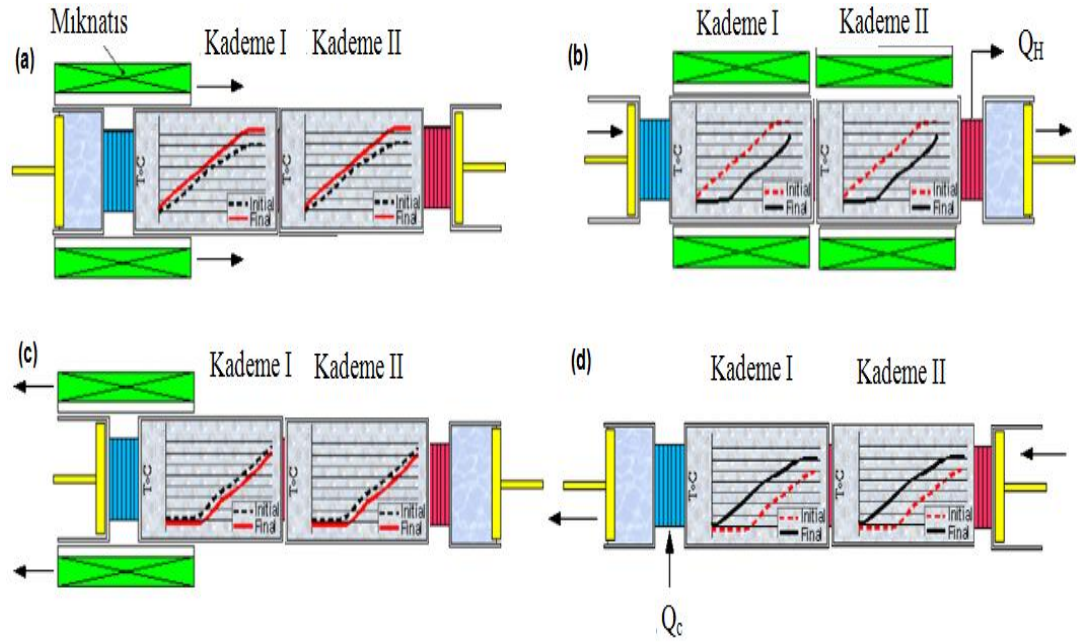


karşılık gelir. Isı daha sonra çevreye atılır ve sıcaklığı, manyetizma sürecinden, önceki sıcaklığına ulaşır. Daha sonra, manyetik malzemenin sıcaklığı demanyetizma sürecinde azalır; bu da geleneksel soğutma sistemindeki genişleme prosesine karşılık gelmektedir. Böylece, sıcaklık, başlangıç sıcaklığın altındaki değere ulaşır. Son olarak, bir miktar ısı yükü emilir ve çevrim yeniden başlar.

### 3.3. Kaskat Aktif Manyetik Rejenerasyonlu Çevrimi

Tek kademeli AMR sistemi, rejeneratör yatağın adyabatik sıcaklık değişiminin küçük olması nedeniyle daha yüksek sıcaklık aralığında çalışamaz. Bu sorunun çözümü, kaskat AMR soğutma sistemidir (Kitanovski and Egolf, 2009). Kaskat sistemde, ünitelerin her biri farklı sıcaklık aralığında çalışmakta ve değişik manyetokalorik madde kullanmaktadır. Kaskat AMR soğutma sistemi yüksek sıcaklık ve düşük sıcaklık kademelerinden oluşmaktadır.

Şekil 3.7’de kaskat AMR soğutma sistemini oluşturan dört ana süreç şematik olarak gösterilmektedir. Şekil 3.7’deki grafiklerde her kademenin fazı için başlangıç ve son sıcaklık değişimleri de verilmiştir. Başlangıç sıcaklıkları kesik çizgiyle, son sıcaklıklar ise düz çizgiyle temsil edilmiştir.



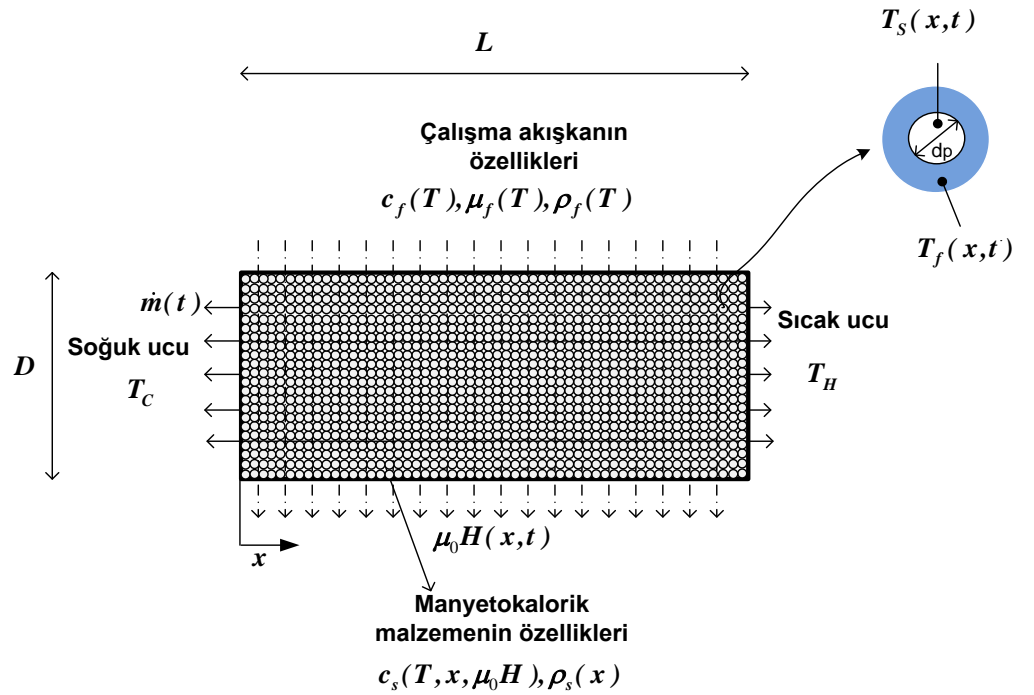
Şekil 3.7. Kaskat aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma çevrimi (a) Manyetizma, (b) Isı atma, (c) Demanyetizma, (d) Isı çekme.

Sistemin çalışma prensibi şöyle açıklanabilir: manyetizma sürecinde, kaskat sistemin iki kademesinin manyetik alan şiddeti artırılır. Bu işlem manyetokalorik malzemenin sıcaklığının artmasına neden olur. Daha sonra, ısı atma sürecinde, çalışma akışkanı birinci kademenin soğuk tarafından geçerek, sıcak tarafa doğru yönelir ve ısıl kaynakta ısınıp çevreye verir. Demanyetizma sürecinde ise, uygulanan şiddetli manyetik alan kaldırıldığından, manyetokalorik malzemenin sıcaklığı ortam sıcaklığın altına iner. Daha sonra, ısı çekme sürecinde, çalışma akışkanı ikinci kademenin sıcak tarafından geçerek, soğuk tarafa doğru yönelir ve kuyu kaynakta ısıyı emer.

## 4. ANALİZ

### 4.1. Isı Transferi Analizi

Bu bölümde bir boyutlu aktif manyetik rejeneratör akış ve ısı transfer modeli incelenecektir. Simüle edilen sistemin şeması ve önemli modelleme parametreleri Şekil 4.1’de sunulmuştur.



Şekil 4.1. Bir boyutlu AMR modelin önemli modelleme parametrelerinin gösterimi.

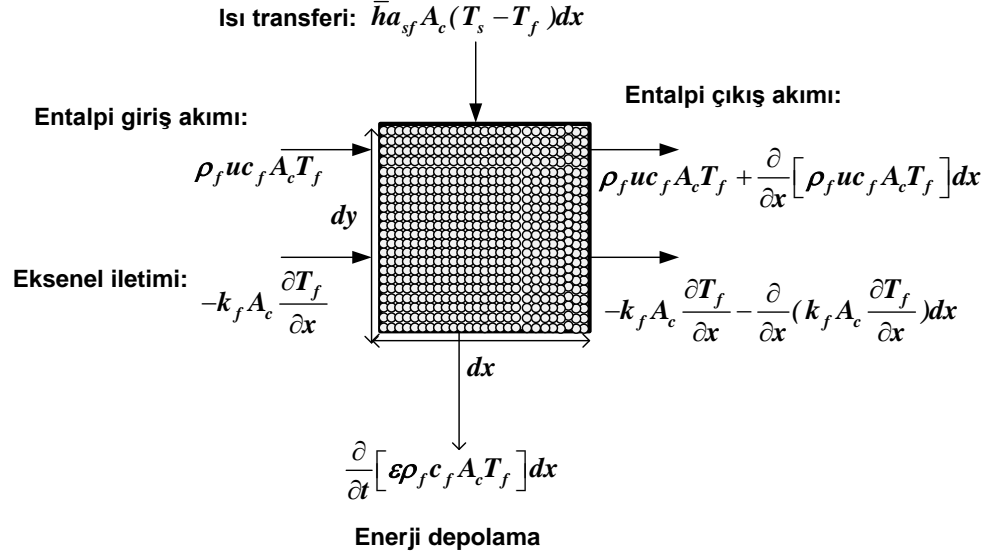
Şekil 4.1’de gösterildiği gibi,  $L$  rejeneratör yatağın uzunluğu,  $D$  rejeneratör yatağın çapıdır.  $c_f, \mu_f$  ve  $\rho_f$  sırasıyla çalışma akışkanının özgül ısı kapasitesi, dinamik viskozite ve yoğunluğunu göstermektedir. Bu parametreler sıcaklığa bağlı olup, Ek 1’de sıcaklığa bağlı denklemleri çıkarılmıştır. AMR yatağının dışında olan ekipmanlar (örneğin, ısı değiştiricileri, pompa ve mıknatıslar) açık formülasyona dayalı olarak modellenmemiştir, ancak çevrim üzerindeki etkileri zamana ve konuma bağlı olarak akışkanın kütleli debisi ve manyetik alan değişkenlerinde dikkate alınmıştır. Çalışma akışkanı sıkıştırılamaz akışkan olarak kabul edilmektedir. Ayrıca çalışma akışkanı rejeneratör yatağın içinde üniform hıza sahiptir. Çalışma akışkanının kütleli debisinin pozitif olması halinde akış, pozitif  $x$

yönündedir ve dolayısıyla rejeneratör yatağının sıcak tarafına doğru yönelmektedir. Çalışma akışkanının kütleli debisi negatif olduğunda, akışkan rejeneratör yatağının soğuk ucuna doğru hareket etmektedir. Çalışma akışkanının rejeneratör yatağına girme sıcaklığı, akışın negatif veya pozitif olmasına göre sırasıyla  $T_C$  ve  $T_H$  kabul edilir. Sıkıştırılmaz akışkan kabulünden dolayı, basıncın çalışma akışkanının yoğunluğu üzerinde bir etkisi bulunmamaktadır.

Bu bölümün amacı, çevrim kararlı hale (periyodik olduğu durum) ulaştığı anda rejeneratör yatağında bulunan çalışma akışkanının ve manyetik malzemenin sıcaklık dağılımını ve modelin son çıktılarına ele almaktır. Bu sıcaklık dağılımları, öngörülen kütleli debi ve manyetik malzeme özellikleri ile birleştiğinde, çevrimin çeşitli performans ölçümleri (örneğin, soğutma yükü, manyetik iş vb.) hesaplanabilmektedir.

#### 4.1.1. Temel yönetici denklemler

Çalışma akışkanı ve manyetokalorik malzeme için, gözenekli ortam boyunca makroskopik ölçekte, akış ve ısı transferine ait yönetici denklemler aşağıda verilmektedir. Şekil 4.2’de kartezyen koordinat sisteminde gösterilen, uzunluğu  $\Delta x$ , yüksekliği  $\Delta y$  olan diferansiyel düzeyde bir eleman içinde hareket eden çalışma akışkanının enerji akımları gösterilmektedir. Bu şekilde  $A_c$ , diferansiyel elemanın akışa dik yüzey kesit alanıdır.  $h$  ise taşınım katsayısı ve özgül yüzey alanı ( $a_{sf}$ ) dır.



Şekil4.2. Çalışma akışkanının diferansiyel elemanı için enerji akımlarının gösterimi.

Çalışma akışkanı için, küçük bir  $\Delta t$  zaman aralığında, bu elemanın sınırları içindeki enerji dengesi aşağıdaki şekilde ifade edilebilir. Şekil 4.2’de gösterildiği gibi, bazı basitleştirmeler yaparak, çalışma akışkanının enerji dengesi, aşağıdaki şekilde ifade edilir (Engelbrecht, 2008):

$$\epsilon \rho_f c_f A_c \frac{\partial T_f}{\partial t} + \rho_f c_f u A_c \frac{\partial T_f}{\partial x} = k_f A_c \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \bar{h} a_{sf} A_c (T_s - T_f) \quad (4.1)$$

Küre çaplarının tek biçimli olduğunu kabul ederek, özgül yüzey alanı ( $a_{sf}$ ) aşağıdaki formülden hesaplanır (Vafai and Sözen, 1990):

$$a_{sf} = 6 \frac{1 - \epsilon}{d_p} \quad (4.2)$$

Isı transfer katsayısı,  $\bar{h}$  (Roshenow et al. 1985) tarafından önerilen bir korelasyon kullanılarak elde edilebilir.

$$Nu_f = 2 + 1.1 Re_p^{0.6} Pr_f^{1/3} \quad (4.3)$$

Küresel dolgulu yataklar için Reynolds ve Prandtl sayıları aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$Re_p = \frac{\rho_f u d_p}{\mu_f} \quad (4.4)$$

$$Pr_f = \frac{\mu_f c_f}{k_f} \quad (4.5)$$

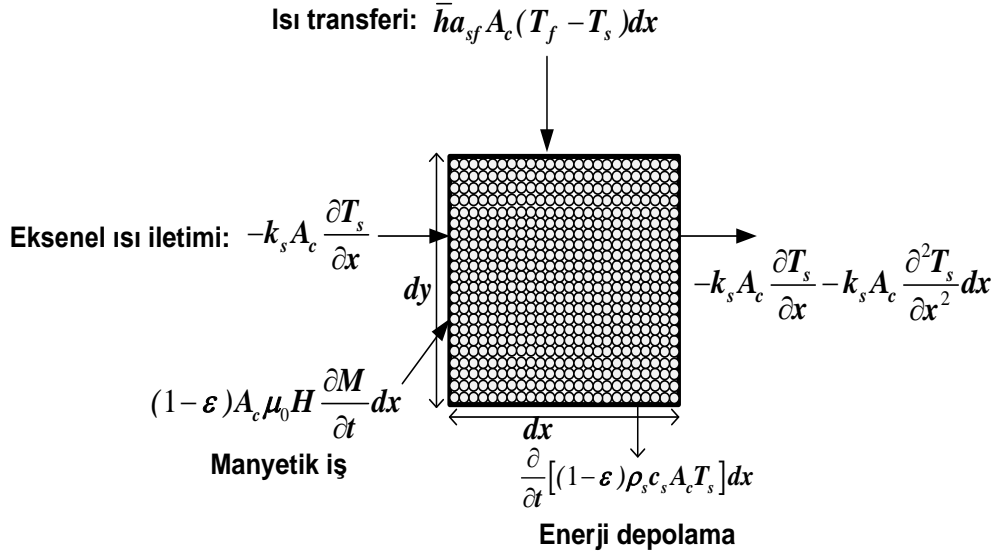
burada  $u$  çalışma akışkanının rejeneratör yatağın içindeki hızı,  $\mu$  çalışma akışkanının viskozitesi,  $d_p$  parçacık çapı,  $k$  çalışma akışkanının ısı iletkenlik katsayısıdır. Nusselt sayısı ise aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$Nu = \frac{\bar{h}d_h}{k_f} \quad (4.6)$$

burada  $d_h$  aşağıdaki bağıntıdan hesaplanabilir:

$$d_h = \frac{2}{3} \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} d_p \quad (4.7)$$

Yukarıda çalışma akışkanı için temel yönetici denklemi elde edilmiştir. Şimdi de manyetokalorik malzeme için temel yönetici denklemi çıkarılacaktır. Şekil 4.3'te manyetokalorik malzemenin diferansiyel kesitindeki çeşitli enerji akımları gösterilmektedir.



Şekil 4.3. Manyetokalorik malzemenin diferansiyel elemanı için enerji akımlarının gösterimi.

Şekil 4.3'te görüldüğü gibi, bazı basitleştirmeler yapılarak, manyetokalorik malzemenin enerji dengesi aşağıdaki şekilde ifade edilir (Engelbrecht, 2008):

$$(1-\varepsilon)\rho_s c_s A_c \frac{\partial T_s}{\partial t} = k_s A_c \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + (1-\varepsilon)A_c \mu_0 H \frac{\partial M}{\partial t} + \bar{h}A_c a_{sf} (T_f - T_s) \quad (4.8)$$

burada  $f$  ve  $s$  indisleri, sırasıyla akışkan ve katıyı ifade etmektedir. Ayrıca  $M$ , rejeneratörün birim kütle başına manyetizması,  $\mu_0 H$  ise uygulanan manyetik alanıdır.

#### 4.1.2. Katı ve akışkan termal denge kabulüyle basitleştirilmiş analiz:

Şekil 4.1'de, gösterildiği üzere bir boyutlu AMR problemi. Bu bölümde, analitik yaklaşım açıklanmakta ve çözümlenmektedir. Çalışma akışkanının enerji dengesi (eşitlik 4.1) tekrar yazılırsa:

$$\underbrace{\varepsilon \rho_f A_c c_f}_{m'_f} \frac{\partial T_f}{\partial t} + \underbrace{\rho_f u A_c c_f}_{\dot{m}_f} \frac{\partial T_f}{\partial x} = k_f A_c \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \bar{h} a_{sf} A_c (T_s - T_f) \quad (4.9)$$

Çalışma akışkanı için aşağıdaki basitleştirilmiş denklemler bulunacaktır:

$$m'_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + \dot{m}_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = k_f A_c \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \bar{h} A' (T_s - T_f) \quad (4.10)$$

burada  $m'_f$  rejeneratör birim uzunluk başına çalışma akışkanının kütlesi (kg/m),  $\dot{m}_f$  çalışma akışkanının kütleli debisi (kg/s),  $A'$  ise rejeneratör birim uzunluk başına akışkan ile katı arasındaki yüzey alanıdır (m).

Benzer şekilde manyetokalorik malzemenin enerji dengesi (eşitlik 4.8) içinde,  $m'_s$ , (rejeneratör birim uzunluk başına manyetokalorik malzemenin kütlesi) aşağıdaki şekilde tanımlanabilir:

$$\underbrace{(1-\varepsilon) \rho_s A_c c_s}_{m'_s} \frac{\partial T_s}{\partial t} = k_s A_c \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \underbrace{(1-\varepsilon) A_c \rho_s \mu_0 H}_{m'_s} \frac{\partial M}{\partial t} + \bar{h} A_c a_{sf} (T_f - T_s) \quad (4.11)$$

bunlar eşitlik (4.11)'e yerleştirilerek aşağıdaki şekilde sadeleşir:

$$m'_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = k_s A_c \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + m'_s \mu_0 H \frac{\partial M}{\partial t} + \bar{h} A' (T_f - T_s) \quad (4.12)$$

Çalışma akışkanı ile manyetokalorik malzemenin arasında termal denge olduğu dikkate alınır, akışkanla katının sıcaklıkları eşit kabul edilebilir [ $T_f = T_s$ ]. Akışkan ve katının enerji denge denklemleri (eşitlik 4.10 ve eşitlik 4.12)

birleştirildiğinde ve yukarıda bahsedilen kabul dikkate alındığında, enerji denge denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$(m'_f c_f + m'_s c_s) \frac{\partial T}{\partial t} + \dot{m} c_f \frac{\partial T}{\partial x} - k_{eff} A_c \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = m'_s \mu_0 H \frac{\partial M}{\partial t} \quad (4.13)$$

Bu denklemde parametre sayısı fazla olduğundan boyutsuz parametreler kullanılarak daha basit ancak daha genel bir denklem elde edilmeye çalışılmıştır. Boyutsuz parametreler aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$\tilde{x} = \frac{x}{L} \quad (4.14)$$

$$\tilde{t} = \frac{t}{\tau_B} \quad (4.15)$$

$$\phi = \frac{\dot{m} c_f \tau_B}{m'_s c_s L} \quad (4.16)$$

$$R = 1 + \frac{m'_f c_f}{m'_s c_s} = \frac{m'_s c_s + m'_f c_f}{m'_s c_s} \quad (4.17)$$

$$U = \frac{\phi}{R} = \frac{\left( \frac{\dot{m} c_f \tau_B}{m'_s c_s L} \right)}{\left( \frac{m'_s c_s + m'_f c_f}{m'_s c_s} \right)} = \frac{\dot{m} c_f \tau_B}{(m'_s c_s + m'_f c_f) L} \quad (4.18)$$

Eşitlik (4.15)'te  $\tau_B$  ısı atma veya ısı çekme sürecinin periyodudur. Eşitlik (4.16)'da,  $\phi$ , bir akış sırasında çalışma akışkanının ısı kapasitesinin rejeneratörün toplam ısı kapasitesine oranını temsil eder. Eşitlik (4.17)'de, termal kütle oranı,  $R$ , toplam termal kütle katının termal kütle oranıdır. Eşitlik (4.18)'de,  $U$ ,  $\phi$  değerinin  $R$  değerine oranıdır (Rowe 2011a)..

Eşitlik (4.20)'de görülen son terim olan aşağıdaki eşitlik manyetokalorik etkinin zaman içindeki değişimini belirtir.

$$\frac{\partial T_{ad}}{\partial t} = - \frac{T}{c_B} \left( \frac{\partial M}{\partial T} \right)_H \frac{\partial \mu_0 H}{\partial t} \quad (4.19)$$



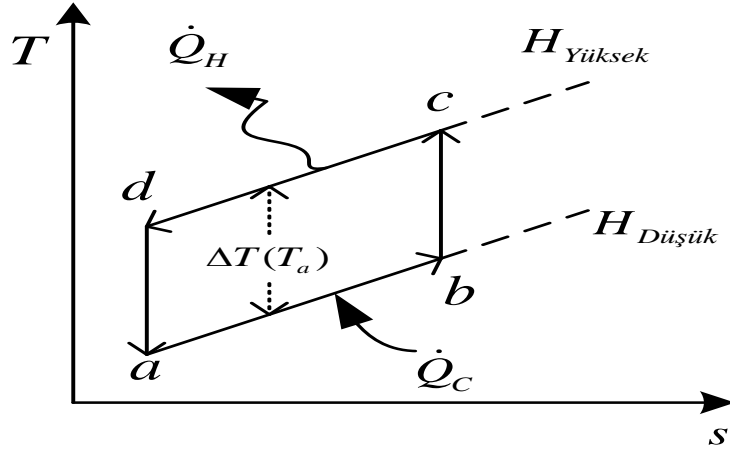
Eşitlik (4.19); eşitlik (4.13)'e yerleştirdiğinden sadeleşmiş denklem aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$\frac{\partial T}{\partial \tilde{t}} + U \frac{\partial T}{\partial \tilde{x}} - \frac{1}{m'_s c_s L R} \frac{\tau_B}{\partial \tilde{x}} (k_{eff} \frac{A_c}{L} \frac{\partial T}{\partial \tilde{x}}) = -\frac{1}{R} \left( \frac{\partial T_{ad}}{\partial \tilde{t}} \right) \quad (4.20)$$

Eşitlik (4.20)'derejeneratör yatağı boyunca ısı iletimi transferi göz ardı edilirse, eşitlik (4.21) daha da basitleştirilecektir.

$$\frac{\partial T}{\partial \tilde{t}} + U \frac{\partial T}{\partial \tilde{x}} = -\frac{1}{R} \left( \frac{\partial T_{ad}}{\partial \tilde{t}} \right) \quad (4.21)$$

İdeal AMR çevrimin sıcaklık-entropi diyagramı Şekil 4.4'te verilmiştir.



Şekil 4.4. AMR çevrimin T-s diyagramı (Rowe 2011a).

Önemli modelleme parametrelerinin ( $\phi$ ,  $R$ ) soğutma yüküne olan etkilerini incelemek için türetilmiş ifadeleri aşağıda belirtilmiştir.

Tüm çevrim boyunca çalışma akışkanı tarafından AMR rejeneratör yatağına transfer edilen enerji, çevrimin ortalama entalpi akısına eşittir.

$$\dot{Q}_a = \frac{1}{\tau_c} \int m h d\tilde{t} \quad (4.22)$$

Çalışma akışkanının entalpisini  $T_a$ 'ya göre aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$h(T) = h_a + c_f (T - T_a) \quad (4.23)$$

burada  $h_a$ , çalışma akışkanının  $T_a$ 'daki entalpisidir. Bulunan bu denklem, eşitlik (4.22)'de yerine yazılırsa, aşağıdaki bağıntı elde edilir:

$$\dot{Q}_a = \frac{1}{\tau_c} \left[ \int_a^b \dot{m} (h_a + c_f (T - T_a)) d\tilde{t} = \right. \\ \left. \frac{1}{\tau_c} \left[ \int_a^b -\dot{m}_c c_f \left( \frac{h_a}{c_f} + (T - T_a) \right) d\tilde{t} + \int_c^d \dot{m}_H c_f \left( \frac{h_a}{c_f} + (T - T_a) \right) d\tilde{t} \right] \right] \quad (4.24)$$

burada  $C$  ve  $H$  indisleri, sırasıyla soğuk ve sıcak tarafları ifade etmektedir. Eşitlik (4.24) boyutsuz sayılar kullanarak tekrar düzenlenirse aşağıdaki hali alır:

$$\dot{Q}_a = \frac{\dot{m}_H c_p \tau_H}{\tau_c} \left[ (1 - \beta) \left( \frac{h_a}{c_p} - T_a \right) + \int_c^d T dt - \beta \int_a^b T dt \right] \quad (4.25)$$

burada  $\beta$  parametresi, akış süresince soğuk ve sıcak akışların termal kütlelerinin oranıdır ve eşitlik 4.26'da ifade edilmiştir:

$$\beta = \frac{(\dot{m} c_p \tau_B)_C}{(\dot{m} c_p \tau_B)_H} \quad (4.26)$$

Eşitlik (4.20)'nin bütün süreçlerine ait integral alınır, buradaki son iki integral aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\int_a^b T dt = \int_0^1 \left( u_c \frac{dT}{dx} t + T_a \right) dt = \frac{u_c}{2} \frac{dT}{dx} + T_a \quad (4.27)$$

$$\int_c^d T dt = \int_0^1 \left( -U_H \left( 1 + \frac{1}{R_H} \frac{d\Delta T}{dT} \right) \frac{dT}{dx} t + T_c \right) dt \quad (4.28)$$

Eşitlik (4.25) yukarıdaki ifadeler kullanılarak tekrar düzenlenirse, rejeneratör yatağında kararlı durumdaki net ısı transfer ifadesi, eşitlik (4.29)'daki gibi tanımlanabilir. Eşitlik (4.29), rejeneratör yatağında meydana gelen ısı iletim kaybını dikkate alınarak belirlenmiştir.

$$Q(x) = \frac{m'_s L c_s}{\tau_c} \phi_{RH} \left[ (1 - \beta) \frac{h_a}{c_p} + \frac{\Delta T}{R_H} + \left( f_1 U_H - \frac{\kappa}{\phi_{RH}} \right) \frac{dT}{dx} \right] \quad (4.29)$$

burada  $\kappa$  ve  $f_1$  tanımları aşağıdaki eşitliklerde ifade edilir:

$$\kappa = \frac{K \tau_c}{m'_s L c_s} \quad (4.30)$$

$$f_1 = \left( \frac{U_C}{U_H} - 0.5 \right) \left( 1 + \frac{1}{R_H} \frac{d\Delta T}{dT} \right) - \frac{\beta U_C}{2 U_H} \quad (4.31)$$

İzotermal entropi değişimi, sabit sıcaklıkta yüksek ve düşük manyetik alanlardaki entropilerin farkıdır. İzotermal entropi değişimi eşitlik (4.32)'deki gibi tanımlanabilir:

$$\Delta S_M(T) = \int_0^{\mu_0 H} \left( \frac{\partial M}{\partial T} \right)_{\mu_0 H} \mu_0 dH = \left( \frac{\partial \overline{M}}{\partial T} \right)_{\mu_0 H} \mu_0 H \quad (4.32)$$

Ayrıca ikinci dereceden manyetokalorik malzemeler için (örneğin, Gd) izotermal manyetik entropi değişimi, yani adyabatik sıcaklık değişimi aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\Delta S_M(T) = -c_{\mu_0 H}(T) \frac{\Delta T(T)}{T} \quad (4.33)$$

burada  $c_{\mu_0 H}$  manyetokalorik malzemenin uygulanan manyetik alan altındaki ısı kapasitesidir. Eşitlik (4.32) ve (4.33)'ten aşağıdaki denklem elde edilebilir:

$$c_{\mu_0 H}(T) \frac{\Delta T(T)}{T} = - \left( \frac{\partial \overline{M}}{\partial T} \right)_{\mu_0 H} \mu_0 H \quad (4.34)$$

Rejeneratörün birim uzunluk başına yerel manyetik iş oranı aşağıdaki eşitlikle tanımlanır:

$$W'_M = m'_s \mu_0 H \frac{dM}{dt} \quad (4.35)$$

burada daha önce tanımladığı gibi,  $M$  ( $A \ m^2 \ kg^{-1}$ ), rejeneratörün birim kütle başına manyetizma ve  $\mu_0 H$  (*Tesla*) uygulanan manyetik alanıdır. Yerel manyetik işin zaman ortalamalı olarak ifadesi aşağıdaki eşitlikte verilmiştir:

$$W'_M = m'_s \frac{1}{\tau_c} \left[ \int \mu_0 H \frac{dM}{dt} dt \right] = m'_s \mu_0 H \frac{d\overline{M}}{dt} \quad (4.36)$$

Eşitlik (4.35)'te manyetizma değişimi, sıcaklık ve manyetik alan fonksiyonları olarak açılırsa

$$W'_M = m'_s \left[ \left( \frac{\partial \overline{M}}{\partial T} \right)_{\mu_0 H} \mu_0 H \frac{dT}{dt} + \left( \frac{\partial \overline{M}}{\partial \mu_0 H} \right)_T \mu_0 H \frac{d\mu_0 H}{dt} \right] \quad (4.37)$$

elde edilir. Eşitlik (4.37)'de braketin içindeki ikinci terim sifıra eşit olup, yerel manyetik iş aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$W'_M = m'_s \left[ \left( \frac{\partial \overline{M}}{\partial T} \right)_{\mu_0 H} \mu_0 H \frac{dT}{dt} \right] \quad (4.38)$$

Eşitlik (4.36)'da manyetizmaya ve uygulanan manyetik alana bağlılığı eşitlik (4.32)'yi kullanarak kaldırılmıştır. AMR rejeneratör yatağındaki yerel manyetik iş aşağıdaki bağıntıda verilmiştir:

$$W_M = \frac{m'_s c_s}{\tau_c} \frac{\Delta T}{T} c_{RH} \left[ \begin{aligned} & (R_H - 1) \left( 1 - \frac{n}{n+1} \frac{1}{\sigma} \frac{d\Delta T}{dT} \right) \frac{\Delta T}{R_H} \\ & + (f_2 + (R_H - 1)f_3) U_H \frac{dT}{dx} \end{aligned} \right] \quad (4.39)$$

burada  $n$  manyetokalorik etkinin ölçekleme üssüdür.  $f_2, f_3$  ve  $\sigma$  tanımları aşağıdaki eşitliklerde ifade edilir:

$$f_2 = 1 + \left( \frac{1}{R_H} - \frac{n}{n+1} \frac{1}{\sigma} \frac{U_C}{U_H} \right) \frac{d\Delta T}{dT} \quad (4.40)$$

$$f_3 = \left[ \frac{U_C}{U_H} \frac{1}{R_H} - \frac{n}{n+1} \frac{1}{\sigma} \left( \frac{U_C}{U_H} - 1 \right) \left( 1 + \frac{1}{R_H} \frac{d\Delta T}{dT} \right) \right] \frac{d\Delta T}{dT} \quad (4.41)$$

$$\sigma = \frac{c_B(T, H_L)}{c_B(T + \Delta T, H_H)} \quad (4.42)$$

Eşitlik (4.42)'de, simetri parametresi ( $\sigma$ ), manyetokalorik malzemenin düşük ve yüksek güçte manyetik alanlardaki özgül ısı kapasitelerinin oranı olarak tanımlanmaktadır. AMR soğutma çevriminin enerji dengesi ise Eşitlik (4.43)'te gösterildiği şekildedir.

$$W_M = \frac{1}{L} \frac{dQ}{dx} \quad (4.43)$$

Eşitlik (4.43)'te AMR rejeneratör yatağındaki sıcaklık dağılımı, belirli sınır şartları için elde edilebilir. Bu sıcaklık dağılımları manyetik malzeme özellikleri ile birleştiğinde; AMR çevrimin tüm performans ölçümleri hesaplanabilmektedir.

#### 4.1.2.1. Oda sıcaklığı civarında ikinci dereceden manyetokalorik malzemeler için analitik çözüm:

Yukarıda elde edilen denklemlerde bazı sadeleştirmeler yapılabilir. Çalışma akışkanının ısı kapasitesi sıcaklık ve basınca bağlı olduğu için, ısı atma ve ısı çekme süreçlerinin arasında termal eşitsizlik olması ihtimali vardır. Ancak, oda sıcaklığında yaygın olarak kullanılan çalışma akışkanlarının özgül ısı ve yoğunluk

sıcaklık ile değişimleri çok küçüktür. Bu nedenle oda sıcaklığı civarında ısı atma ve ısı çekme süreçleri için  $\beta=1$  ve  $\sigma=1$  kabul edilebilir.

Buna ek olarak, ikinci dereceden manyetokalorik malzemelerin manyetokalorik etkisi alan şiddeti ile orantılı kabul edilir; dolayısıyla  $n=1$ 'dir. Ayrıca, manyetokalorik malzemenin kütlesi rejeneratör uzunluğu boyunca üniform bir şekilde dağıtılır; böylece  $m_s = m'_s L$ .

Toplam termal kütle oranı  $R$  sabit olduğu kabul edilir; böylece  $R_C = R_H = R$ .

Manyetokalorik etki sıcaklığın doğrusal bir fonksiyonudur; böylece  $\frac{d\Delta T}{dT} = \frac{\Delta T}{T}$  sabit kabul edilir. Manyetokalorik malzemenin özgül ısısı,  $C_{RH} = 1$  dir. Bu varsayımların sonuçlarından biri  $U_C = U_H = U$  sabit ve manyetokalorik değişimin son bir basitleştirmeden elde edilen sonuçlarından sıcaklık etkisi ve manyetokalorik etkinin değişimin sıcaklıkla küçük olduğu varsayılarak aşağıdaki denklem elde edilir (Rowe 2011b):

$$1 + \frac{d\Delta T}{dT} = 1 \quad (4.44)$$

Yukarıdaki varsayımları kullanarak,  $f_1$ ,  $f_2$  ve  $f_3$  parametreleri aşağıdaki şekilde sadeleşmiştir.

$$f_1 = 0 \quad (4.45)$$

$$f_2 + (R-1)f_3 = 1 \quad (4.46)$$

Yukarıdaki denklemleri kullanarak, soğutma yükünün ve manyetik işin ifadeleri aşağıdaki denklemde verilmiştir.

$$Q(x) = \frac{m_s c_s}{\tau_c} \phi \left( \frac{\Delta T}{R} - \frac{\kappa}{\phi} \frac{dT}{dx} \right) \quad (4.47)$$

$$W_M = \frac{m_s c_s}{L \tau_c} \frac{\Delta T}{T} \left[ \frac{R-1}{R} \Delta T + \frac{\phi}{R} \frac{dT}{dx} \right] \quad (4.48)$$

Yukarıdaki ifadeler, eşitlik (4.42)'de yerleştirildiği zaman, rejeneratör boyunca sıcaklığı veren bir diferansiyel denklem elde edilir. Bu denklemin çözümü ile herhangi bir  $x$  için sıcaklık dağılımı elde edilebilir:

$$\frac{d^2T}{dx^2} + \frac{1}{\kappa} \frac{R-1}{R} \left( \frac{\Delta T}{T} \right)^2 T = 0 \quad (4.49)$$

Bu bölüm yukarıdaki eşitlikleri kullanarak basit analitik çözüme odaklanır ve  $R = 1$  olarak hesaplanır.

Şekil 4.4'te görüldüğü üzere, çalışma akışkanının sıcaklığı dört durum sıcaklığın ortalaması alınarak aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$T_f = \frac{1}{4} [T_a + T_b + T_c + T_d] \quad (4.50)$$

Eşitlik (4.49)'un çözümü için, iki sınır koşuluna gereksinim vardır. İki sınır koşulu rejeneratör yatağı üzerine uygulanırsa; çalışma akışkanı ısı atma sürecinde yatağa kuyu sıcaklığında  $T_C$ ; ısı çekme sürecinde ise kaynak sıcaklığında  $T_H$  girer.

$$T_f(x=0) = T_C \quad (4.51)$$

$$T_f(x=1) = T_H \quad (4.52)$$

Soğutma yükü,  $Q_C$ ,  $x = 0$  olduğunda, yukarıdaki eşitlikler kullanarak belirlenmiştir.

$$Q_C = \frac{m_s c_s}{\tau_c} \left( \frac{\Delta T}{T} \right) T_C \left[ 1 - \left( \frac{\phi}{2} + \left( \frac{\phi}{\kappa} \frac{\Delta T}{T} \right)^{-1} \right) \left( \frac{T_H}{T_C} - 1 \right) \right] \quad (4.53)$$

Manyetik iş,  $W_M$ , eşitlik (4.48) kullanarak aşağıdaki denklemde verilmiştir.

$$W_M = \frac{m_s c_s}{\tau_c} \left( \frac{\Delta T}{T} \right) \phi (T_H - T_C) \quad (4.54)$$

Akışkanın transferi rejeneratör yatağı boyunca Darcy bağıntısı ile gösterilebilir. Darcy kanununa göre ortalama akışkan hızı basınç düşüşünün

doğrusal fonksiyonudur. Bu durum düşük Reynolds değerleri için geçerlidir. Rejeneratör yatağın uzunluğu boyunca toplam basınç kayıpları aşağıdaki formül ile hesaplanır.

$$u = \frac{q_w}{A_c} = \frac{K}{\mu L} |\Delta P| \quad (4.55)$$

burada  $q_w$  ( $m^3/s$ ) hacimsel debi,  $A_c$  ( $m^2$ ) rejeneratör yatağın kesit alanıdır.  $K$  ( $m^2$ ) ise, rejeneratör yatağın geçirgenlik olarak tanımlanmıştır. Pompanın harcadığı güç,  $W_p$ , aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$W_p = \frac{\dot{m}}{\rho} |\Delta P| \quad (4.56)$$

Eşitlik (4.55) ve (4.56) birleştirilir ve bazı sadeleştirmeler yapılırsa,

$$W_p = \dot{m}^2 \frac{\mu L}{KA\rho^2} \quad (4.57)$$

Ortalama pompanın gücü aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$W_p = \frac{\mu L}{KA\rho^2} \frac{(\dot{m}^2 \tau_B)_C + (\dot{m}^2 \tau_B)_H}{\tau_C} \quad (4.58)$$

burada  $\tau_C$ , AMR çevriminin toplam periyodudur. Isı atma ve ısı çekme akış süreçlerinin periyotları eşit kabul edilmiştir. Ayrıca akış sürecinin periyodu, çevrimin toplam periyodunun  $\chi$  katıdır ( $\tau_B = \chi \tau_C$ ). Akışkanın ısı kapasitesinin sabit olduğu ve  $\beta$  değerinin 1 olduğu dikkate alınırsa pompanın işi aşağıdaki şekilde elde edilir (Rowe 2011b):

$$W_p = \frac{\mu L}{KA\rho^2} \frac{2}{\chi} \left( \frac{\dot{m} \tau_B}{\tau_C} \right)^2 \quad (4.59)$$

Eşitlik (4.60)'ta pompanın işini  $\phi$  cinsinden ifade eden fonksiyon verilmiştir.

$$W_p = \frac{\mu L}{KA\rho^2} \frac{2}{\chi} \left( \frac{m_s c_s}{c_f} \right)^2 \left( \frac{\phi}{\tau_C} \right)^2 \quad (4.60)$$

### 4.1.3. AMR rejeneratör yatağındaki ısı ve kütle transferinin sayısal yöntemi

Önceki bölümde AMR rejeneratör yatağında boyutsuz parameterler kullanılarak basitleştirilmiş denklem bulunmuştur. Bu bölümde ise, kaskat manyetik rejenerasyonlu soğutma sisteminde manyetizma, ısı atma, demanyetizma ve ısı çekme süreçleri bir boyutlu sayısal yaklaşımla incelenmiştir. İlk olarak, uygulanan sayısal yaklaşım açıklanmakta ve çözümlenmektedir. Kaskat AMR sistemin çalışma prensibi daha önce bölüm 3.4'te anlatılmıştır. Ele alınan AMR problemini doğrusal olmayan yönetici denklemleri çözmek için sonlu fark yöntemi kullanılmıştır. Basitleştirmek amacıyla modellemede bir dizi varsayımlar yapılmıştır:

- Isı değiştiricisinin verimi çok yüksektir. Bu nedenle, akışkanın sıcaklığı ısı değiştiricilerinden çıkarken homojendir.
- Manyetokalorik malzeme mükemmel izole edilmiştir.
- Manyetokalorik madde yatağının uçlarındaki aksel yöndeki ısı iletimi önemsizdir.
- Çevreye ısı kaybı yoktur.
- Akışkanın hızı, akış süresi boyunca rejeneratör içinde sabittir.
- Rejeneratör yüzey alanı, rejeneratör hacmi içerisinde eşit olarak dağılmıştır.
- Manyetizma ve demanyetizma izentropik süreçlerdir ve anında gerçekleşeceklerdir.

#### 4.1.3.1. Yönetici denklemler

Çalışma akışkanının enerji dengesi daha önce 4.1'de aşağıdaki şekilde elde edilmiştir:

$$\varepsilon \rho_f c_f A_c \frac{\partial T_f}{\partial t} + \rho_f c_f u A_c \frac{\partial T_f}{\partial x} = k_f A_c \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \bar{h} a_{sf} A_c (T_s - T_f) \quad (4.61)$$

Yapılan kabüller doğrultusunda, aksel ısı iletimi ihmal edilirse Eşitlik (4.61) aşağıdaki gibi elde edilebilir:



$$\varepsilon \rho_f c_f A_c \frac{\partial T_f}{\partial t} + \rho_f c_f u A_c \frac{\partial T_f}{\partial x} = \bar{h} a_{sf} A_c (T_s - T_f) \quad (4.62)$$

Denklemin sol tarafındaki ilk terim akışkan sıcaklığının zamanla değişimini temsil ederken, ikinci terim akışkan sıcaklığının akış yönündeki entalpi değişimini ifade etmektedir. Denklemin sağ tarafı ise akışkanla rejenaratör yatağı arasındaki taşınımlı ısı transferini temsil etmektedir.

Manyetokalorik malzemenin enerji dengesi daha önce bulunmuştur (eşitlik 4.8); bu eşitlik aşağıdaki şekilde tekrar yazılırsa,

$$(1 - \varepsilon) \rho_s c_s A_c \frac{\partial T_s}{\partial t} = k_s A_c \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + (1 - \varepsilon) A_c \mu_0 H \frac{\partial M}{\partial t} + \bar{h} A_c a_{sf} (T_f - T_s) \quad (4.63)$$

Benzer şekilde yapılan kabüller doğrultusunda, eksenel ısı iletimi göz ardı edilirse, manyetokalorik malzemenin enerji dengesi, aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$(1 - \varepsilon) \rho_s c_s A_c \frac{\partial T_s}{\partial t} = (1 - \varepsilon) A_c \mu_0 H \frac{\partial M}{\partial t} + \bar{h} A_c a_{sf} (T_f - T_s) \quad (4.64)$$

Eşitliğin sol tarafı manyetokalorik malzeme sıcaklığının zamanla değişimini ifade ederken, sağ tarafındaki ilk terim manyetik işini temsil etmekte ve ikinci terim çalışma akışkanı ve manyetokalorik malzeme arasındaki taşınımlı ısı transferini temsil etmektedir.

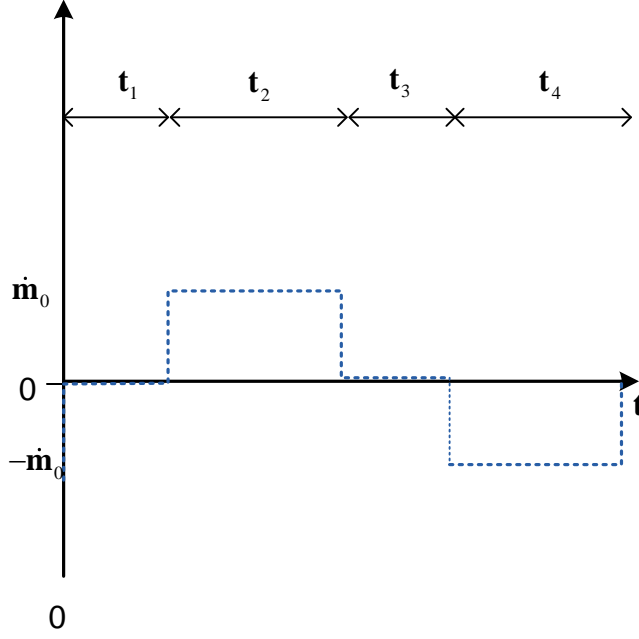
Manyetizma ve demanyetizma süreçlerinde, ikinci dereceden manyetik geçişli maddeler için adyabatik sıcaklık değişimi aşağıdaki denklem ile hesaplanabilir:

$$\Delta T_{ad} = -\mu_0 \int_{H_{low}}^{H_{high}} \frac{T}{c_H} \frac{\partial M}{\partial T} dH \quad (4.65)$$

Daha önce 3.2 bölümünde adyabatik sıcaklık değişimine ilişkin ayrıntılı açıklamalar yapılmıştır.

#### **4.1.3.2. Isı değiştiricilerdeki ısı transfer hesaplamaları**

Isı değiştiricilerdeki çalışma akışkanının yönü zamana göre değişmektedir. Kaskat AMR sistemindeki çalışma akışkanının profili Şekil 4.5'te verilmiştir.



Şekil 4.5. Kaskat AMR sisteminin çalışma akışkanı profili.

Burada  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_3$  ve  $t_4$  manyetizma, ısı atma, demanyetizma ve ısı çekme süreçlerinin süresidir. Isı değiştiriciler ideal olarak kabul edilmiştir.

Isı atma sırasında, çalışma akışkanı soğuk uçtan sıcak uca akarken, ısı çekme sürecinde sıcak uçtan soğuk uca akmaktadır. Sıcak ısı değiştiricide, atılan ısı aşağıdaki ifade yardımıyla hesaplanabilir:

$$\dot{Q}_H = \int_{t_1}^{t_1+t_2} \dot{m}(t) c_f (T_{f_H}(t, L) - T_H) dt \quad (4.66)$$

burada  $\dot{Q}_H$ , sıcak ısı değiştiriciden atılan ısı kapasitesidir.

Isı çekme sürecinde, sıcak ısı değiştiriciden akan çalışma akışkanı, rejeneratör yatağından geçerek soğutulur ve soğuk ısı değiştiricide ısıyı emer. Isı çekme işlemi sırasında elde edilen soğutma yükü aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabilir:

$$\dot{Q}_C = \int_{t_1+t_2+t_3}^{t_1+t_2+t_3+t_4} \dot{m}(t) c_f (T_C - T_{f_I}(t, 0)) dt \quad (4.67)$$

burada  $\dot{Q}_C$ , soğuk ısı değiştiriciden elde edilen soğutma yüküdür.

Pompanın işi, rejeneratör içinde basınç düşümü yardımıyla belirlenecektir. Bu basınç düşümü, gözenekli yataklar için geçerli olan Ergun korelasyonu (Kaviany, 1995) yardımıyla hesaplanabilir:

$$\frac{dP}{dx} = 180 \left( \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \right)^2 \frac{\mu_f}{d_p} u + 1.8 \left( \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \right) \frac{\rho_f}{d_p} u^2 \quad (4.68)$$

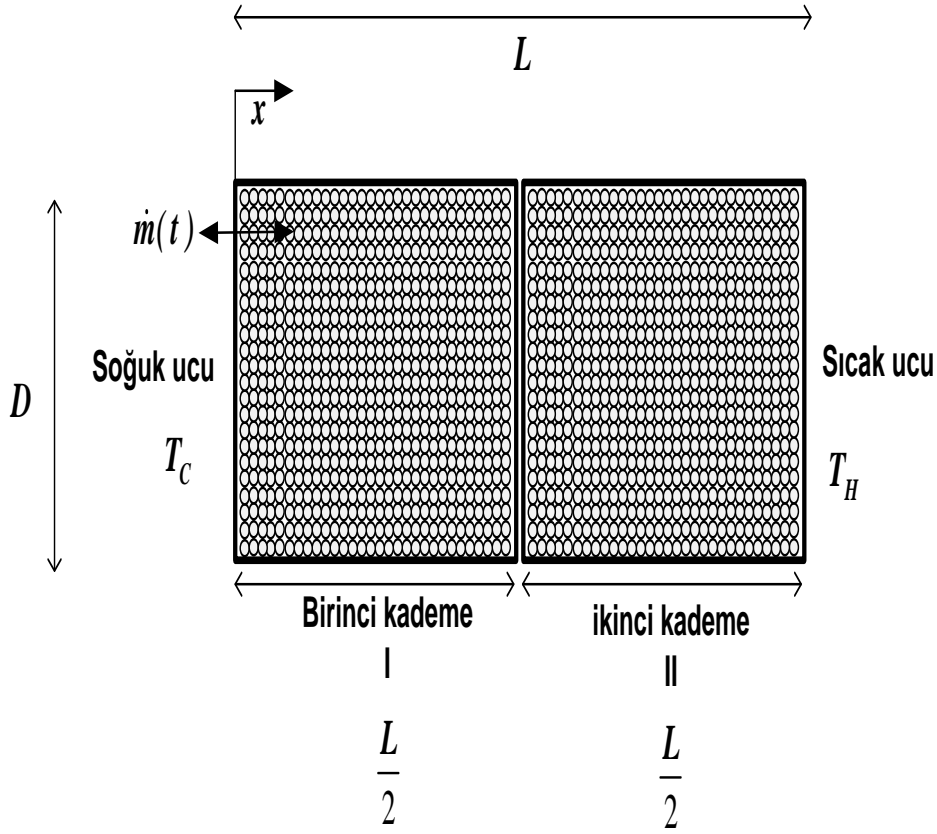
burada  $\varepsilon$  porozite ve  $\mu$  çalışma akışkanının viskozitesidir. Rejeneratör boyunca çalışma akışkanını hareket ettirmek için gerekli olan güç aşağıdaki eşitlikle ifade edilebilir:

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{m}(t)(\Delta P_{t_2} + \Delta P_{t_4})}{\eta_p \rho_f} (t_2 + t_4) \quad (4.69)$$

burada  $\Delta P_{t_2}$  ve  $\Delta P_{t_4}$  sırasıyla ısı atma sürecindeki basınç düşüşü ve ısı çekme sürecindeki basınç düşüşünü ifade etmektedir.  $\eta_p$  pompanın mekanik ve elektriksel verimi olarak tanımlanmıştır.

#### **4.1.3.3. Sınır ve başlangıç koşulları**

Daha önceden belirtildiği gibi, kaskat AMR soğutma sistemi 4 süreçten oluşmaktadır. Bunlar manyetizma, ısı atma, demanyetizma ve ısı çekmedir. Bu süreçlere ait sınır ve başlangıç koşulları aşağıdaki eşitliklerde ayrıntılı şekilde verilmiştir. Sınır koşullarının daha iyi anlaşılabilmesi için kaskat AMR sistemine ait aşağıdaki şema kullanılabilir. Şekil 4.6'da görüldüğü gibi rejeneratör yatak iki kademedен oluşmuştur. Rejeneratörün toplam uzunluğu  $L$  dir.  $x=0$ , rejeneratör yatağının soğuk ucunu ve  $x = L$  ise sıcak ucunu ifade etmektedir.

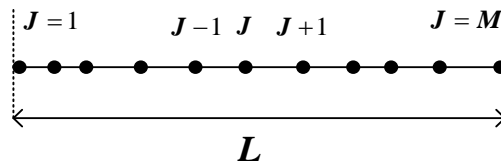


Şekil 4.6. Bir boyutlu kaskat AMR modelin önemli modelleme parametrelerinin gösterimi.

Kaskat AMR soğutma çevrimine ait dört süreçte sınır ve başlangıç koşulları Çizelge 4.1’de verilmiştir. Çevrim manyetizma süreciyle başlamaktadır ve diğer süreçlere geçerek devam etmektedir. Bir önceki süreçte ait sıcaklık dağılımı daha sonraki sürecin başlangıç koşuludur. Çalışma akışkanının rejeneratöre giriş sıcaklığı, girdiği uca karşılık gelen sıcaklığa eşittir.

#### 4.1.3.4. Yönetici denklemlerin sonlu farklar biçimi:

Bir boyutlu kaskat AMR problemi için ele alınan kontrol hacimleri ve düğüm noktaları Şekil 4.7’de gösterilmiştir.



Şekil 4.7. Akışkan ve katı sıcaklığının sayısal çözülmesi için kullanılan düğüm noktaları

Çizelge 4.1. AMR probleminin sınır ve başlangıç koşulları.

|                  | Manyetizma süreci  | Isı atma süreci   | Demanyetizma süreci  | Isı çekme süreci   |
|------------------|--|---|--|--|
| Sınır koşulları  |  | $\dot{m}(t) = \dot{m}(0)$<br>$T_{f_i}(t, 0) = T_{f_{ii}}(t, \frac{L}{2})$<br>$T_{f_i}(t, 0) = T_C$<br>$\frac{\partial T_f}{\partial x}(t, 0) = 0$<br>$\frac{\partial T_s}{\partial x}(t, 0) = 0$<br>$\frac{\partial T_s}{\partial x}(t, L) = 0$ |  | $\dot{m}(t) = -\dot{m}(0)$<br>$T_{f_{ii}}(t, L) = T_{f_i}(t, \frac{L}{2})$<br>$T_{f_{ii}}(t, L) = T_H$<br>$\frac{\partial T_f}{\partial x}(t, 0) = 0$<br>$\frac{\partial T_f}{\partial x}(t, L) = 0$<br>$\frac{\partial T_s}{\partial x}(t, 0) = 0$<br>$\frac{\partial T_s}{\partial x}(t, L) = 0$ |
| Başlangıç koşulu | $T_{s_i}(0, x) = T_{s_i, t_4}(x)$<br>$T_{s_{ii}}(0, x) = T_{s_{ii}, t_4}(x)$ | $T_{s_i}(t_1, x) = T_{s_i, t_1}(x)$<br>$T_{s_{ii}}(t_1, x) = T_{s_{ii}, t_1}(x)$<br>$T_{f_i}(t_1, x) = T_{f_i, t_4}(x)$   | $T_{s_i}(t_1 + t_2, x) = T_{s_i, t_2}(x)$<br>$T_{s_{ii}}(t_1 + t_2, x) = T_{s_{ii}, t_2}(x)$ | $T_{s_i}(t_1 + t_2 + t_3, x) = T_{s_i, t_3}(x)$<br>$T_{s_{ii}}(t_1 + t_2 + t_3, x) = T_{s_{ii}, t_3}(x)$<br>$T_{f_{ii}}(t_1 + t_2 + t_3, x) = T_{f_{ii}, t_2}(x)$  |

Düğüm noktaları aksenal yönde manyetokalorik malzeme ve çalışma akışkanı için dağıtılmıştır. Manyetokalorik malzeme ve çalışma akışkanı için her düğüm noktasının konumu ( $x_j$ ) aşağıdaki eşitlikte verilmiştir:

$$x_j = (j-1) \frac{L}{M_x} \quad (4.70)$$

burada  $M_x$  toplam kontrol hacimlerin sayısıdır. Çevrimin toplam süresi aşağıdaki şekilde ayrıştırılmıştır:

$$t_i = (i) \frac{(t_1 + t_2 + t_3 + t_4)}{M_t} \quad (4.71)$$

burada  $M_t$  toplam kullanılan zaman adımlarının sayısıdır. Rejeneratör yatağın sınırlarında, enerji dengesi çalışma akışkanının akış yönüne bağlıdır. Çalışma akışkanının enerji dengesinin ayrıştırılmış şekli aşağıdaki denklemde verilmiştir:

$$\begin{aligned} \varepsilon \rho_f c_f A_c \frac{LM_t}{M_x t} (T_{f,i+1,j} - T_{f,i,j}) + \dot{m}(t) c_{f,i,j} \left( \frac{T_{f,i+1,j} - T_{f,i+1,j-1}}{2} - \frac{T_{f,i+1,j+1} + T_{f,i+1,j}}{2} \right) \\ = \bar{h} a_{sf} A_c (T_{s,i+1,j} - T_{f,i+1,j}) \end{aligned} \quad (4.72)$$

Benzer şekilde, manyetokalorik malzemenin enerji dengesinin ayrıştırılmış şekli aşağıdaki denklemde verilmiştir:

$$(1 - \varepsilon) \rho_s c_s A_c \frac{LM_t}{M_x t} (T_{s,i+1,j} - T_{s,i,j}) = h a_{sf} A_c \frac{L}{M_x} (T_{s,i+1,j} - T_{f,i+1,j}) \quad (4.73)$$

Eşitlik (4.72) ve (4.73) aşağıdaki gibi daha açık bir şekilde yazılabilir:

$$a_1 T_{s,i+1,j} + a_2 T_{f,i+1,j-1} + a_3 T_{f,i+1,j} + a_4 T_{f,i+1,j+1} = T_{f,i,j} \quad (4.74)$$

$$a_5 T_{s,i+1,j} + a_6 T_{f,i+1,j} = T_{s,i,j} \quad (4.75)$$

burada  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $a_3$ ,  $a_4$ ,  $a_5$  ve  $a_6$  katsayıları aşağıdaki eşitliklerle hesaplanabilir:

$$a_1 = - \frac{\bar{h} a_{sf}}{\varepsilon \rho_f c_f \frac{LM_t}{M_x t}} \quad (4.76)$$

$$a_2 = - \frac{\dot{m}(t) c_{f,i,j}}{2 \varepsilon \rho_f c_f A_c \frac{LM_t}{M_x t}} \quad (4.77)$$

$$a_3 = \left[ 1 + \frac{\bar{h} a_{sf}}{\varepsilon \rho_f c_f \frac{LM_t}{M_x t}} \right] \quad (4.78)$$

$$a_4 = - \frac{\dot{m}(t) c_{f,i,j}}{2 \varepsilon \rho_f c_f A_c \frac{LM_t}{M_x t}} \quad (4.79)$$

$$a_5 = 1 - \frac{\bar{h} a_{sf} t}{M_x (1 - \varepsilon) \rho_s c_s M_t} \quad (4.80)$$

$$a_6 = \frac{\bar{h}a_{sf}t}{M_x(1-\varepsilon)\rho_s c_s M_t} \quad (4.81)$$

Eşitlik (4.72) ve (4.73)'den cebirsel denklemlerden oluşan bir denklem takımı elde edilir. Bu denklem takımının çözülmesi için akışkan ve katı fazı tek bir denklem takımı kabul edilir. Bu denklem takımı matris olarak aşağıdaki şekilde tekrar yazılabilir:

$$[A] \cdot [T] = [B] \quad (4.82)$$

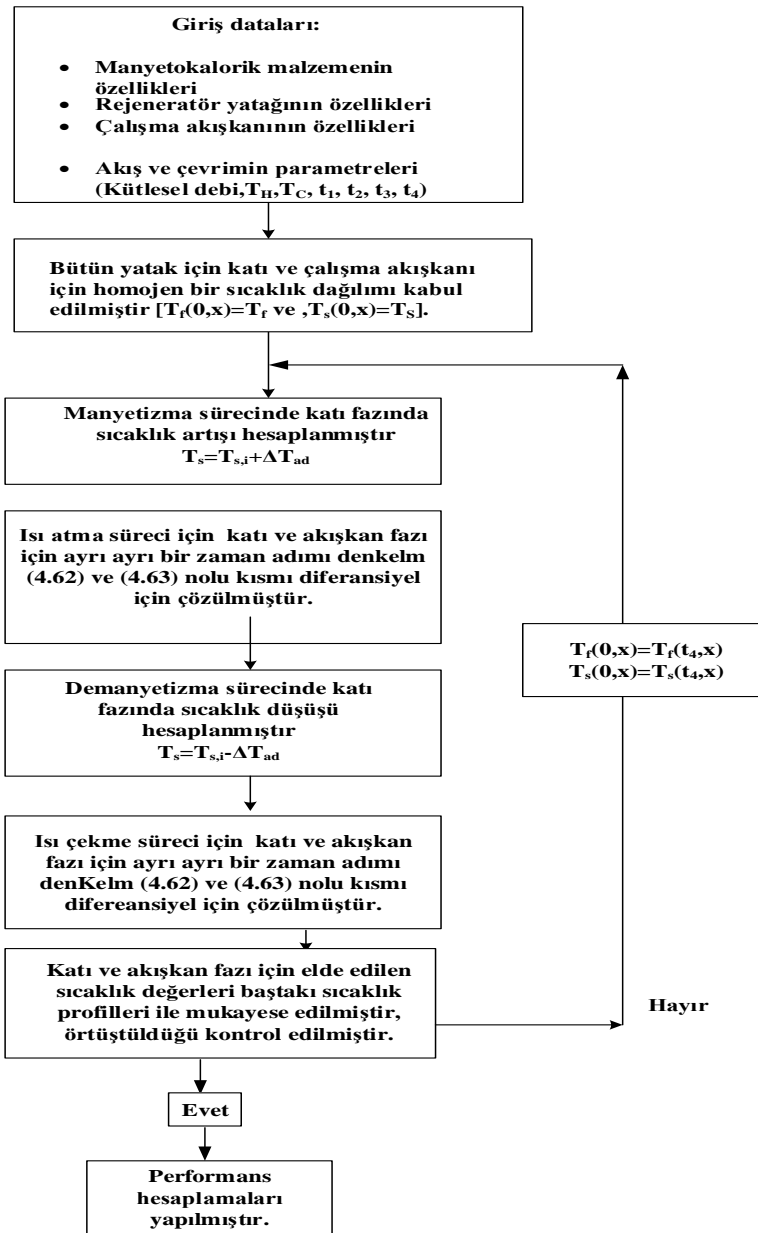
burada  $A$ , katı ve akışkanın enerji dengesindeki katsayıları;  $T$  bir sonraki adımın sıcaklıkları ve  $B$  ise bilinen değerlerdir. Bununla birlikte, elde edilen matris denklemini MATLAB bilgisayar kodlarına dönüştürülerek, kararlı hale ulaşana kadar çözülmüştür. Eşitlik (4.82)'nin genişleştirilmiş hali Şekil 4.8'de gösterilmiştir.

| Çalışma akışkanın enerji dengesinin katsayıları   | Manyetokalik malzemenin enerji dengesinin katsayıları   |   |  |
|---|---|---|--|
| $\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ a_2 & a_3 & a_4 & 0 & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & a_2 & a_3 & a_4 & 0 & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & \cdot & \cdot & a_2 & a_3 & a_4 \\ 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \hline 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & a_6 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & 0 & a_6 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & a_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \end{bmatrix}$ | $\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & a_1 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & 0 & a_1 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & a_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & a_1 \end{bmatrix}$ | $\cdot \begin{bmatrix} T_{f_{i+1,1}} \\ T_{f_{i+1,2}} \\ \cdot \\ T_{f_{i+1,j-1}} \\ T_{f_{i+1,j}} \\ T_{f_{i+1,j+1}} \\ \cdot \\ T_{s_{i+1,1}} \\ T_{s_{i+1,2}} \\ \cdot \\ \cdot \\ T_{s_{i+1,j}} \\ \cdot \end{bmatrix}$ | $= \begin{bmatrix} T_{f_{i,1}} \\ T_{f_{i,2}} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ T_{f_{i,j+1}} \\ \hline T_{s_{i,1}} \\ T_{s_{i,2}} \\ \cdot \\ \cdot \\ T_{s_{i,j}} \\ \cdot \end{bmatrix}$ |

Şekil 4.8. Elde edilen eşitliklerin bir matris denklemini gösterimi.

#### 4.1.3.5. Çözüm algoritması

Yukarıda belirtilen şartlar altında, 50 konumsal kontrol hacimleri ( $M_x=50$ ) ve toplam süreç için 70 zaman adımı ( $M_t=70$ ) belirtilen sayısal modele uygulanmıştır. Buna göre kaskat sisteminde,  $\Delta x=0.004$  ve  $\Delta t$  sürece göre değişmektedir. Problem tamamen periyodiktir ve her süreçte tekrarlanır. Ayrıca bu problemin çözümünde, hesaplamalar, periyodik kararlı şartlara ulaşıncaya kadar tekrarlanmıştır. Buna göre sıcaklık dağılımı her sürecin başlangıcında aynıdır ve tekrarlanacaktır. Ele alınan problemin çözüm şeması Şekil 4.9'de gösterilmiştir.



Şekil 4.9. Sayısal modelin çözüm şeması.

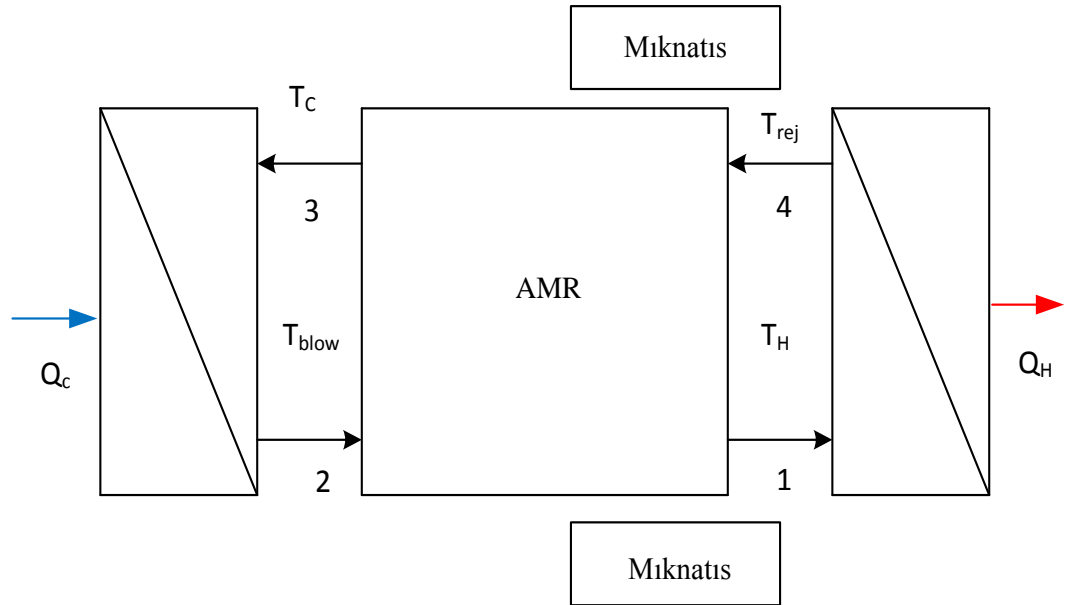


Başlangıçta bir sıcaklık dağılımı tahmin edilir ve problem çevrim boyunca çözülür. En son süreçteki sıcaklık dağılımı, başlangıç sıcaklık dağılımı ile eşit olmalıdır. Bunun nedeni problemin periyodik olmasıdır. Bu başlangıç ve son sıcaklık aralığı farkına ait yakınsama koşuldur. Eğer sürecin başlangıç ve son sıcaklık dağılımı eşit olmazsa, sürecin sonunda elde ettiğimiz sıcaklık dağılımı daha sonraki tekrarlanmanın başlangıç sıcaklık dağılımı olarak kabul edilmektedir. İteratif çözüm, sürecin başlangıç ve son sıcaklık dağılımı farkı, yani yakınsama kriteri,  $\delta$ ,  $1 \times 10^{-6}$  olana kadar devam eder.

$$\delta = \text{Max} \left\{ \begin{array}{l} |T_{sI}(0, x) - T_{sI}(t_1 + t_2 + t_3 + t_4, x)|, \\ |T_{sII}(0, x) - T_{sII}(t_1 + t_2 + t_3 + t_4, x)| \end{array} \right\} < 10^{-6} \quad (4.83)$$

#### 4.2. Termodinamik ve Eksergoekonomik Analizler

Termodinamik analiz için sayısal çözümden elde ettiğimiz veriler kullanılmıştır. Modellenmiş AMR soğutma sisteminin kavramsal diyagramı Şekil 4.10'da verilmiştir.



Şekil 4.10. AMR soğutma sisteminin şematik gösterişi.

##### 4.2.1. Enerji ve ekserji analizleri

AMR sistemdeki ekipmanların enerji ve ekserji denge denklemleri elde edilmiştir. Rejeneratör için kütle denkliği genel olarak aşağıdaki şekilde oluşturulur:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (4.84)$$

burada  $\dot{m}$  kütleli debiyi, alt indisler *in* ve *out* giriş ve çıkışı ifade etmektedir.

Ekipmanın ısı atma süreci için enerji ve ekserji denge denklemleri aşağıdaki şekilde düzenlenir.

$$\text{E.D.E.} \quad \dot{Q}_{R,ısı,atma} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4 \quad (4.85)$$

$$\text{Ek.D.E.} \quad \dot{m}_3 ex_3 = \dot{m}_4 ex_4 + \dot{E}x_{D,R,SIC,A} + \dot{E}x_{Q,R,SIC,A} \quad (4.86)$$

Rejeneratörün ısı atma süreci için enerji ve ekserji denge denklemleri aşağıdaki şekilde verilmiştir:

$$\text{E.D.E.} \quad \dot{Q}_{R,Soğ,A} = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 \quad (4.87)$$

$$\text{Ek.D.E.} \quad \dot{m}_2 ex_2 = \dot{m}_1 ex_1 + \dot{E}x_{D,R,Soğ,A} + \dot{E}x_{Q,R,Soğ,A} \quad (4.88)$$

Pompanın genel enerji ve ekserji denge denklemleri aşağıdaki şekilde yazılır:

$$\text{E.D.E.} \quad \dot{W}_P = \dot{m}_{out} h_{out} - \dot{m}_{in} h_{in} \quad (4.89)$$

$$\text{Ek.D.E.} \quad \dot{m}_{in} ex_{in} + \dot{W}_P = \dot{m}_{out} ex_{out} + \dot{E}x_{D,P} \quad (4.90)$$

Soğuk ısı değiştiricinin enerji ve ekserji dengesi aşağıda verilmiştir:

$$\text{E.D.E.} \quad \dot{Q}_C = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3 \quad (4.91)$$

$$\text{Ek.D.E.} \quad \dot{m}_2 ex_2 = \dot{m}_3 ex_3 + \dot{E}x_{D,R,Soğ,A} + \dot{E}x_{Q,R,Soğ,A} \quad (4.92)$$

Sıcak ısı değiştiricinin enerji ve ekserji dengesi eşitlikleri aşağıda verilen bağıntı ile hesaplanmaktadır:

$$\text{E.D.E.} \quad \dot{Q}_H = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_4 h_4 \quad (4.93)$$

$$\text{Ek.D.E.} \quad \dot{m}_1 ex_1 = \dot{m}_4 ex_4 + \dot{E}x_{D,H} + \dot{E}x_{Q,H} \quad (4.94)$$

Soğutma sistemin performans katsayısı (COP) aşağıda verilen bağıntı ile hesaplanmaktadır:

$$COP = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}_P + \dot{W}_M} \quad (4.95)$$

Ekserji verimi ve Ekserji yıkım akımı aşağıdaki bağıntılardan hesaplanabilir:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}_P + \dot{W}_M} \left[ \frac{T_H}{T_C} - 1 \right] \quad (4.96)$$

$$\dot{E}x_D = \dot{W}_M + \dot{W}_P - \dot{E}x_q \quad (4.97)$$

burada  $\dot{E}x_q$  aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir (Lozano et al. 2013):

$$\dot{E}x_q = \dot{Q}_c \left( \frac{T_H}{T_C} - 1 \right) \quad (4.98)$$

#### 4.2.2. SPECO analizi

SPECO yöntemi, ısı sistemleri ekonomik açıdan incelemek için kullanılan bir yöntemdir. Bu yöntemde, sistemin tüm bileşenleri ve akımları öncelikle ekserjetik olarak incelenmektedir. Daha sonra, tesis ömürleri de baz alınarak maliyet akımları oluşturulmaktadır. Böylece ürün maliyetleri hesaplanabilmektedir.

##### 4.2.2.1. Maliyet denge denklemleri

Bir eksergoekonomik analiz yapmak için, bir sistemde her bir akış için maliyet akış hızı,  $\dot{C}$  (\$/h), tanımlanır. Özgül ekserji maliyetini hesaplamak için, her bileşene ait maliyet dengesi aşağıdaki eşitlikle tanımlanır.

$$\sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{C}_{q,k} + \sum_{in} \dot{C}_{in,k} + \dot{Z}_k \quad (4.99)$$

Ekserji bir sistemden ısı, iş ve kütle akışı geçirebilir. Ekserji maliyetinde, bir maliyet her bir ekserji akımı ile temsil edilir. Böylece ekserji transfer akımlarıyla temsil edilen sisteme giriş çıkış akımları,  $\dot{E}x_{in}$ ,  $\dot{E}x_e$ , iş için,  $\dot{W}$ , ve ısı akımı ile transfer edilen ekserji için  $\dot{E}x_q$  ile ifade edilmekte olup maliyet akışları aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{C}_{in} = c_{in} \dot{E}x_{in} \quad (4.100)$$

$$\dot{C}_e = c_e \dot{E}x_e \quad (4.101)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (4.102)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}x_q \quad (4.103)$$

burada  $c$  ve  $w$  alt indisleri birim maliyet ve işi belirtmektedir.

Analiz yapılmadan önce, bedel ve ürün ekserjilerinin her bileşen için tanımlanmış olması gerekmektedir. Ekserji ve eksergoekonomik denge denklemleri birleştirilerek, aşağıdaki denklem elde edilebilir:

$$\dot{E}x_{F,k} = \dot{E}x_{p,k} + \dot{E}x_{D,k} \quad (4.104)$$

Ekserji yıkım akımının maliyeti aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} \dot{E}x_{D,k} \quad (4.105)$$

burada, bileşenin ekserji yıkım akımı maliyeti, bileşenlere ait ekserji yok oluş akımı,  $\dot{E}x_{D,k}$ , değerlendirilerek belirlenir. Ayrıca, eşitlik (4.83)'ten yola çıkılarak, kontrol hacmi - maliyet dengesinin kararlı durum biçimi aşağıda verilen denklemde yazılabilir. Maliyet dengeleri genellikle aşağıdaki şekilde yazılır.

$$\sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{C}_{q,k} + \sum_{in} \dot{C}_{in,k} + \dot{Z}_k \quad (4.106)$$

Çıkan ekserji akımların toplam maliyeti, giren ekserji akımların maliyeti artı yatırım maliyeti ve diğer masraflar maliyete eşittir (Abusoğlu and Kanoğlu, 2009).

#### **4.2.2.2. Ekipman maliyet korelasyonları**

Ekonomik açıdan sermaye yatırım oranı, ekipmanın satın alma maliyetinin yanı sıra yatırım geri kazanım faktörü,  $CRF$ , yıllık çalışma saati ve bakım faktörüne göre aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanabilir:

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k \cdot CRF \cdot \varphi}{N \cdot 3600} \quad (4.107)$$

burada  $N$ , bileşen için yıllık çalışma saati ve  $\varphi$  bakım faktörüdür. Genel olarak 1.06 (Bejan et al. 1996) olarak alınmıştır.

Yatırım geri kazanım faktörü,  $CRF$ , faiz oranına ( $i$ ) ve ekipman ömrüne ( $n$ ) bağlıdır.

$$CRF = \frac{i \times (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (4.108)$$

### 4.2.2.3. Eksergoekonomik değerlendirme

Bazı değişkenlerin eklenmesi de faydalı bir eksergoekonomik değerlendirme sağlayabilir. Bu değişkenler arasında toplam maliyet oranı, eksergoekonomik bakış açısından en yüksek önceliğe sahip bileşeni sağlar. Bu değişken, ekserji yok oluş maliyeti ve yatırım maliyet oranlarının kombinasyonudur ve aşağıdaki eşitlik ile elde edilebilir:

$$\dot{C}_{Tot,k} = \dot{Z}_k^T + \dot{C}_{D,k} \quad (4.109)$$

Eksergoekonomik değerlendirmede, belirli bir bileşenin toplam maliyet oranı, toplam ekserji yok oluş maliyeti  $\dot{C}_{D,k}$ , ve bileşenin yatırım maliyeti,  $\dot{Z}_{D,k}$ , ile belirlenir.

Diğer bir karşılaştırma parametresi ise, eksergoekonomik faktördür. Bu faktör, ekipmandaki maliyetin kaynağını belirlemekte yararlı olmaktadır. Bu oran aşağıda verilen eşitlik ile hesaplanabilir:

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k^T}{\dot{Z}_k^T + c_{f,k}(\dot{E}x_{D,k} + \dot{E}x_{L,k})} \quad (4.110)$$

$c_{f,k}$  herhangi bir  $k$  bileşenin yakıt birim ekserji maliyeti ve ekserji yıkım akımı,  $\dot{E}x_{D,k}$ , ve payda toplam maliyet oranını oluşturur. Ekipmanlardaki maliyet, yatırım ve ekserji yıkım maliyeti olarak iki şekilde düşünülmektedir. Bu faktörün 0.5'ten büyük olması yatırım maliyetinin düşürülmesinin incelenmesi gerektiğini, düşük olması ekipmanın veriminin daha iyi bir yatırım ile artırabileceğini vurgulamaktadır (Sayyaadi and Babaelahi, 2011).

Diğer bir karşılaştırma parametresi ise nispi maliyet farkı,  $r_k$ , dır. Bu parametre, bileşenin ekserji birimi başına ortalama yakıt ve ürün maliyetlerin arasındaki nispi artışı gösterir ve aşağıdaki eşitlikle tanımlanır:

$$r_k = \frac{c_{P,k} - c_{f,k}}{c_{f,k}} \quad (4.111)$$

AMR sistemlerinin ekonomik açıdan karşılaştırması için, Rowe (2011) tarafından tanımlanan özgül ekserjetik soğutma işlemi,  $\mathcal{L}$ , aşağıdaki denklemle tanımlanır:

$$\zeta = \frac{\dot{E}x_q}{HV_{MCM}} \quad (4.112)$$

burada  $H$  manyetik alan şiddeti ve  $V_{MCM}$  manyetokalorik malzemenin toplam hacmidir.

### 4.2.3. Sürdürülebilirlik Analizi

Sürdürülebilir gelişme elde etmek için sürdürülebilir enerji kaynakları seçilmeli ve verimli kullanılmalıdır. Bu bağlamda, ekserji analizi önemli rol oynamaktadır. Ekserjinin çevre ve enerji ile olan ilişkisi de göz önüne alındığında, ekserji sürdürülebilir değerlendirme ile doğrudan bağlantılıdır (Çalışkan et al. 2012). Kaynak kullanımda verimin artırılmasıyla gelişmeye daha uzun süre katkı sağlanabilir. Kaynakların verimli ve etkin kullanılabilmesi için de sürdürülebilirlik analizi gereklidir. Sürdürülebilirlik analizi, ekserji veriminin ( $\eta_{ex}$ ) bir fonksiyonu olan sürdürülebilir indeks ( $SI$ ) parametresine bağlıdır. Bu kapsamda  $SI$  yöntemi, aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir (Dinçer and Rosen, 2007):

$$SI = \frac{1}{1 - \eta_{ex}} \quad (4.113)$$

### 4.3. Çok Hedefli Optimizasyon

Sonlu doğal kaynaklı bir dünyada, artan enerji talebi ve fiyatları, etkin maliyetli ve çevre dostu olan sistemlerin geliştirilmesi, bir çok mühendisin bugün karşı karşıya olduğu önemli sorunlarından biridir. Bu bağlamda, ekserji analizi, ısı sistemlerinin verimsizliklerinin niteliğinin, yerinin ve miktarının belirlenmesi için kullanılmıştır. Ancak, ekserji analizi, maliyet açısından herhangi bir bilgi sağlamaz. Eksergoekonomik, ekonomik prensipler ve ekserji analizini içeren, maliyet etkin bir sistemin tasarımı ve çalışması için çok önemlidir (Bejan et al. 1996).

Bu tez çalışması kapsamında, yukarıda geçen analizler ele alınarak geniş bir açıdan çok hedefli optimizasyonu kullanarak, analiz tasarımı aynı anda birden fazla amaca göre optimize edilmiştir. Yaklaşık çözümlerin elde etmek için kullanılan, sezgisel ve evrimsel bir metot olarak Genetik Algoritmalar bu tezde optimizasyon yöntemi olarak kullanılmıştır.

Bu çalışmada, çok hedefli optimizasyonda, hedef fonksiyonlarının ekserji verimi (maksimize edilmesi) ve toplam soğutma maliyeti (minimize edilmesi) dikkate alınmıştır.

#### 4.3.1. Genetik Algoritmalar

Genetik algoritmalar temellerini evrim kuramından almıştır. Temel olarak evrim sürecinde en iyilerin hayatta kalması ilkesine dayanmaktadır. Genetik algoritmalar, Darwin'in kuramında belirtildiği gibi canlıların doğaya uyum mekanizması içinde kendi kendilerini, genlerdeki mutasyon yoluyla değiştirmelerine benzer bir şekilde, fonksiyonların optimizasyonu problemine uyarlanmış halidir. Darwin'in kuramı anne ve babaların özelliklerinin çocuklara geçtiğini, bazen de anne ve babada olmayan yeni bazı özelliklerin mutasyon denilen mekanizmayla oluştuğunu; eğer bu özellikler türün yaşama şansını arttırıyorsa bu bireylerin çoğalarak bu özellikleri kendi çocuklarına geçirdiğini; eğer özellikler başarısızsa ölecekleri için başarısız özellikleri gelecek nesillere geçiremeyeceklerini ve böylece ancak doğaya uyumda başarılı olan özelliklerin daha sonraki nesillerde birikmesi sonucu doğaya uyum sağlayan türlerin oluşabileceğini ileri sürmüştür. Daha sonra genetik biliminin gelişmesiyle bu prensibin altında yatan biokimyasal yapılar (genler) bulunmuş ve bu sistemin matematiksel ve istatistiksel olarak nasıl çalıştığı daha ayrıntılı olarak anlaşılmıştır. Genler 4 amino asitin gen yapısı içinde sıralanması ile canlı yapıların kodlarını oluştururlar. Bu özellikler, anne ve babadan gelen genlerle çocuklara aktarıldığı gibi bu aktarma sürecinde zaman zaman oluşabilen hatalarda Darwin'in tanımladığı mutasyon sürecini oluşturmaktadır.

Genetik algoritmaların temel yapıları şu şekilde özetlenebilir (Çoban, 2012):

- 1-Başla: Programe göre  $n$  kromozondan oluşan bir set oluştur.
- 2-Uyum:  $x$  genlerinden oluşan her kromozonun  $f(x)$  uyum değerini tüm nüfus için hesapla.
- 3-Yeni nesil: Alttaki adımlar uyarınca yeni bir nesil oluştur.
- 4-Seçim: Toplam nüfustan uyumları dikkate alınarak bir anne baba çifti seçin, bu seçimde uyum daha fazla ise seçim olasılıkları da buna göre fazlalaşsın.

5-Üreme: Üreme yoluyla yeni bir nesil üretip anne babalarıyla bu yeni nesli değiştirm. Eğer üreme olmadı ise eski nesli koruyun.

6-Mutasyon: Belli bir olasılık içinde mutasyonları oluşturun.

7-Kabul: Yeni bireyleri nüfusa ekleyin.

8-Değiştirme: Yeni nesli aynı şekilde tekrar yeni nesiller elde etmek için kullanın.

9-Test: Eğer istenilen koşullar oluşmuşsa simülasyonu durdurun.

10-Döngü: Oluşmamışsa geri dönerek işleme devam edin.

Son yıllarda, optimizasyon algoritmaları hem araştırma topluluklarından hem de endüstriden artan ilgi görmektedir. Evrimsel hesaplama alanında, bu gibi optimizasyon algoritmaları evrimsel bir işlemi simüle etmektedir. Burada hedef, kalitelere bağlı olarak atlama, mutasyon ve seçme yoluyla eldeki optimizasyon problemine göre çözümler geliştirmektir (Ghaffarizadeh, 2006). Evrimsel algoritmalar endüstriyel uygulamalar için oldukça uygundur, çünkü bu algoritmalar gerçek problemlerde sıkça ortaya çıkan lineer olmayan kısıtlar, çoklu hedefler ve dinamik bileşenlere sahip olan problemleri ele alabilmektedir (Goldberg, 1989). Genetik algoritmalar, doğal genetik temeline dayanan bir optimizasyon tekniğidir. Genetik algoritmalar, canlı organizmaların doğal ortamdaki büyüme ve bozunmasını simüle etmek için Holland tarafından geliştirilmiştir (Holland, 1975). Aslen simülatör olarak tasarlanmasına rağmen, genetik algoritmaların güçlü bir optimizasyon tekniği oldukları da kanıtlanmıştır. Güçlü terimi genetik algoritmaların herhangi bir optimizasyon problemi için genel optimum veya optimum noktasına yakın bir noktayı bulma yeteneğini belirtir. Genetik algoritmaların arkasındaki temel düşünce kısaca şöyle anlatılabilir. Optimizasyon uzayı içinde bir noktalar kümesi noktaların rastgele seçilmesiyle oluşturulur. Daha sonra, bu noktalar kümesi yeni bir kümeye dönüştürülür. Ayrıca, bu yeni küme genel optimuma yakın olan daha fazla nokta içerecektir. Uygulamadaki bu kolaylık ve gerekli tek bilginin optimizasyon uzayında hangi noktaların optimum olduğunun bir ölçüsü olması genetik algoritmaları en iyileştiriciler (optimizers) kadar çekici hale getirmektedir. Bunlarla birlikte, genetik algoritmaların en büyük avantajları aşağıdaki gibidir:



- Herhangi bir tipteki kısıtlar kolaylıkla uygulanabilir.
- Genetik algoritmalar genellikle optimizasyon uzayı içinde genel optimuma yakın olan birden fazla nokta bulur, böylelikle eldeki optimizasyon problemi için en uygulanabilir çözümün kullanımına olanak verir.

Genetik algoritmaların bir optimizasyon problemine uygulanması için temel adımlar şu şekilde özetlenebilir (Ghaffarizadeh, 2006): Bir dizi kümesi rastlantısal biçimde oluşturulur. Genetik algoritmaların her adımında sürekli olarak dönüştürülen bu kümeye yığın denir. Başlangıçta rastlantısal biçimde oluşturulan bu yığına, başlangıç yığını denir. Bu yığının boyutu birçok onlar dizisinden birçok binler dizisine kadar çeşitlilik gösterebilir. Yığının boyutu için bir üst limit belirleme kriteri şudur: daha fazla artış optimuma yakın çözümün geliştirilmesiyle sonuçlanmaz. Herbir problem için bu üst limit birkaç test tekrarı sonrasında belirlenir.

Bununla birlikte, çoğu uygulama için en iyi yığın büyüklüğü 10-100 dizileri sınırları içinde yer alır. Yığındaki her dizinin "en iyilik" değeri (iyilik ölçüsü) hesaplanır. Daha sonra bu değere dayanarak bir amaç fonksiyon değeri, ya da uygunluk, herbir diziye atanır. Bu uygunluk genellikle yığındaki herbir dizinin "en iyilik" miktarının ortalama yığın "en iyilik" miktarına bölünmesiyle elde edilir. Uygunluk değerinin her zaman pozitif bir sayı olmasına dikkat edilmelidir. Belirli bir dizinin izin verilen bir durumu yansıtmaması mümkündür. Böyle bir dizi için "en iyilik" yoktur. Bu durumda, dizinin uygunluğu, genetik algoritmalar için iyi bir dizi olmadığını gösterir şekilde, çok düşük bir değer ile cezalandırılır. Benzer şekilde, diğer kısıtlar genetik algoritmalarda uygulanabilir. Bir tür yığın dönüştürme aracı olan bir "Operatörler" kümesi, yığına uygulanır. Bu operatörlerin bir sonucu olarak, daha optimum dizilerden oluşacağı umulan yeni bir popülasyon oluşturulur. Eski yığın yenisi ile değiştirilir. Genellikle genetik algoritmalar tarafından yürütülecek nesillerin maksimum sayısı önceden tanımlanmış bir durdurma kriteri olarak kontrol edilir. Bu kriter sağlanamazsa yeni bir nesil başlatılır, aksi takdirde genetik algoritmalar sona erer. Bu genetik algoritmalar sonlandırıldığında, puanın (son yığın),yani bir dizini tanımlanmış olduğu artık açıktır ve bu popülasyonda birden fazla optimum noktası bulunabilir. Söylendiği gibi, genetik algoritmaların bu avantajı optimizasyon problemi için en uygun çözümün seçimine imkan verir.

### 4.3.2. Optimum hedef çözümü

Bu çalışmada , LINMAP yöntemi kullanılarak Pareto optimum noktalar üzerindeki nihai optimum çözüm elde edilmiştir. Bu yöntem ışığında, problemin her hedef fonksiyonu aşağıdaki eşitlik kullanılarak boyutsuz hale gelmiştir.

$$F_{ij}^n = \frac{F_{ij}}{\sqrt[2]{\sum_{i=1}^m (F_{ij})^2}} \quad (4.114)$$

burada  $i,j$  ve  $m$  sırasıyla Pareto-front yaklaşım eğrinin üzerindeki her noktanın ve her hedefin indeksi, ve Pareto-front yaklaşım eğrisinin üzerindeki noktaların sayısıdır. Pareto-front yaklaşım eğrisinin üzerindeki her noktanın ideal noktadan uzaklığı elde edilmek istenmiştir. Burada ‘ideal’ terimi ideal noktaların indeksi olarak tanımlanmıştır. Çözüm seti üzerindeki her hangi bir noktanın Pareto eğrisinden uzaklığı temel matematik denklemlere dayanarak elde edilmiştir ve aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir.

$$d_i = \sqrt{\sum_{j=1}^2 (F_{ij}^n - F_{ideal,j}^n)^2} \quad (4.115)$$

Matematiksel denklemler ışığında harmanlanarak oluşan Pareto optimum eğrisine en yakın olan ideal nokta ulaşmak istediğimiz hedef çözümdür (Javani et al. 2014).

## 5. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

Önceki bölümlerde tanımlandığı üzere, bu tezde, iki farklı sistem enerji, ekserji ve eksergoekonomi açısından incelenmiştir. Herbir sistem için farklı tasarım parametreleri göz önüne alınmıştır ve elde edilen parametrik sonuçlar, aşağıdaki bölümlerde detaylı olarak irdelenmiştir.

### 5.1. Sistem-I: Aktif Manyetik Rejenerasyonlu Soğutma Sistemin Sonuçları

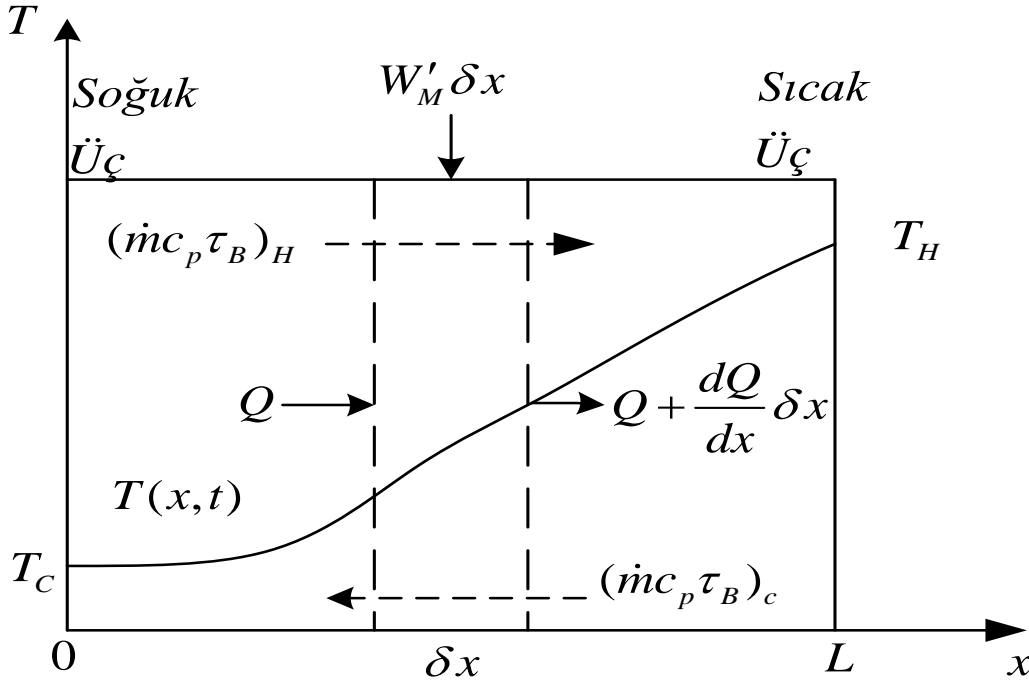
Aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma sistemi için enerji ve ekserji analizleriyle eksergoekonomik analiz uygulanmıştır. Bu simülasyon çalışmasında, kaynak ve kuyu ( $T_H$  ve  $T_C$ ) sıcaklıkları sırasıyla 293 K ve 272 K dir. Manyetokalorik malzeme olarak Gd kullanılmıştır. Sistemin analitik modellemesi yapılmıştır. Analizi yapmak için kullanılan modelin parametre verileri Çizelge 5.1'de sunulmuştur.

Çizelge 5.1. Analitik analiz için belirlenen parametreler

| Parametreler | Değerler | Birimleri   |
|--------------|----------|-------------|
| $d_p$        | 560      | $\mu m$     |
| $k_s$        | 10.3     | $W K^{-1}$  |
| $m_s$        | 0.055    | kg          |
| $\rho_s$     | 7900     | $kg m^{-3}$ |
| $c_s$        | 381      | M           |
| $H_{low}$    | 0        | T           |
| $H_{high}$   | 2        | T           |
| $T_H$        | 293      | K           |
| $T_C$        | 273      | K           |

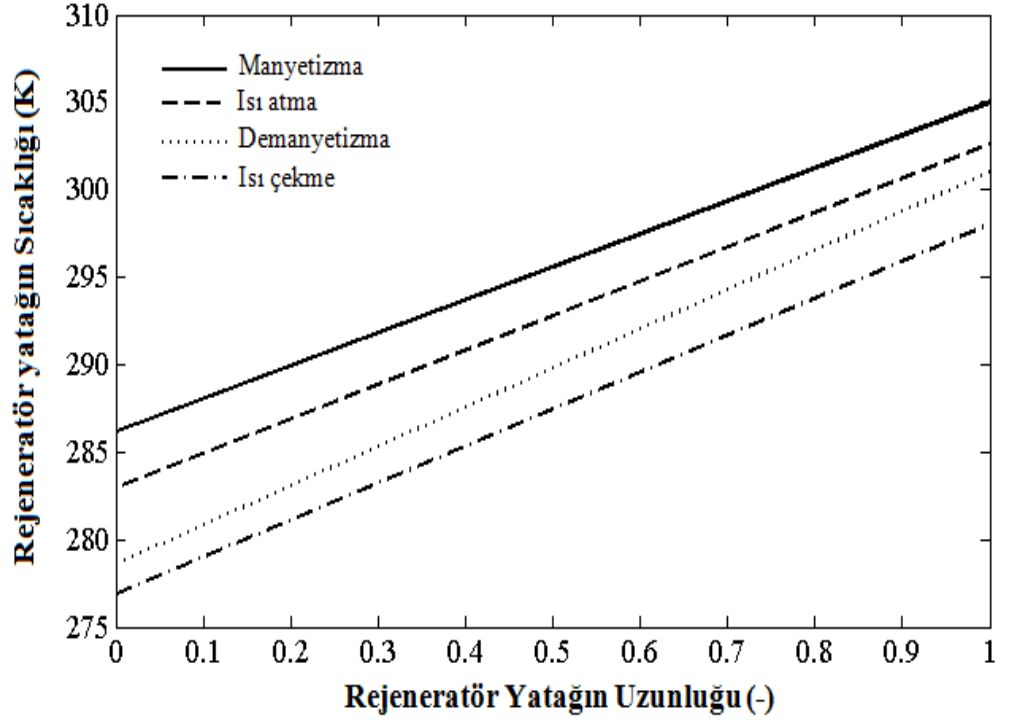
AMR tabanlı manyetik buzdolabının analitik çözümü Rowe (2011a) tarafından elde edilmiştir. AMR sisteminin performans değerlendirmesinde ana parametreler kullanmıştır.

Kütleli debi, (belirli bir rejeneratör geometrisi ve  $R$  için), doğrudan boyutsuz  $\phi$  parametresine bağlıdır ve rejeneratörün termal dengesini göstermektedir. Düşük  $\phi$  değeri, akışkanın termal kapasite oranının, manyetokalorik malzemeye göre daha düşük olduğunu göstermektedir. Bunun sonucunda, akışkan manyetokalorik malzemeye göre daha büyük bir sıcaklık değişimi sağlamaktadır. Daha yüksek  $\phi$  değeri ise bunun tersi bir davranış göstermektedir.  $R$  parametresi, toplam termal kütleli manyetokalorik malzemeye oranıdır. Eşitlik (4.17) kullanılarak  $R$  değeri 1 olarak hesaplanmaktadır. Rejeneratördeki termodinamik denge gösterilişi, Şekil 5.1'de şematik olarak verilmektedir.



Şekil 5.1. Rejeneratördaki enerji dengesi (Rowe 2011a).

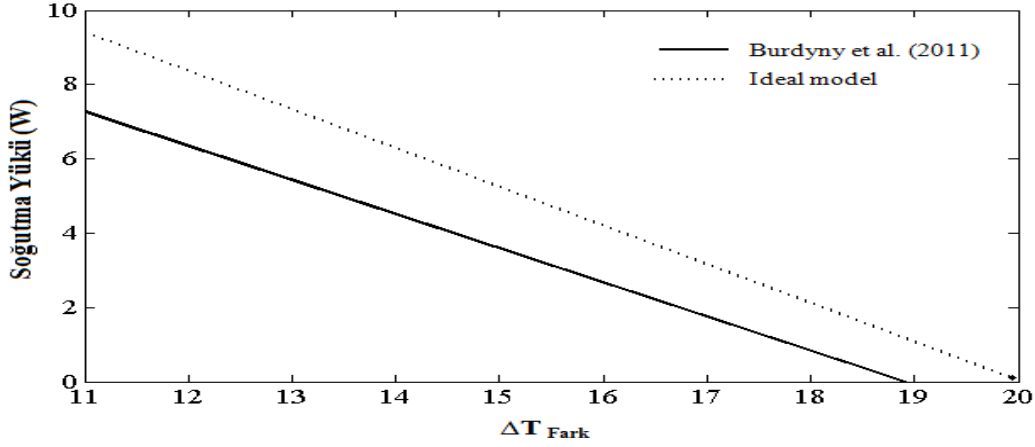
Şekil 5.2'de AMR soğutma çevrimindeki dört süreçteki manyetokalorik malzemenin sıcaklık değişimi rejeneratör boyunca (0-2T) manyetik alan değişiminde gösterilmiştir.



Şekil 5.2. Her süreç için rejeneratör boyunca kullanılan Gd malzemesinin sıcaklık dağılımı.

AMR simülasyonları için literatürde birkaç boyutsuz model verilmektedir. AMR davranışını çözmek için, Sarlah and Poredos (2010), Oliveira et al. (2012) Tagliafico et al. (2012) tarafından üç farklı boyutsuz yöntem geliştirilmiştir. Sarlah and Poredos (2010) tarafından yapılan çalışmada, manyetokalorik malzemenin enerji dengesinde, manyetik alan değişimi nedeniyle iç enerji değişimi dikkate alınmış ve boyutsuz formda örnek bir uygulama verilmiştir.

Literatürde sunulan birçok deneyin sonuçları, soğutma yükünü, sıcaklık aralığı değişimi ( $\Delta T_{fark}$ ) ile rapor etmektedir. Maksimum soğutma yükü, sıcaklık aralığı değeri, ( $\Delta T_{fark}$ ) sıfır olduğu zaman elde edilmektedir. Soğutma gücü sıfır ise sıcaklık aralığı değeri, ( $\Delta T_{fark}$ ) maksimumdur. Şekil 5.3'te sıcaklık aralığına, ( $\Delta T_{fark}$ ) bağlı olarak sistemin soğutma yükü değişimi verilmiştir. Soğutma yükünün sıcaklık aralığı değerine, ( $\Delta T_{fark}$ ), göre lineer olarak değiştiği görülmektedir.



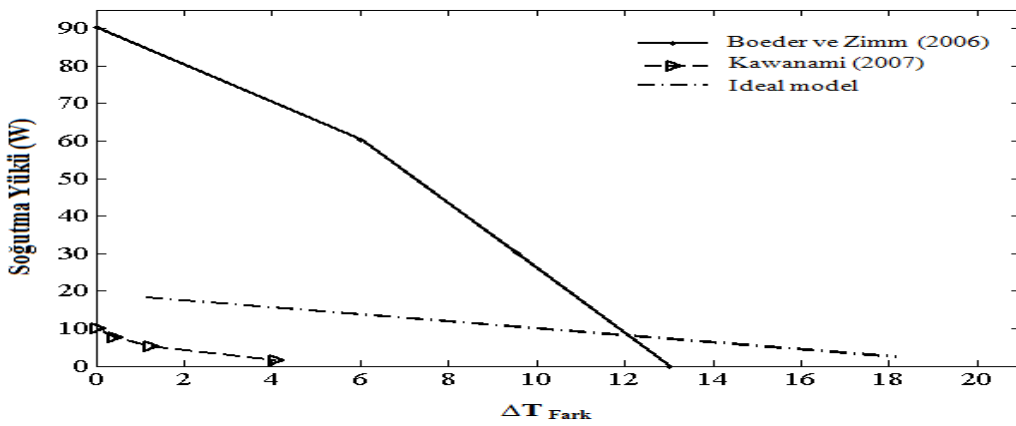
Şekil 5.3. AMR sisteminin soğutma yükünün sıcaklık aralığına ( $\Delta T_{Fark}$ ) bağlı değişimi.

Bu üç deneysel veri, Çizelge 5.2'de verilmektedir.

Çizelge 5.2. Farklı kaynaklardan, deneysel verileri ile ilgili veriler.

| Kaynak                 | $U=\phi/R$ | R | M(kg) | Manyetokalorik malzeme | Çalışma akışkanı  |
|------------------------|------------|---|-------|------------------------|-------------------|
| Boeder and Zimm (2006) | 0.36       | 1 | 0.161 | Gd                     | Su etilenkarışımı |
| Kawanami (2007)        | 0.56       | 1 | 0.062 | Gd                     | Su                |
| Ele alınan AMR model   | 1.33       | 1 | 0.055 | Gd                     | Helyum            |

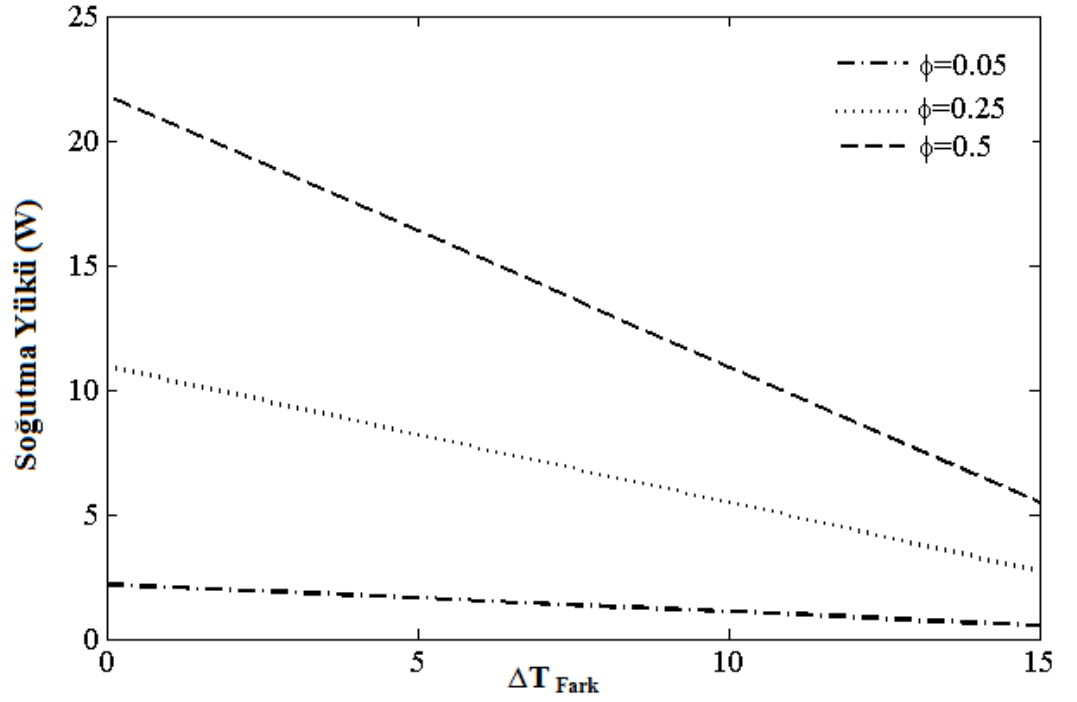
Şekil 5.4'de üç farklı kaynaktan, deneysel veriler ile ilgili bazı sonuçlar göstermektedir.



Şekil 5.4. Farklı AMR yapılandırma sistemlerinin soğutma yükünün sıcaklık aralığına ( $\Delta T_{fark}$ ) göre değişimi.

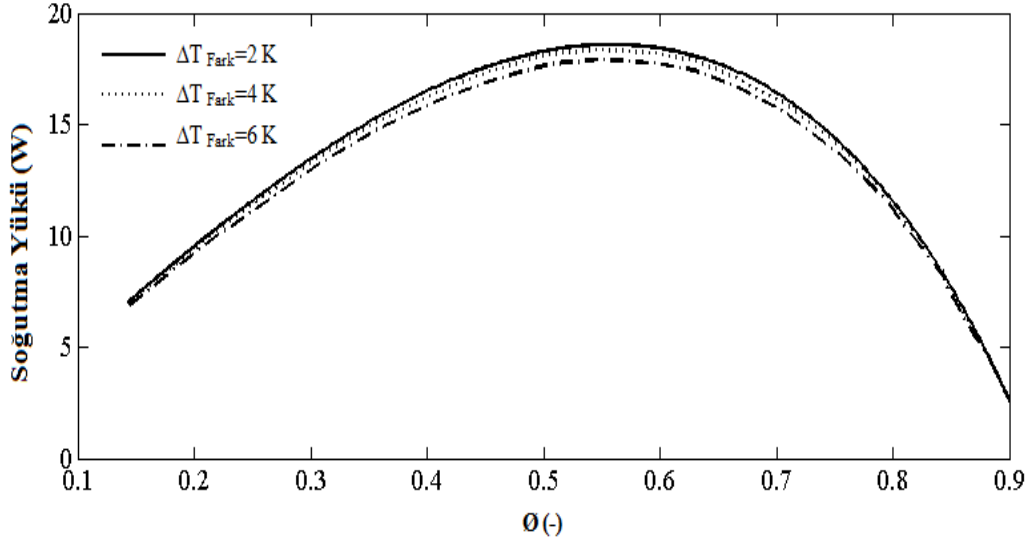
Bu koşullar için seçilen Boeder and Zimm (2006) cihazı  $\Delta T_{fark}$ 'ta ele alınan sistemden daha düşük; Kawanami (2007) cihazları ise daha yüksek soğutma kapasitesi üretmiştir.

Soğutma yükünün eğilimi  $\phi$ 'nin değerine bağlı olarak Şekil 5.5'te verilmektedir. Şekil 5.5'te görüldüğü gibi, daha yüksek bir  $\phi$  değerinden daha büyük bir soğutma gücü elde edilir. Ayrıca sıcaklık aralığı, ( $\Delta T_{fark}$ ), arttıkça soğutma yükünde düşüş gözlenmiştir.



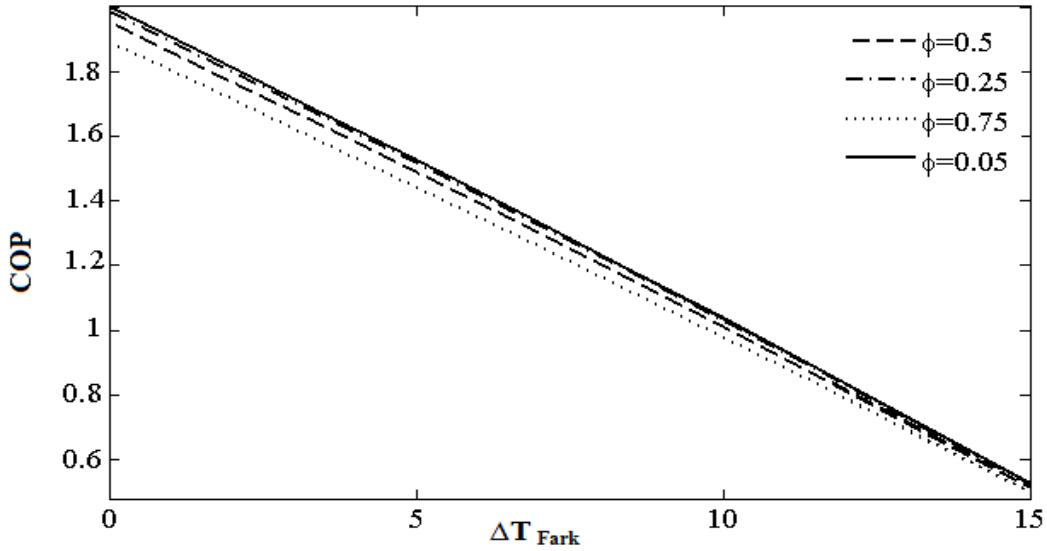
Şekil 5.5. AMR sisteminin soğutma yükünün farklı  $\phi$  değerlerinde sıcaklık aralığına bağlı değişimi.

Şekil 5.6'da  $\phi$  değerinin, AMR sisteminin soğutma kapasitesine etkisi verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi,  $\phi$  değeri arttıkça AMR sistemin soğutma kapasitesi belirli bir değere kadar artmıştır ve bu değerden sonra  $\phi$  değeri arttıkça, sistemin soğutma yükü azalmıştır.



Şekil 5.6. AMR sisteminin soğutma yükünün farklı  $\phi$  değerlerine bağlı değişimi.

Şekil 5.7’de sıcaklık aralığına, ( $\Delta T_{fark}$ ), bağlı olarak AMR sistemin COP değerinin değişimi gösterilmiştir. AMR sistemin COP değeri, sıcaklık aralığı, ( $\Delta T_{fark}$ ), arttıkça düşüş göstermektedir. Bunun nedeni sıcaklık aralığının, ( $\Delta T_{fark}$ ), artmasıyla AMR sistemin soğutma yükünün doğrusal olarak azalması ve bunun sonucunda sistemin COP değerinin de azalmasıdır.

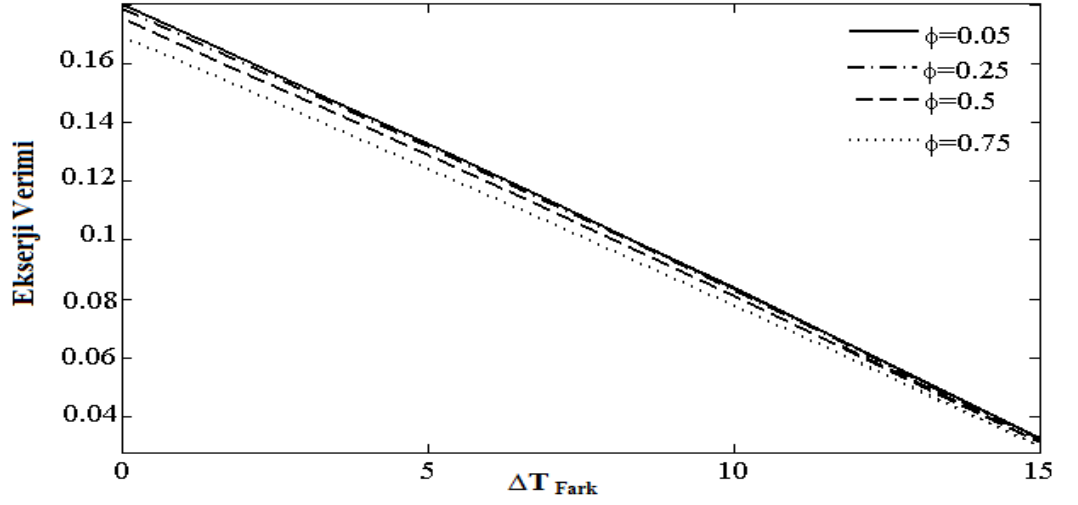


Şekil 5.7. AMR sisteminin COP değerinin sıcaklık aralığına bağlı değişimi.

Şekil 5.8’de sıcaklık aralığına bağlı olarak, farklı  $\phi$  değerlerinde, AMR sisteminin ekserjetik veriminin değişimi gösterilmiştir. Sıcaklık aralığı, ( $\Delta T_{fark}$ ),

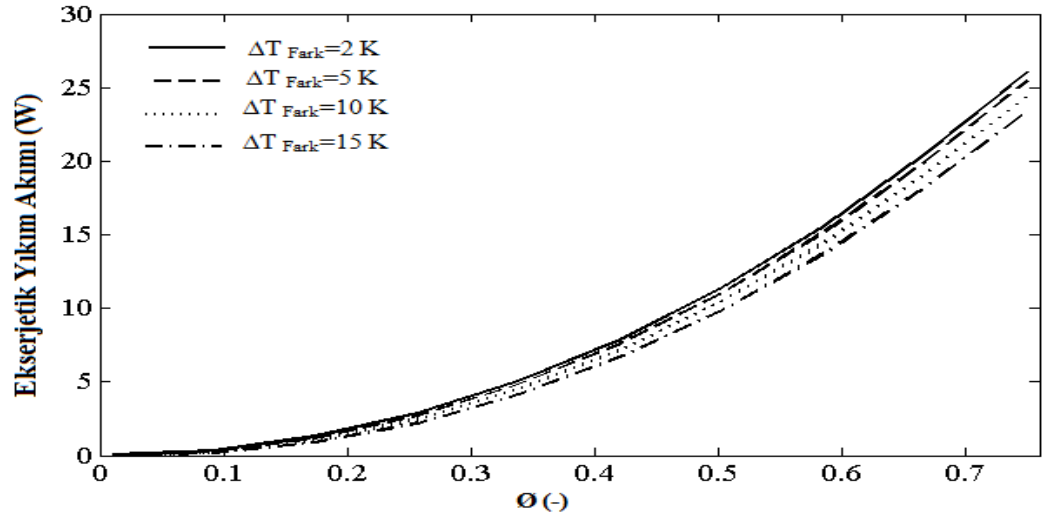


arttıkça, soğutma gücündeki azalma nedeniyle, AMR sisteminin ekserjetik veriminde de azalma gözlenmektedir.



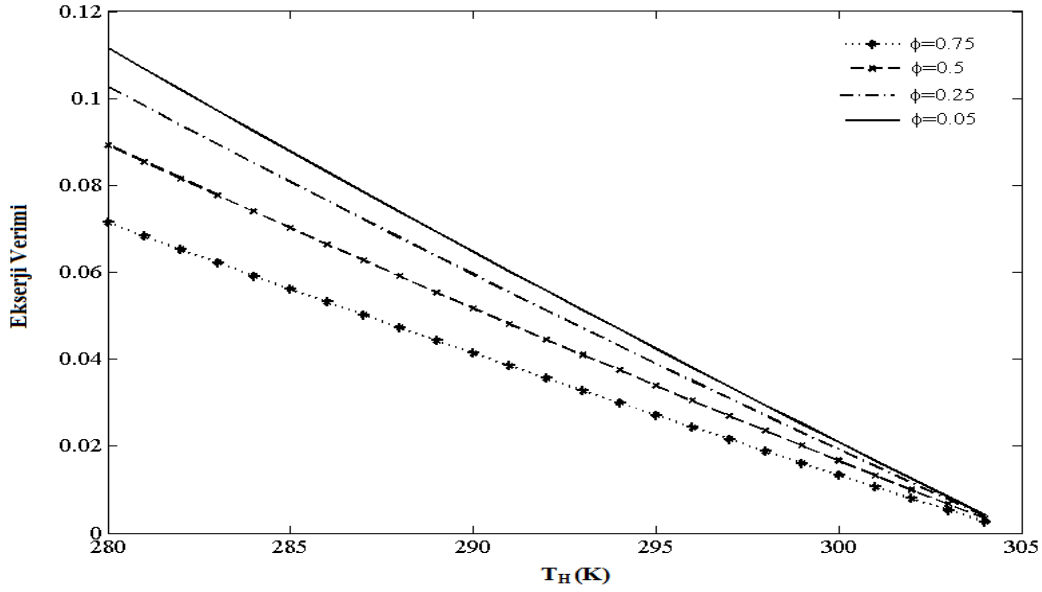
Şekil 5.8. AMR sisteminin ekserji veriminin sıcaklık aralığına bağlı değişimi.

Şekil 5.9’da AMR sistemin ekserjetik yıkımının değişimi,  $\phi$  değerine bağlı olarak farklı sıcaklık aralıklarında gösterilmiştir. Tüm sistemin ekserjetik yıkımı,  $\phi$  değerinin artmasıyla yükselmiştir. Ayrıca, tüm sistemin ekserjetik yıkımında, sıcaklık aralığının azalmasıyla düşme meydana gelmiştir.



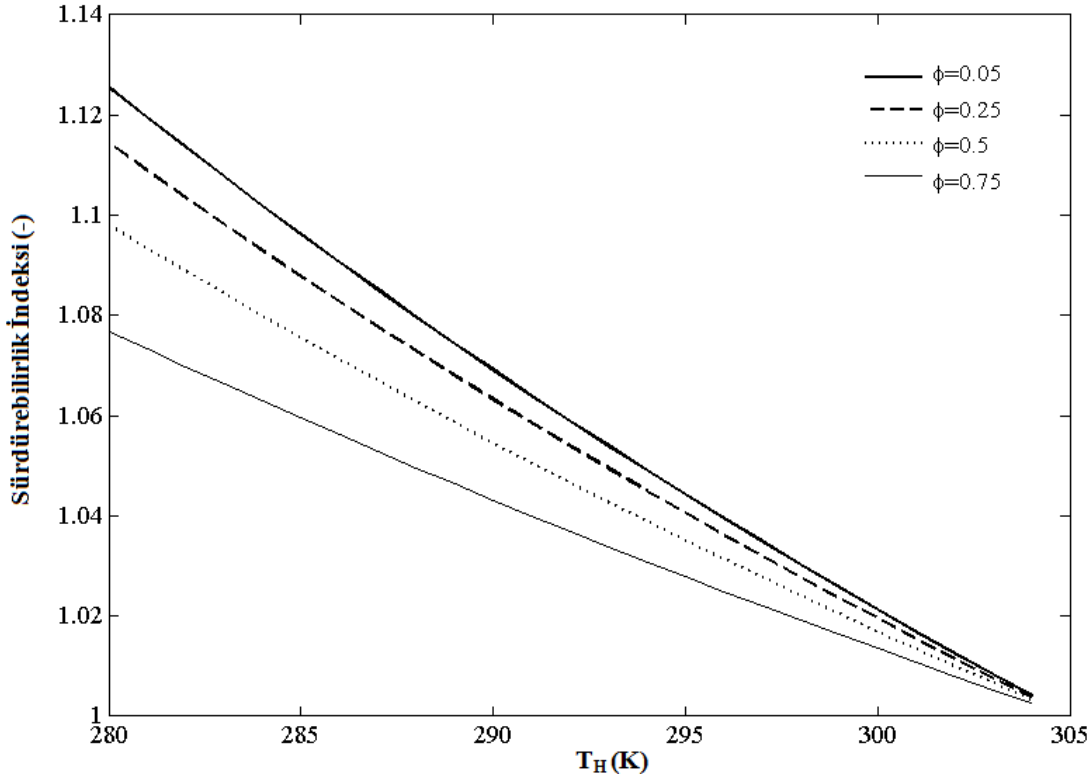
Şekil 5.9. AMR sisteminin ekserjetik yıkım akımının  $\phi$  değerine bağlı değişimi.

Ekserji veriminin kaynak sıcaklığı,  $T_H$  ile; değişimi ise, Şekil 5.10’da gösterilmiştir. Ekserji veriminin, kaynak sıcaklığının yükselmesiyle azaldığı gözlenmiştir.



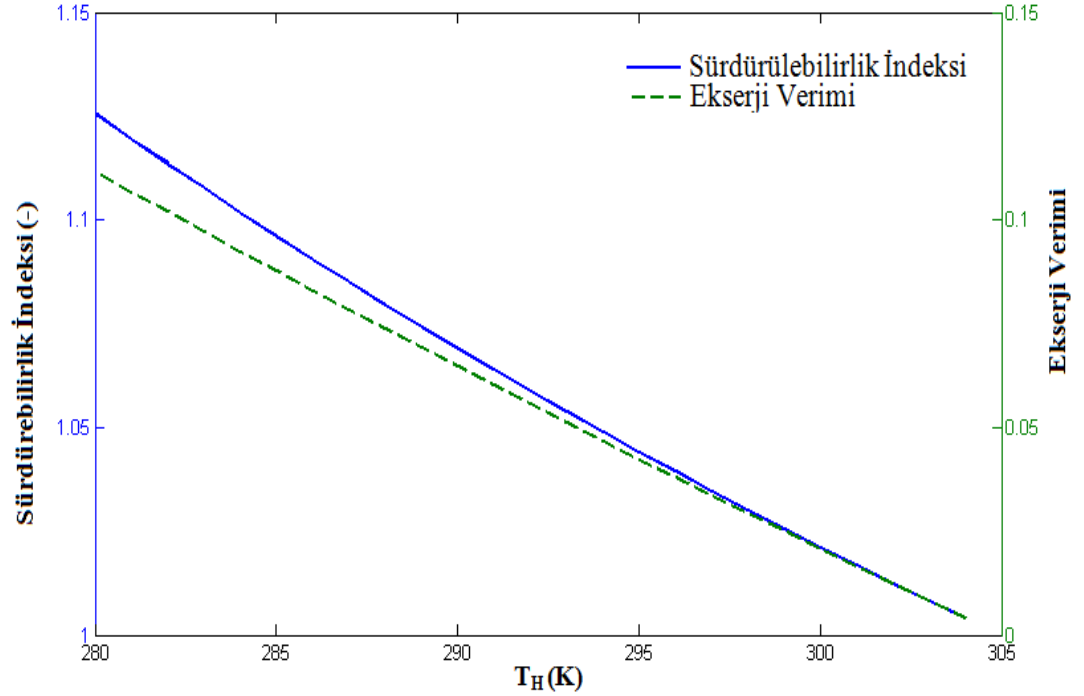
Şekil 5.10. AMR Sisteminin ekserji veriminin kaynak sıcaklığı ile değişimi.

Sürdürülebilirlik analizi de, sürdürülebilirlik indeksi ( $SI$ ) yöntemi ile hesaplanmıştır. Maksimum  $SI$  değeri 304 K kaynak sıcaklığında 1.16 olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak, yüksek kaynak sıcaklıklarında  $SI$  değeri artmaktadır. Sürdürülebilirlik analizi sonuçları Şekil 5.11’de gösterilmiştir.



Şekil 5.11. AMR sistemin sürdürülebilirlik analizi sonuçları.

Sürdürülebilirlik indeksi ile ekserji verimi arasındaki ilişki de Şekil 5.12’de verilmiştir. Şekilde de görüldüğü gibi, sürdürülebilirlik ile ekserji arasında doğru bir orantı olduğu açıktır.



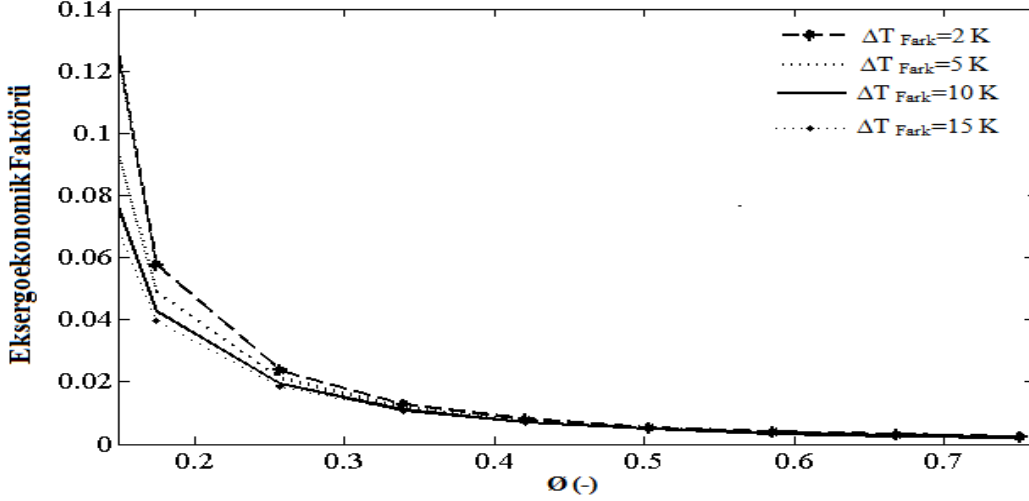
Şekil 5.12. AMR sisteminin ekserjetik verimi ile sürdürülebilirlik indeksi arasındaki ilişki.

Bir önceki bölümde, tüm sistemin gerçek verimliliğini ve sistemdeki tersinmezliklerin daha iyi anlaşılmasını sağlamak amacıyla ekserji analizi yapılmıştır. Buna rağmen, bu analiz içinde tüm sistemin verimini iyileştirmek için uygulanan ekonomik kısıtlamalar ve ilgili maliyetler ile ilgili herhangi bir bilgi yoktur. Böylece, AMR sistemi için maliyet oluşumunun belirlenebilmesi için bir eksergoekonomik analiz de gerçekleştirilmiştir. Bunun için, özgül ekserji maliyeti (specific exergy cost (SPECOC)) yöntemi kullanılmıştır.

Bu yöntemde, öncelikle tüm akımların ekserji akımları hesaplanmıştır. Daha sonra tüm akımların maliyet oranları eşitlik 4.98-4.102 kullanılarak elde edilmiştir. Burada elektrik maliyeti 0.075 \$/kWh alınmıştır. Sistemin ömrü 15 yıl ve yıllık çalışma saati 8000 h kabul edilmiştir. Kaskat AMR soğutma sistemindeki tüm eksergoekonomik değişkenlerin sistemin tasarım parametreleri ile değişimlerinin detaylı olarak gösterimi verilmiştir.

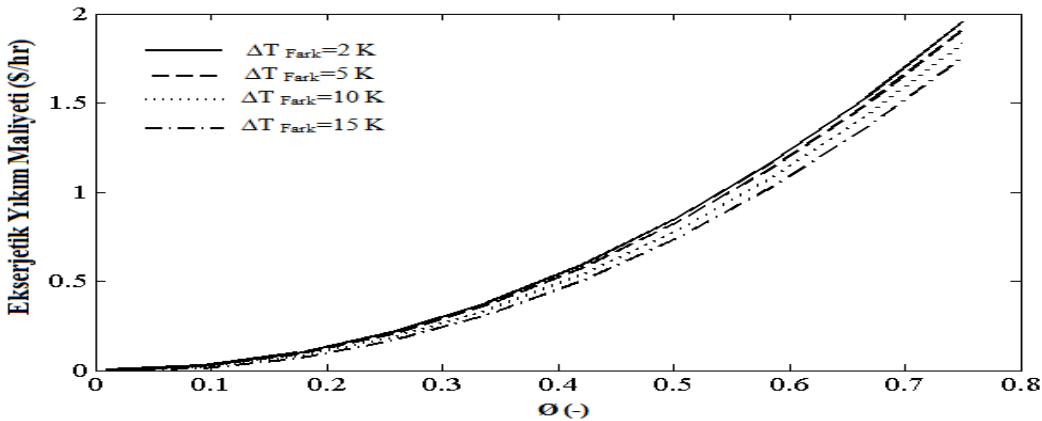
AMR çevrimindeki mıknatıs ve manyetokalorik malzemenin maliyeti ile ilgili değerler Björk et al. (2011) tarafından yayınlanan çalışmadan alınmıştır.

$\phi$  değerine bağlı olarak 2 K, 5 K, 10 K ve 15 K sıcaklık aralığındaki eksergoekonomik faktörün değişimi Şekil 5.13’de gösterilmiştir. Düşük  $\phi$  ve sıcaklık aralığı ( $\Delta T_{\text{fark}}$ ) değerlerinde, maksimum eksergoekonomik faktörü görülmektedir.



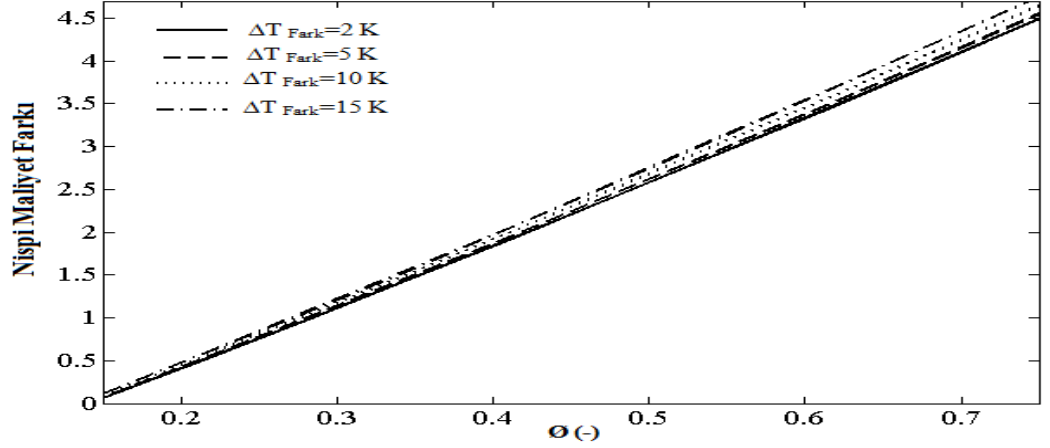
Şekil 5.13. AMR sistemin eksergoekonomik faktörünün farklı sıcaklık aralığında,  $\phi$  değerine bağlı değişimi.

Şekil 5.14’de  $\phi$  değerine bağlı olarak farklı sıcaklık aralığındaki ekserji yıkım maliyetin değişimi verilmiştir.  $\phi$  değeri arttıkça, pompanın harcadığı güce bağlı olarak ekserji yıkım maliyeti de artmaktadır.



Şekil 5.14. AMR sistemin ekserji yıkım maliyetinin farklı sıcaklık aralığında,  $\phi$  değerine bağlı değişimi.

$\phi$  değerine bağlı olarak farklı sıcaklık aralığındaki nispi maliyet farkının değişimi Şekil 5.15'te gösterilmiştir. Şekilde de görüldüğü gibi,  $\phi$  değeri arttıkça, soğutma yükünün birim maliyetine bağlı olarak, nispi maliyet farkı da doğrusal olarak artmaktadır. Ayrıca, sıcaklık aralığı ( $\Delta T_{\text{fark}}$ ) değeri arttıkça, soğutma yükünün birim maliyetine bağlı olarak, nispi maliyet farkı da artmaktadır. Bunun nedeni soğutma yükünün azalmasıdır.



Şekil 5.15. AMR sistemin nispi maliyet farkı  $\phi$  değerine bağlı değişimi.

## 5.2. Sistem-II: Kaskat Aktif Manyetik Rejenerasyonlu Soğutma Sistemi Sonuçları

Kaskat aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma sistemine enerji ve ekserji analizleri ile eksergoekonomik analiz uygulanmıştır. Çalışma akışkanı olarak (% 50) glikol – su karışımı kullanılmıştır. Manyetik alan 1.5T, 1.75T ve 2T değerlerinde seçilmiş ve manyetokalorik malzeme olarak  $Gd_x Tb_{1-x}$  seçilmiştir. Öncelikle sistemin sonlu farklarla ısı transfer modellemesi yapılmış ve böylece sisteme ait ısıl veriler elde edilmiştir. Bu analiz sonucunda sistemin soğutma kapasitesi 20.66 W, çevreye atılanısı transferi ise 38.3 W olarak bulunmuştur. Elde edilen bu veriler ışığında, sistemin COP değeri 0.53 olarak hesaplanmıştır. Sayısal analizlerde kullanılan modelparametreleri Çizelge 5.3'te özetlenmiştir.

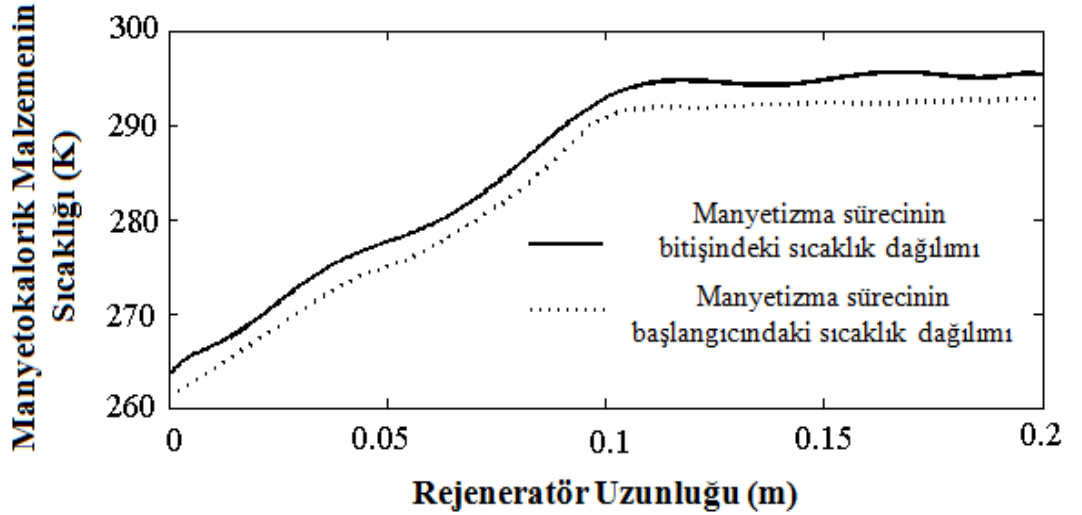
Çizelge 5.3. Sayısal analiz için belirlenen parametreler.

| Parametreler   | Değerleri | Birimleri   |
|----------------|-----------|-------------|
| $d_p$          | 600       | $\mu m$     |
| $L$            | 0.1       | $m$         |
| $\epsilon$     | 25 %      | -           |
| $D$            | 0.01      | $m$         |
| $x_1$          | 0.72      | -           |
| $m_{bd_I}$     | 41.8      | $g$         |
| $x_{11}$       | 0.92      | -           |
| $m_{bd_{II}}$  | 41.5      | $g$         |
| $\dot{m}_{wg}$ | 0.028     | $kg s^{-1}$ |
| $H_{low}$      | 0         | $T$         |
| $H_{high}$     | 1.5       | $T$         |
| $t_1 = t_3$    | 0.2       | $s$         |
| $t_2 = t_4$    | 0.5       | $s$         |
| $T_H$          | 293       | $K$         |
| $T_C$          | 255       | $K$         |

### 5.2.1. Süreçlere ait ısı transfer hesaplamalarının sonuçları

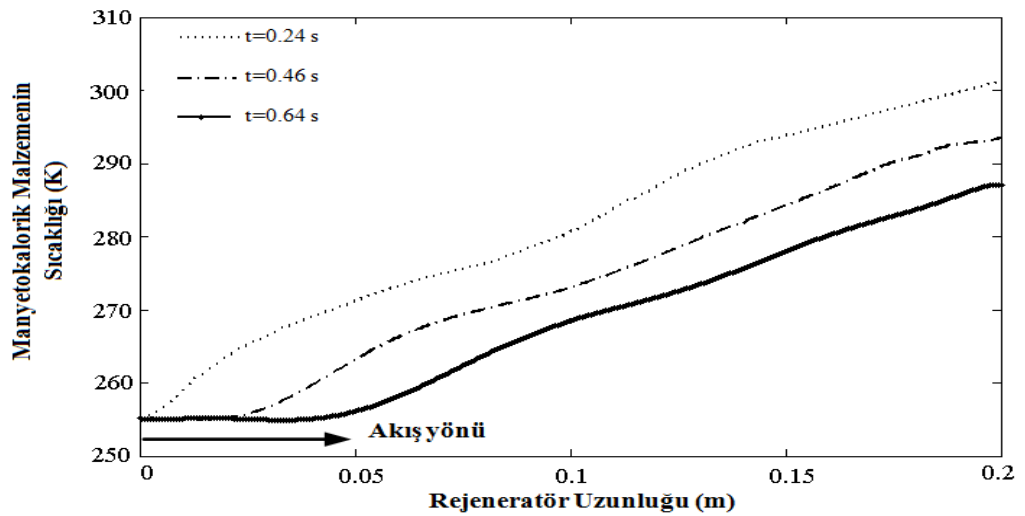
Kaskat AMR soğutma çevrimine ait dört süreçte rejeneratörün uzunluğu boyunca meydana gelen sıcaklık dağılımı, Şekil 5.16 - 5.20 arasında gösterilmiştir. Bu soğutma çevrimi ile ilgili bilgiler daha önce bölüm 3'te verilmiştir.

Şekil 5.16'da, manyetizma sürecinde rejeneratör yatağının sıcaklık dağılımı manyetizma sürecinin başlangıcında ve sonunda görülmektedir. Görüldüğü gibi, uygulanan şiddetli manyetik alandan dolayı tüm rejeneratör yatağı boyunca manyetokalorik malzemenin sıcaklığı artmaktadır. Ayrıca yatağın sol taraftaki sıcaklık, sağ taraftan daha düşüktür. Daha önce de söylendiği gibi sol taraf soğuk uç ve sağ taraf ise sıcak uç bölgesidir. Bu nedenle sağ tarafın sıcaklığı sol bölgeden daha fazladır. Manyetizma süreci boyunca her hangi bir akışkan hareket olmadığı için yalnızca katı malzemenin (manyetokalorik malzeme) sıcaklığı artmaktadır. Dolayısıyla, çalışma akışkanı için enerji denkleminin çözülmesi gerekmez.



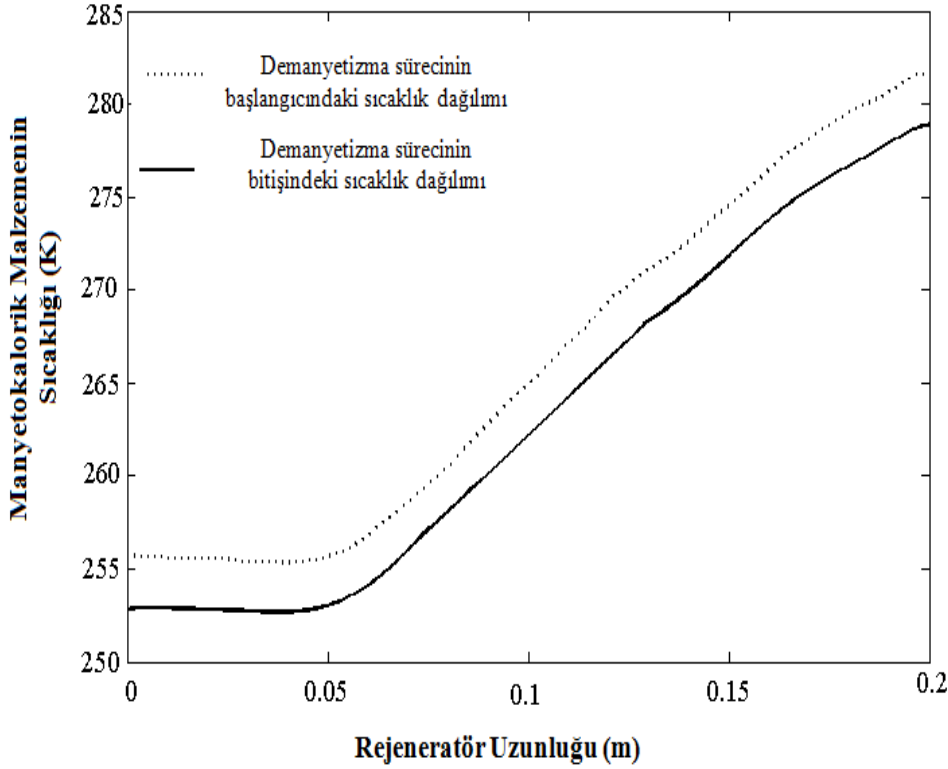
Şekil 5.16. Kaskat AMR sisteminde, manyetizma sürecinde, rejeneratör yatağı boyunca manyetokalorik malzemeye ait sıcaklık dağılımı.

Şekil 5.17'de kaskat AMR soğutma çevriminin ısı atma sürecinde, manyetokalorik malzemenin sıcaklık dağılımı üç farklı zaman dilimi için görülmektedir. Bilindiği gibi, ısı atma sürecinde çalışma akışkanı sol taraftan (soğuk uç) sağ tarafa (sıcak uç) doğru akmaktadır. Manyetokalorik malzemenin sıcaklığı sürecin ilerlemesi ile düşmektedir. Bunun nedeni çalışma akışkanının soğuk ısı değiştiriciden, sıcak ısı değiştiriciye doğru ilerledikçe rejeneratör yatağında bulunan ve yüksek sıcaklığa sahip manyetokalorik malzemeden ısı çekmesidir.



Şekil 5.17. Kaskat AMR sisteminde, ısı atma sürecinde, rejeneratör yatağı boyunca manyetokalorik malzemeye ait sıcaklık dağılımı.

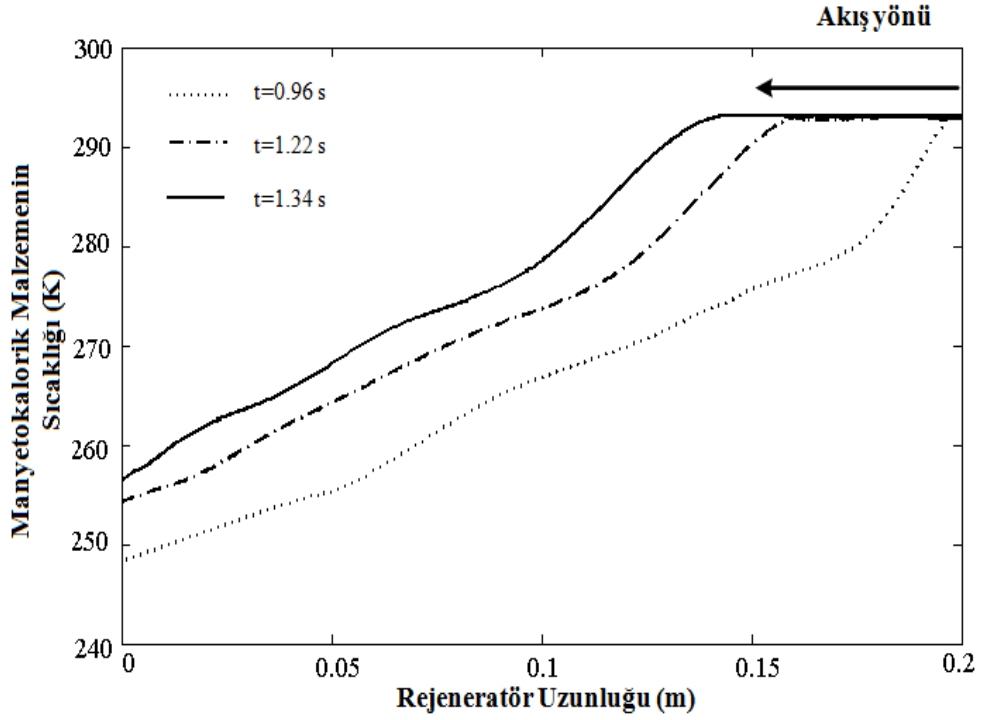
Şekil 5.18’de kaskat AMR soğutma çevriminin demanyetizma sürecinin başlangıcında ve bitişinde manyetokalorik malzemenin sıcaklık dağılımı yatak boyunca görülmektedir. Manyetizma sürecinin tam tersine, uygulanan şiddetli manyetik alan kaldırıldığından manyetokalorik malzemenin sıcaklığı azalmaktadır. Demanyetizma sürecinde yatak boyunca her hangi bir akışkan transferi olmamamaktadır. Bu nedenle çalışma akışkanı için enerji denkleminin çözülmesi gerekmez.



Şekil 5.18. Kaskat AMR sisteminde, demanyetizma sürecinde, rejeneratör yatağı boyunca manyetokalorik malzemeye ait sıcaklık dağılımı.

Şekil 5.19’da kaskat AMR soğutma çevriminin ısı çekme sürecinde manyetokalorik malzemenin sıcaklık dağılımı üç farklı zaman dilimi için görülmektedir. Bilindiği gibi, ısı çekme sürecinde çalışma akışkanı sağ taraftan (sıcak uç) sol tarafa (soğuk uç) doğru akmaktadır. Manyetokalorik malzemenin sıcaklığı sürecin ilerlemesi ile artmaktadır. Bunun nedeni, çalışma akışkanının sıcak ısı değiştiriciden soğuk ısı değiştiriciye doğru ilerledikçe rejeneratör yatağına ısı vermesi dolayısıyla manyetokalorik malzemenin sıcaklığının artmasıdır.



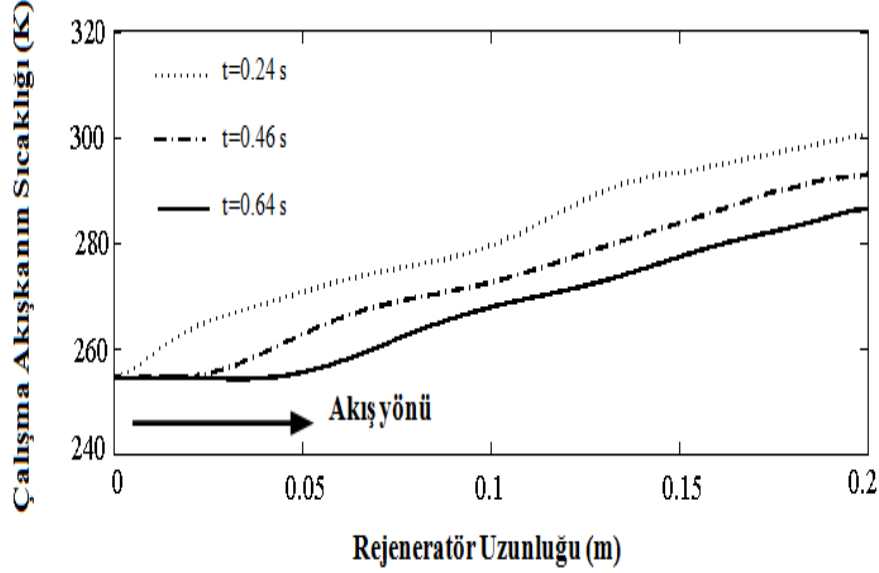


Şekil 5.19. Kaskat AMR sisteminde, ısı çekme sürecinde, rejeneratör yatağı boyunca manyetokalorik malzemeye ait sıcaklık dağılımı.

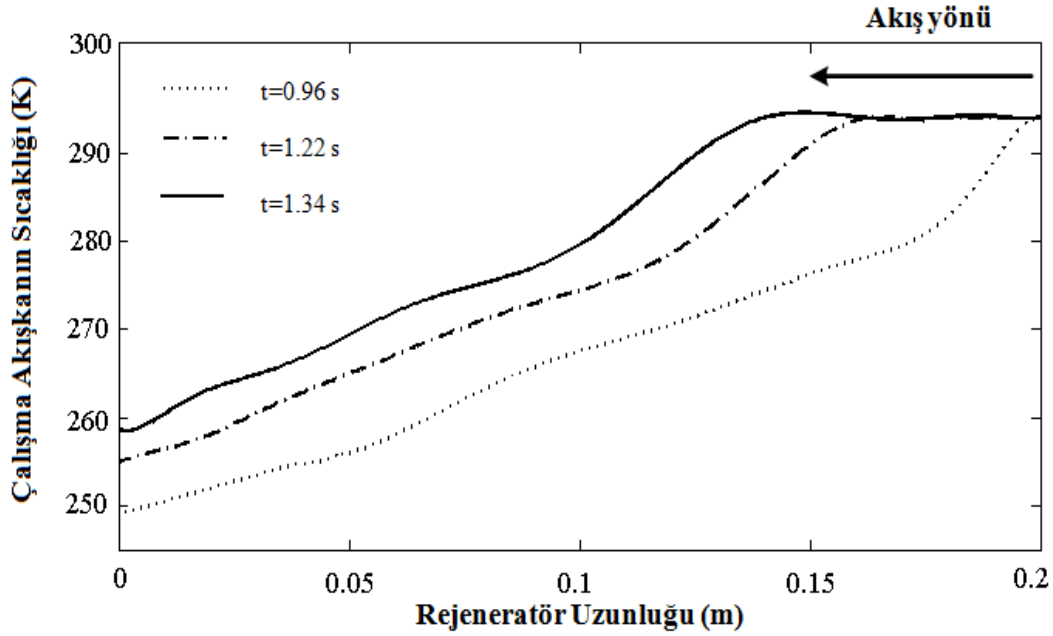
Kaskat AMR soğutma çevriminin ısı atma sürecinde çalışma akışkanının sıcaklık dağılımı üç farklı zaman dilimi için Şekil 5.20'de gösterilmektedir. Bilindiği üzere, ısı atma sürecinde çalışma akışkanı sol taraftan (soğuk uç) sağ tarafa (sıcak uç) doğru akmaktadır. Çalışma akışkanının sıcaklığı sürecin ilerlemesi ile düşmektedir. Çalışma akışkanının sıcaklığı rejeneratör yatağı boyunca soğuk ısı değiştiriciden, sıcak ısı değiştiriciye doğru ilerledikçe artmaktadır. Bunun nedeni, çalışma akışkanının soğuk ısı değiştiriciden, sıcak ısı değiştiriciye doğru ilerledikçe rejeneratör yatağında bulunan ve yüksek sıcaklığa sahip manyetokalorik malzemenin ısı çekmesidir.

Kaskat AMR soğutma çevriminin ısı çekme sürecinde çalışma akışkanının sıcaklık dağılımı üç farklı zaman dilimi için Şekil 5.21'de gösterilmektedir. Bilindiği üzere, ısı çekme sürecinde çalışma akışkanı sağ taraftan (sıcak uç) sol tarafa (soğuk uç) doğru akmaktadır. Çalışma akışkanının sıcaklığı sürecin ilerlemesi ile artmaktadır. Çalışma akışkanının sıcaklığı rejeneratör yatağı boyunca sıcak ısı değiştiriciden, soğuk ısı değiştiriciye doğru ilerledikçe düşmektedir. Bunun nedeni çalışma akışkanının sıcak ısı değiştiriciden, soğuk ısı değiştiriciye

doğru ilerledikçe rejeneratör yatağında bulunan ve düşük sıcaklığa sahip manyetokalorik malzemeye ısı vermesidir.



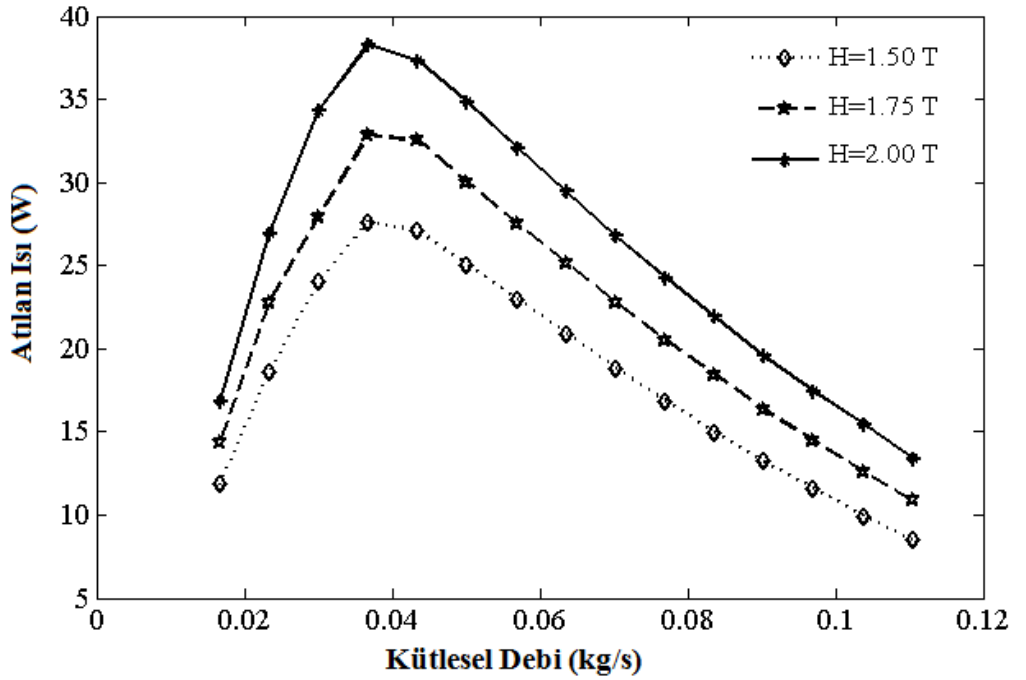
Şekil 5.20. Kaskat AMR sisteminde, ısı atma sürecinde, rejeneratör yatağı boyunca çalışma akışkana ait sıcaklık dağılımı.



Şekil 5.21. Kaskat AMR sisteminde, ısı çekme sürecinde, rejeneratör yatağı boyunca çalışma akışkana ait sıcaklık dağılımı.

### 5.2.2. Kütlesel debinin atılan ısı kapasitesi, soğutma yükü ve COP üzerindeki etkileri:

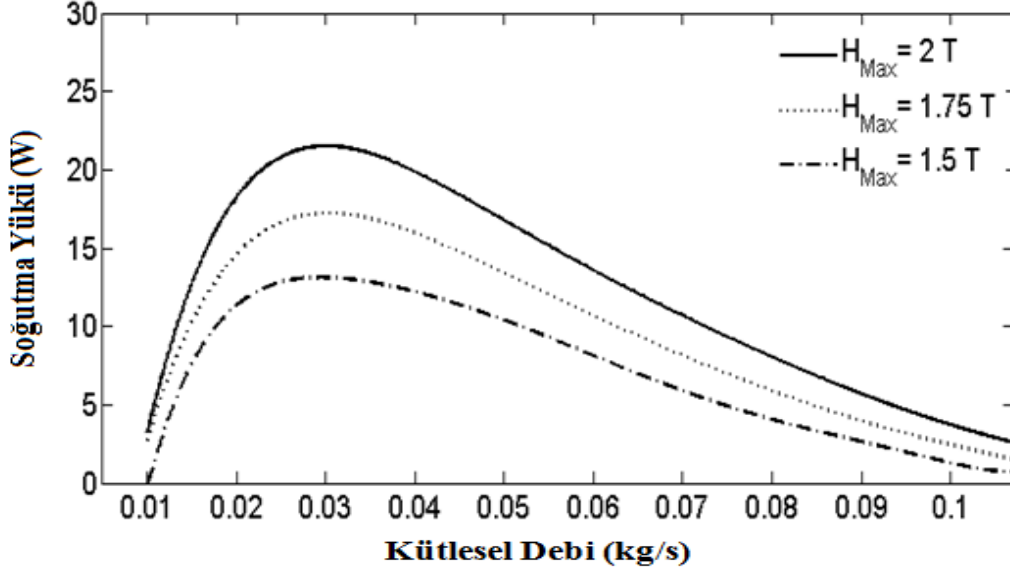
Daha önce, sistemin çalışma koşulları Çizelge 5.3'te sunulmuştur. Birinci ve ikinci kademenin manyetokalorik malzemeleri sırasıyla  $Gd_{0.72} Tb_{0.28}$  ve  $Gd_{0.92} Tb_{0.08}$  dir. Şekil 5.22'de kaskat AMR sistemin atılan ısı kapasitesi ile kütlesel debinin değişimi verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi, kütlesel debi arttıkça kaskat AMR sisteminden atılan ısı kapasitesi belirli bir değere kadar artmıştır ve bu değerden sonra kütlesel debi arttıkça, sistemden atılan ısı azalmıştır. Yüksek manyetik alan şiddetinde, sistemden atılan ısı kapasitesinin daha yüksek olduğu görülmüştür.



Şekil 5.22. Kaskat AMR sisteminin atılan ısı kapasitesinin kütlesel debiye bağlı değişimi.

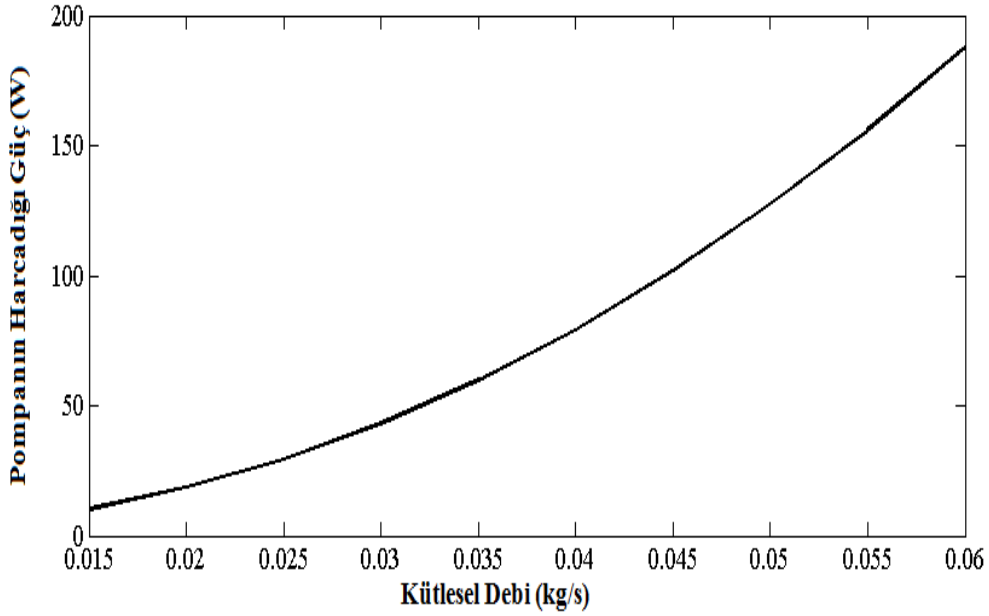
Çalışma akışkanının kütlesel debisinin, kaskat AMR sistemin soğutma yüküne etkisi Şekil 5.23'te açıkça gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi, ısı transfer akışkanının kütlesel debisi arttıkça kaskat AMR sistemin soğutma kapasitesi belirli bir değere kadar artmıştır ve bu değerden sonra kütlesel debisi arttıkça, sistemin soğutma yükü azalmıştır. Çalışma akışkanının kütlesel debisindeki artış yatak tarafından üretilen manyetokalorik etkiyi azaltmakta ve bunun sonucunda soğutma kapasitesi düşmektedir. Manyetizmanın soğutma performansına etkisine bakılacak olursa, manyetik alan şiddetinin 1.5 T'dan

kademeli olarak 2 T değerine yükseltilmesiyle sistemin soğutma kapasitesinde sırasıyla %30.1 ve %69.2 artış sağlandığı görülmektedir. Artan manyetik alan şiddeti değerleri için sistemin soğutma kapasitesininde arttığı tespit edilmiştir.



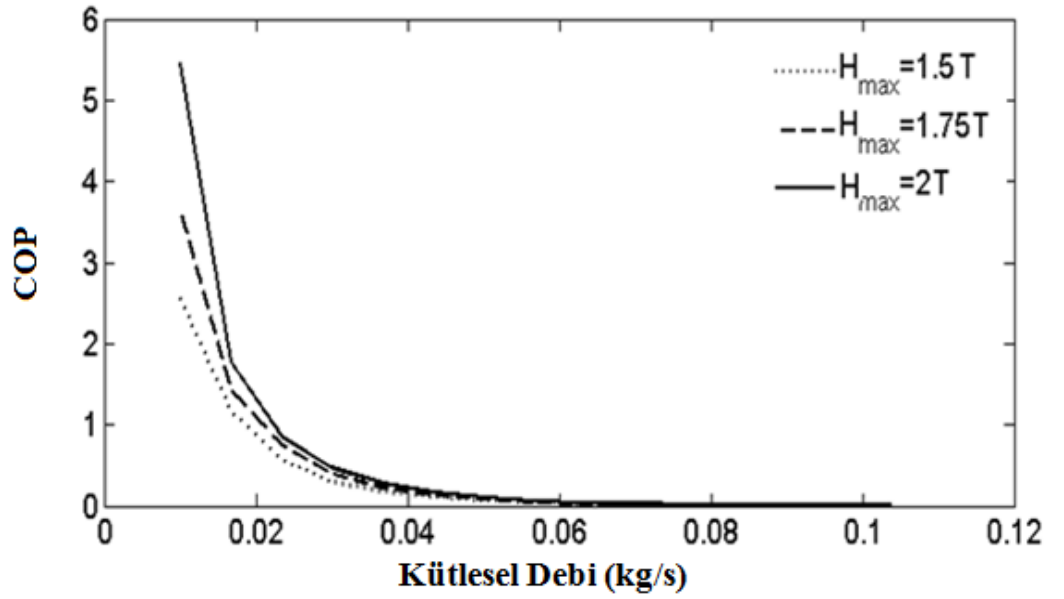
Şekil 5.23. Kaskat AMR sisteminin soğutma yükünün kütleli debiye bağlı değişimi.

Artan kütleli debi pompa tarafından çekilen gücü de arttırmaktadır. Şekil 5.24'te görüldüğü gibi kütleli debideki artış pompa gücünü arttırmaktadır.



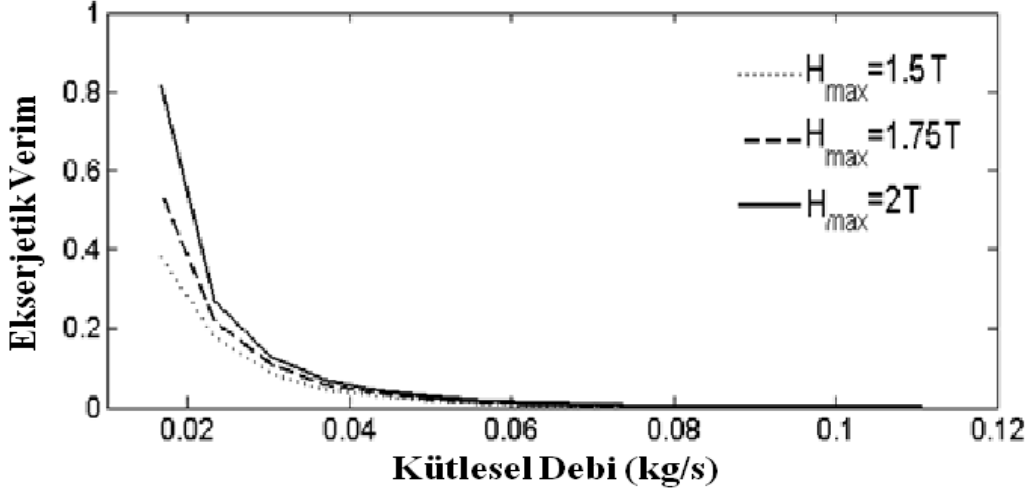
Şekil 5.24. Pompanın işinin kütleli debiyle değişimi.

Şekil 5.25'te ise, çalışma akışkanının debisinin ve uygulanan manyetik alan şiddetinin sistem COP değeri üzerine etkileri bir arada verilmiştir. Kütleli debi 0.01 kg/s ile 0.1 kg/s arasında değiştirilirken, manyetik alan şiddeti değerleri 1.5 T, 1.75 T ve 2 T olarak alınmıştır. Buna göre, kaskat AMR sistemin COP değeri kütleli debinin artmasıyla çok düşük değerlere inmekte ve sistem kullanılabılır aralığın dışına çıkmaktadır. Diğer taraftan düşük kütleli debi değerleri için ( $\dot{m} < 0.02$  kg/s) manyetik alan şiddetindeki değişim COP değerini belirgin bir şekilde etkilerken, artan debi değerinde ( $\dot{m} > 0.02$  kg/s) manyetik alandaki değişim performans üzerinde kayda değer bir değişiklik oluşturmamaktadır.



Şekil 5.25. Kaskat AMR sisteminin COP değerinin kütleli debisine bağlı değişimi.

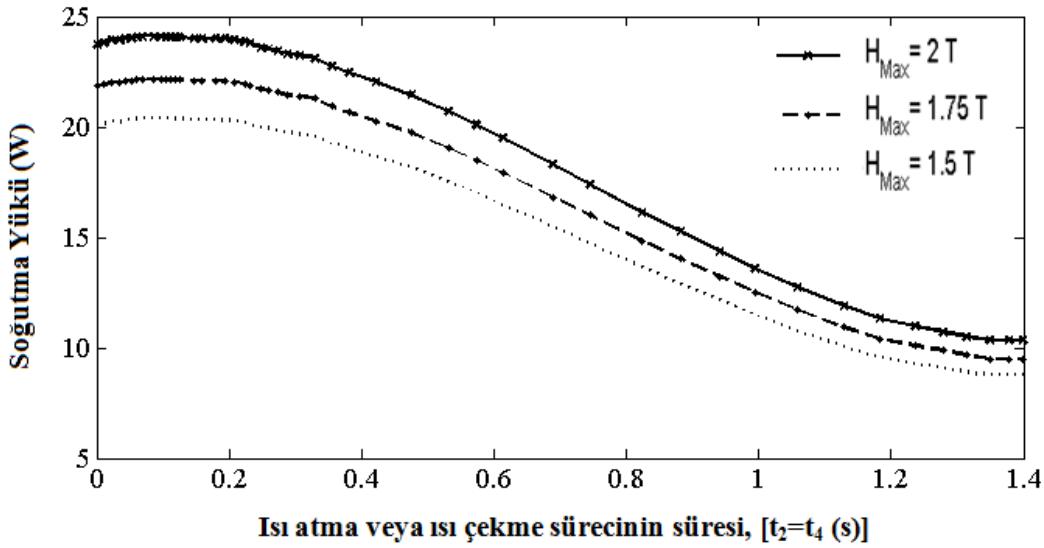
Şekil 5.26'da manyetik alan şiddeti ve kütleli debinin ekserji verimi üzerine etkisi verilmiştir. Artan kütleli debiyle pompa tarafından çekilen güç arttığından kaskat AMR sisteminin ekserjetik verimi düşmektedir.



Şekil 5.26. Kaskat AMR sisteminin ekserjetik veriminin farklı manyetik alanlarda, kütleli debiye bağlı değişimi.

### 5.2.3. Isı atma veya ısı çekme süreçlerinin süresinin soğutma yükü, COP ve ekserji verimi üzerindeki etkileri:

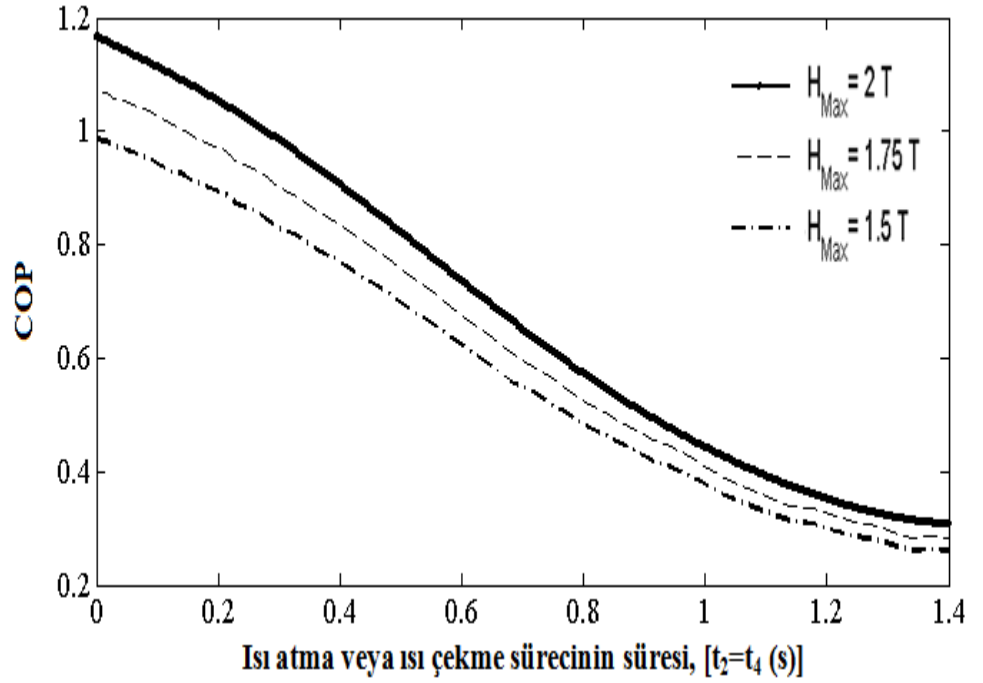
Şekil 5.27’de ise çalışma akışkanının sistem içerisindeki dolaşım süresinin kaskat AMR sisteminin soğutma kapasitesine etkisi verilmiştir. Buna göre çalışma akışkanının dolaşım süresi arttıkça kaskat AMR sisteminin soğutma kapasitesi azalmıştır.



Şekil 5.27. Kaskat AMR sisteminin soğutma yükünün ısı atma veya ısı çekme sürecinin süresine bağlı değişimi.

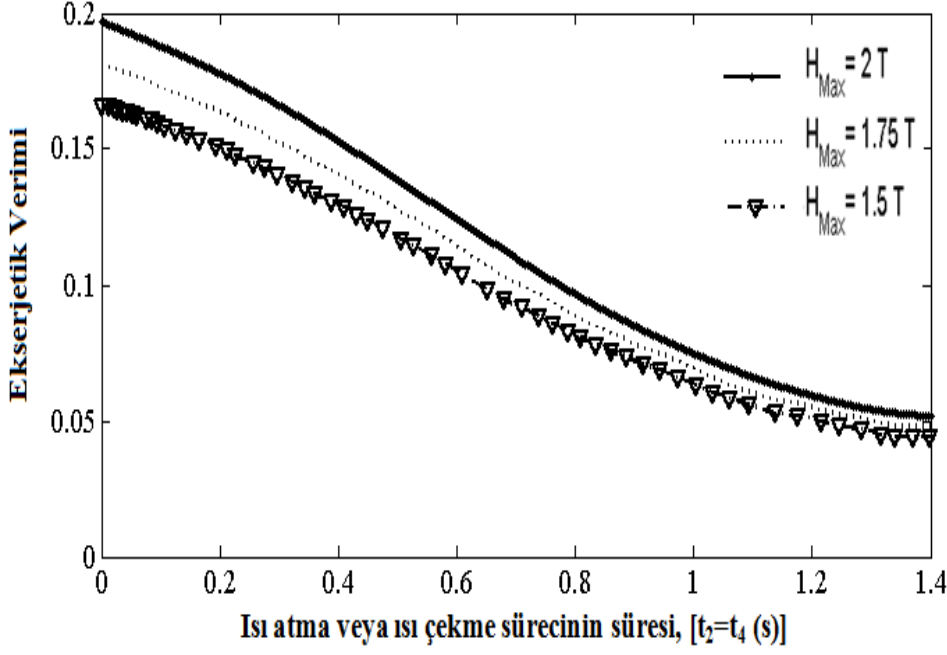
Şekil 5.27'den görüldüğü gibi akış süresinin 0.2 s'den 1.4 s'ye yükselmesiyle soğutma gücü 24 W seviyelerinden 10 W seviyesine düşmektedir. Genel olarak AMR sistemlerinde soğutma gücünü arttırmak ve ekserji verimini arttırmak için çalışma akışkanının dolaşımının minimize edilmesi gerekmektedir (Nielsen et al. 2010).

Çalışma akışkanının dolaşım süresinin, kaskat aktif manyetik rejenerasyonlu sistemin COP değerine etkisi Şekil 5.28'de gösterilmiştir. Çalışma akışkanın dolaşım süresi arttıkça soğutma kapasitesi azaldığından, kaskat AMR sistemin COP değeri düşmektedir.



Şekil 5.28. Kaskat AMR sisteminin COP değerinin ısı atma veya ısı çekme sürecinin süresine bağlı değişimi.

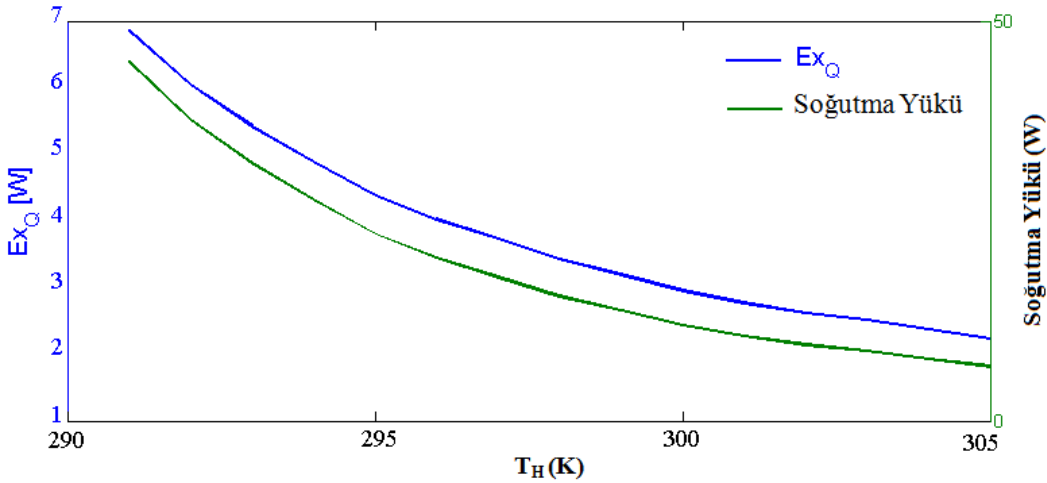
Çalışma akışkanının dolaşım süresinin, kaskat aktif manyetik rejenerasyonlu sistemin ekserji verimine etkisi Şekil 5.29'da gösterilmiştir. Çalışma akışkanının dolaşım süresi arttıkça sistemin soğutma kapasitesi azaldığından, kaskat AMR sisteminin ekserji verimi azalmıştır.



Şekil 5.29. Kaskat AMR sisteminin ekserji veriminin ısı atma veya ısı çekme sürecinin süresine bağlı değişimi.

#### 5.2.4. Kaynak sıcaklığının, $T_H$ , soğutma yükü, ekserji verim ve ekserji yıkım akımının üzerindeki etkileri:

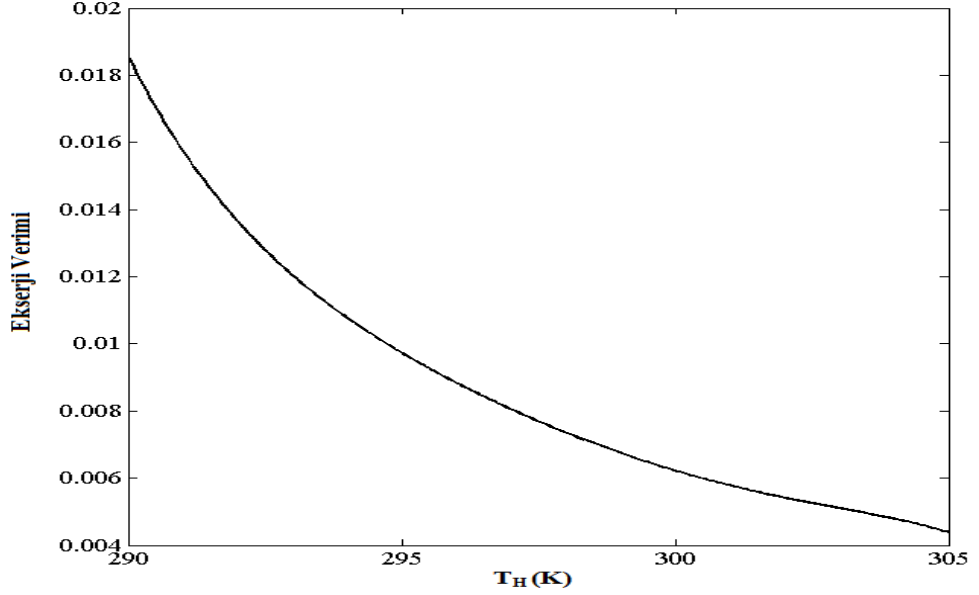
Kaynak sıcaklığına bağlı olarak ekserjetik soğutma yükünün ve soğutma yükünün değişimi Şekil 5.30'da gösterilmiştir. Kaynak sıcaklığı,  $T_H$  arttıkça olarak ekserjetik soğutma yükü ve soğutma yükü de azalmaktadır.



Şekil 5.30. Kaskat AMR sisteminin ekserjetik soğutma yükü ile soğutma yükü arasındaki ilişki.

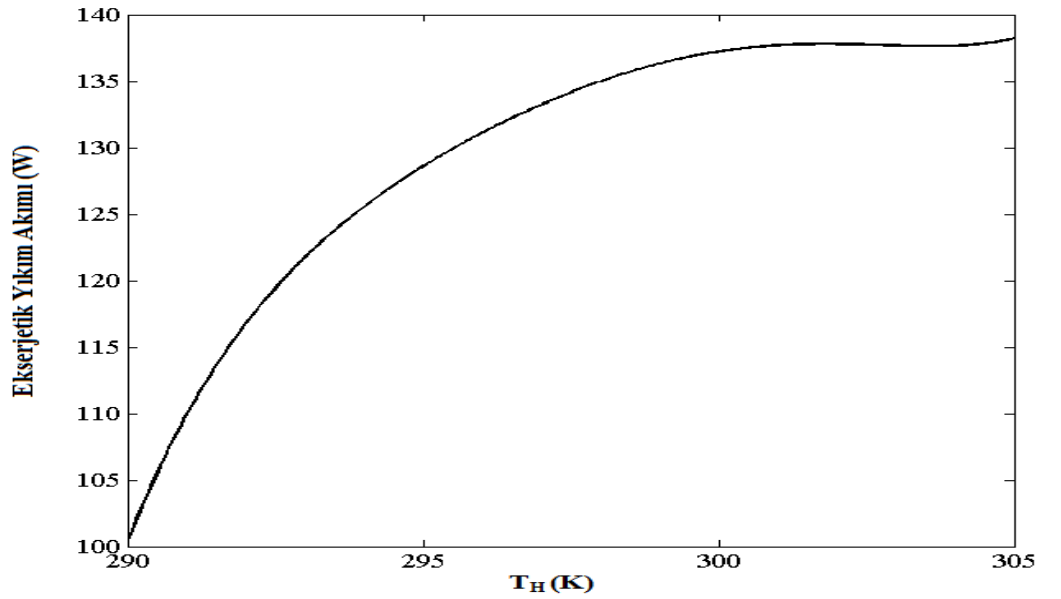


Şekil 5.31’de ekserjetik veriminin kaynak sıcaklığı ile değişimi verilmiştir. Ekserji veriminin, kaynak sıcaklığının yükselmesiyle azaldığı görülmüştür. En yüksek ekserji verimi 290 K kaynak sıcaklığında hesaplanmıştır.



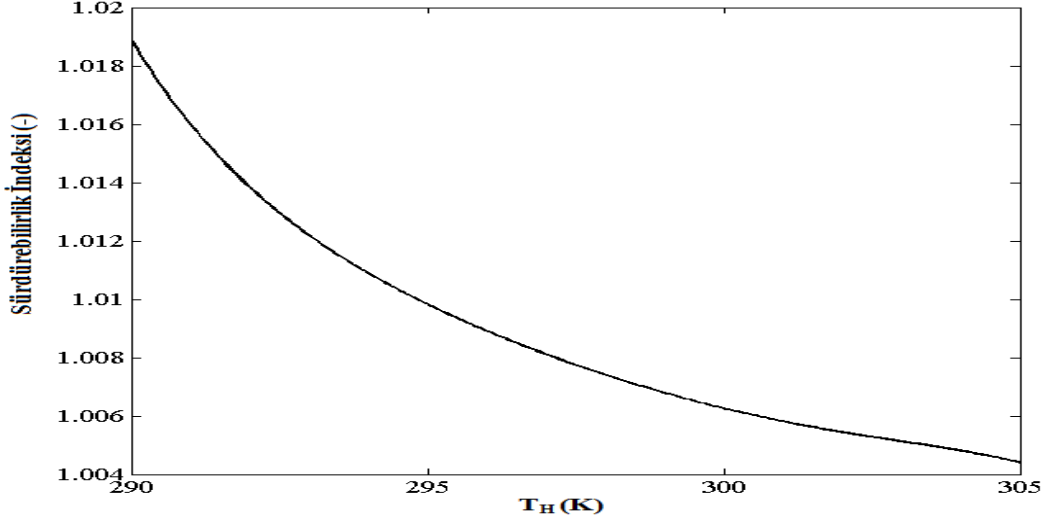
Şekil 5.31. Kaskat AMR sisteminin ekserjetik veriminin kaynak sıcaklığına bağlı değişimi.

Şekil 5.32’de ekserjetik yıkım akımının kaynak sıcaklığı ile değişimi gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi, ekserjetik yıkım akımı, kaynak sıcaklığı arttıkça artış göstermektedir.



Şekil 5.32. Kaskat AMR sisteminin ekserjetik yıkım akımının kaynak sıcaklığına bağlı değişimi.

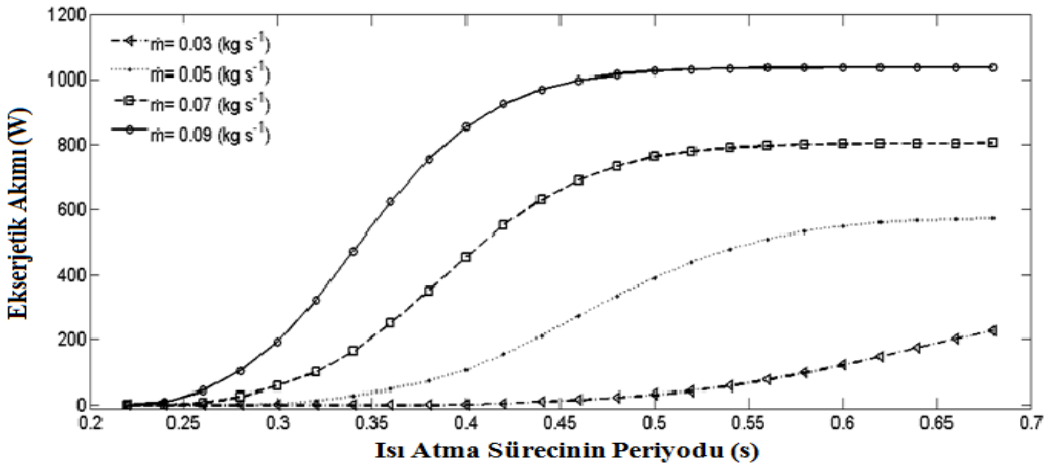
Şekil 5.33’de kaynak sıcaklığına bağlı olarak sürdürülebilirlik indeksinin değişimi verilmiştir. Kaynak sıcaklığı arttıkça sürdürülebilirlik indeksi azalmaktadır.



Şekil 5.33. Kaskat AMR sistemin sürdürülebilirlik analizi sonuçları.

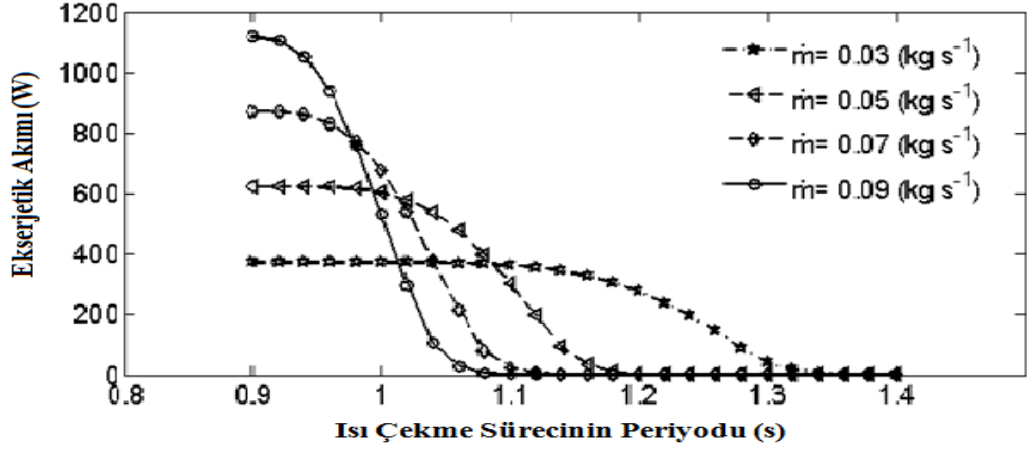
### 5.2.5. Ekserji analizlerin sonuçları:

Şekil 5.34’te çalışma akışkanının kütleli debisindeki değişimin, soğuk rezervuarın ekserjetik akımı üzerine etkisi zamana bağlı olarak verilmektedir. Burada seçilen parametreler sıcak rezervuar için de benzerdir. Sıcak rezervuar sonuçlarından farklı olarak, çevreden çekilen ısının etkisiyle ekserjetik akımda zamanla yükselme görülmektedir.



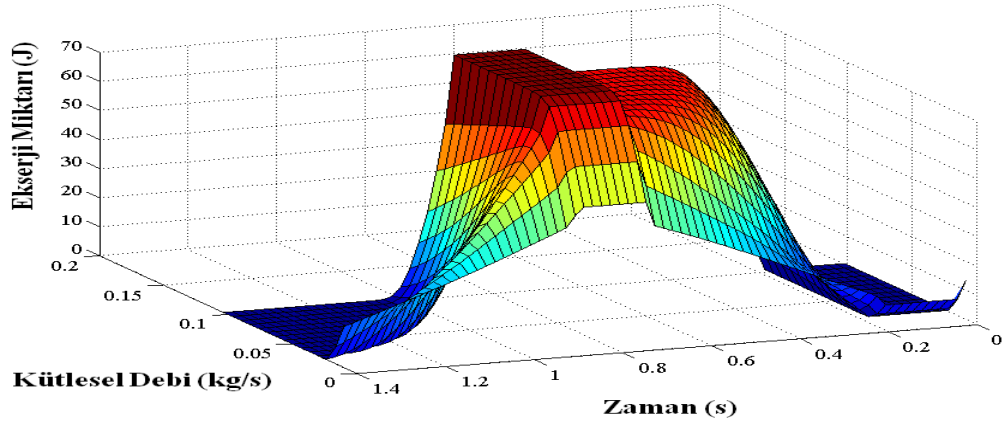
Şekil 5.34. Kaskat AMR sisteminin soğuk tarafındaki ekserji akımının farklı kütleli debilerde zamana bağlı değişimi.

Şekil 5.35'te ise benzer şekilde çalışmaktaki akışkanının kütleli debisindeki değişimin, sıcak rezervuarın ekserjetik akımı üzerine etkisi zamana bağlı olarak verilmektedir. Burada akış süresi 1.4 s alınırken kütleli debi değerleri 0.03 kg/s ile 0.09 kg/s arasında değiştirilmiştir. Çevreye atılan ısı nedeniyle sıcak rezervuarın ekserjetik akımı ilerleyen zamanla birlikte düşüş göstermiştir.



Şekil 5.35. Kaskat AMR sisteminin sıcak tarafındaki ekserji akımının farklı kütleli debilerde zamana bağlı değişimi.

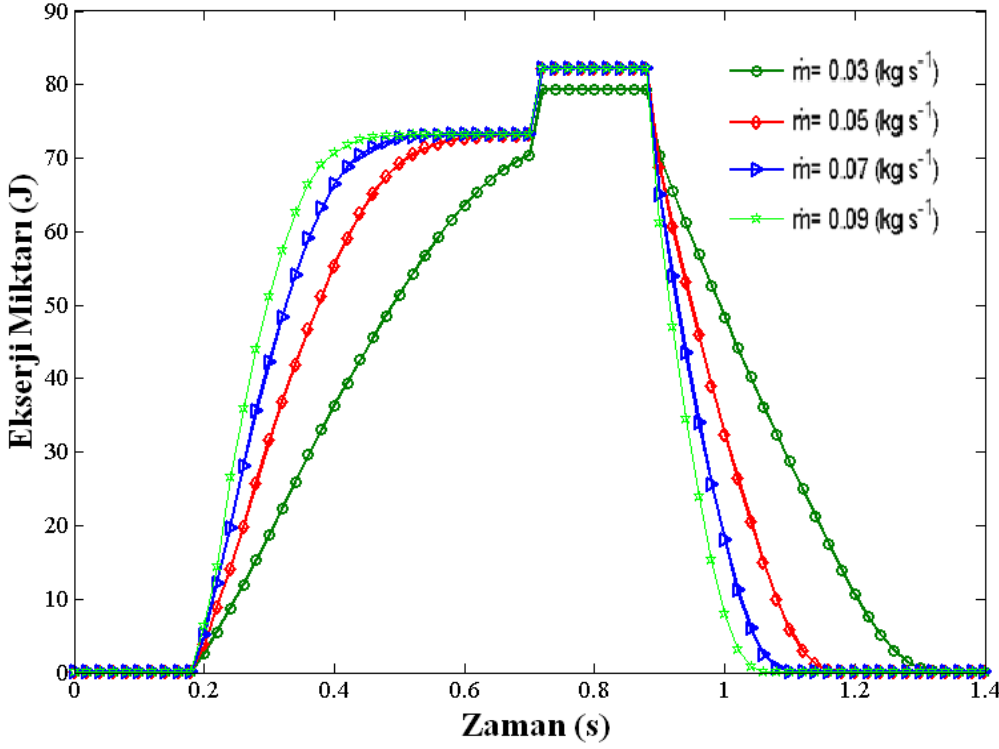
Rejeneratörün ekserji değişimi, zamana bağlı olarak değişen kütleli debilerde, üç boyutlu yüzey grafikleri halinde Şekil 5.36'da ifade edilmiştir.



Şekil 5.36. Manyetokalorik malzemenin ekserji miktarının farklı kütleli debilerde zamana bağlı değişimi.

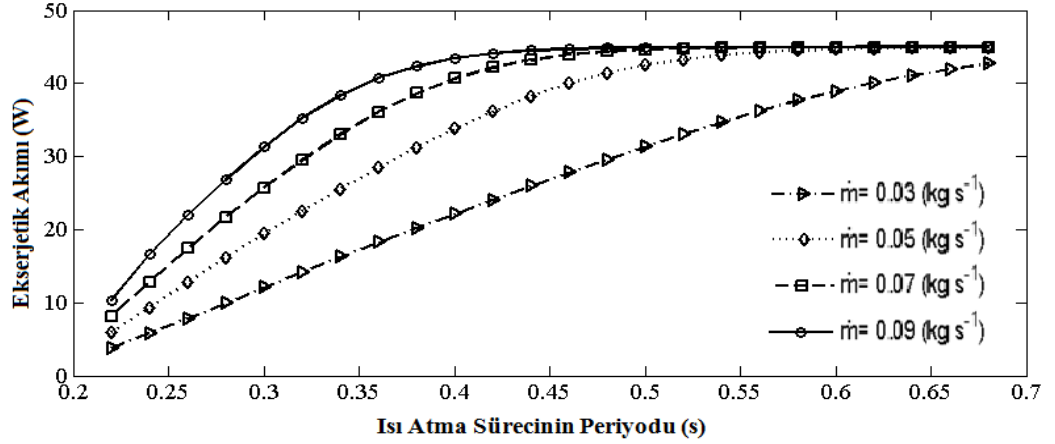
Çalışma akışkanının kütleli debilerinin 0.03 kg/s, 0.05 kg/s, 0.07 kg/s ve 0.09 kg/s olması durumları için manyetokalorik malzemenin ekserji miktarındaki değişim zamana bağlı olarak Şekil 5.37'de gösterilmiştir.

Şekil 5.37'den de görüldüğü gibi,manyetizma sürecinde, 0 ile 0.2 s aralığında, manyetokalorik malzemenin sıcaklığı  $T_0$ 'a eşit olduğundan ekserji miktarı sıfırdır. Isı atması sürecinde, 0.2 ile 0.7 s aralığında, ekserji miktarı ısı çekilmesinden dolayı artmıştır. Demanyetizma sürecinde, 0.7 ile 0.9 aralığında, ekserji miktarı sabittir. Isı çekme sürecinde ise, 0.9 ile 1.4 s aralığında, manyetokalorik malzemenin ekserji miktarı azalmıştır.



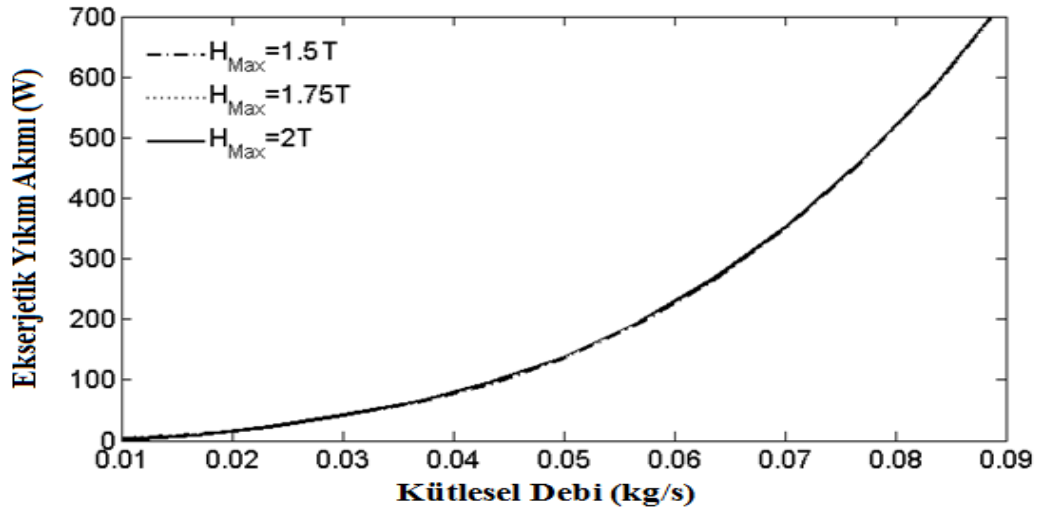
Şekil 5.37. Manyetokalorik malzemenin ekserji miktarı farklı kütleli debilerde zamana bağlı değişimi.

0.2 ile 0.7 s aralığında, çalışmakışkanı soğuk rezervuardan sıcak rezervuara doğru ilerlemektedir. Böylece çalışmakışkanının sıcaklığı artar ve manyetik malzemenin sıcaklığı azalır. Şekil 5.38'de zamana bağlı olarak 0.03 kg/s, 0.05 kg/s, 0.07 kg/s ve 0.09 kg/s kütleli debilerdeki çalışmakışkanlarının ekserjetik akımının değişimi gösterilmiştir. Bu şekilden de görüldüğü gibi, çalışmakışkanı zaman arttıkça ısındığından dolayı ekserjetik akımı da artmıştır.



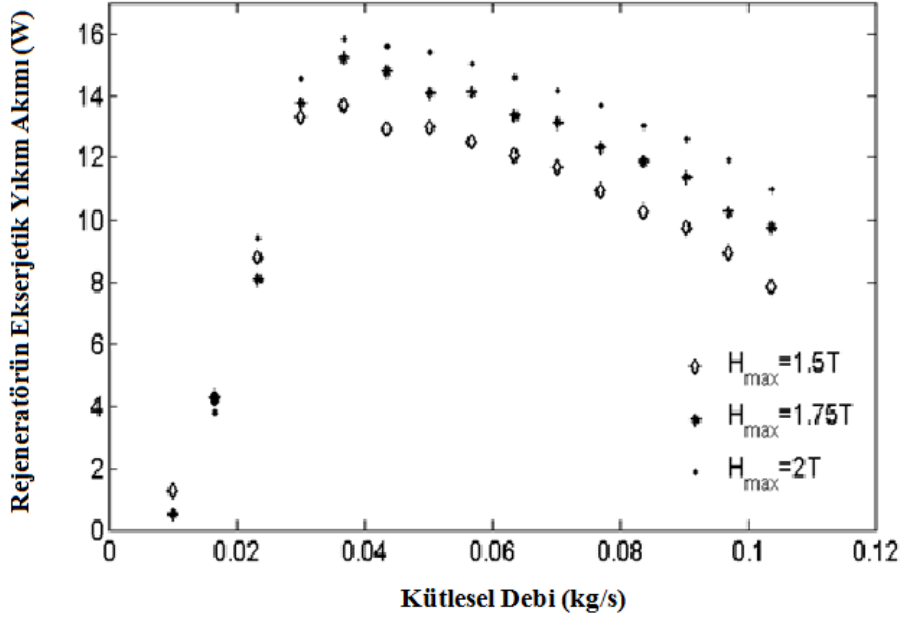
Şekil 5.38. Çalışma akışkanının ekserjetik akımının farklı kütleli debilerde zamana bağlı değişimi.

Şekil 5.39'da ise tüm sisteme ait ekserjetik yıkımın kütleli debi ve manyetik alan şiddetine bağlı değişimleri verilmiştir. Buna göre kaskat AMR sisteminin ekserjetik yıkımı kütleli debi arttıkça artmaktadır.



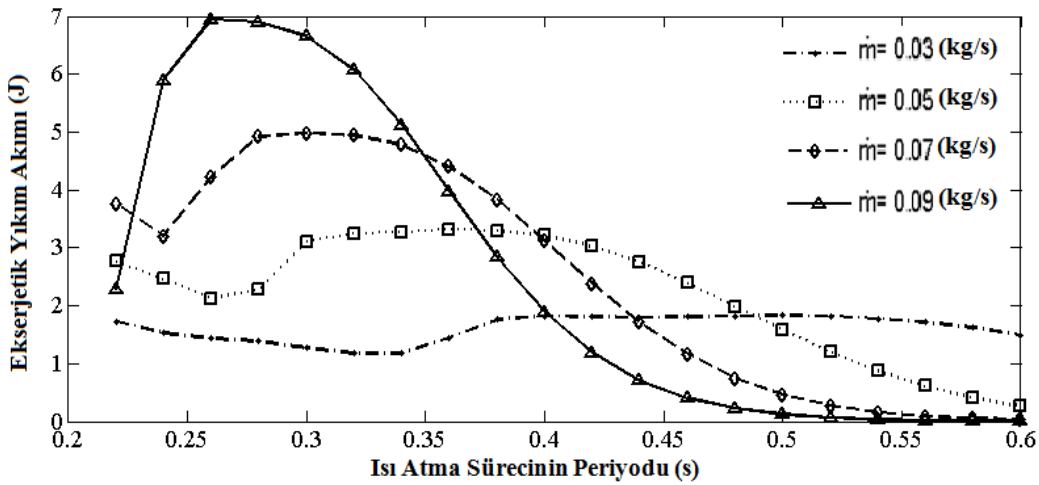
Şekil 5.39. Kaskat AMR sisteminin ekserjetik yıkım akımının kütleli debiye bağlı değişimi.

Çalışma akışkanın debisine ve manyetik alan şiddetine bağlı olarak rejeneratörde meydana gelen ekserjetik yıkımın değişimi Şekil 5.40'da gösterilmiştir. Rejeneratörün ekserjetik yıkımı kütleli debi arttıkça belirli bir değere kadar artış göstermekte ve bu kritik değerden sonra azalmaktadır.



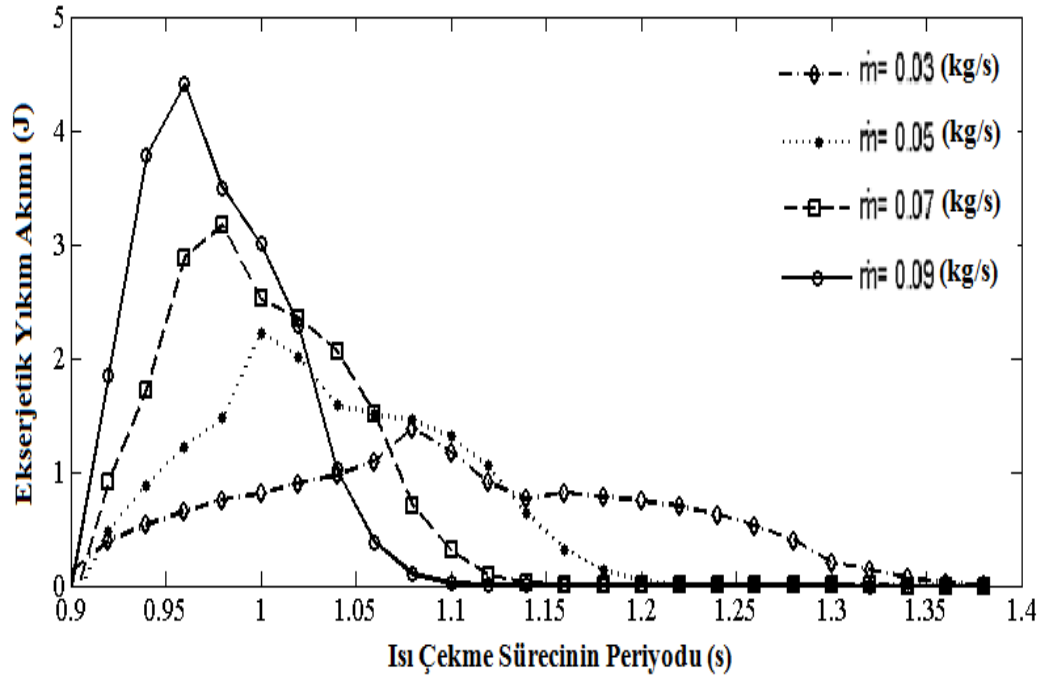
Şekil 5.40. Kaskat AMR sistemin rejeneratörün ekserji yıkım akımının kütleli debisine bağlı değişimi.

Isı atma sürecinde, 0.2 ile 0.7 s aralığında, çalışmakişkanının sıcaklığı artar ve manyetik malzemenin sıcaklığı azalır. Şekil 5.41’de zamana bağlı olarak 0.03 kg/s, 0.05 kg/s, 0.07 kg/s ve 0.09 kg/s debilerindeki manyetokalorik malzemenin ekserjetik yıkım akımının bu zaman sürecinde değişimi gösterilmiştir. Yukarıdaki şekilden de görüldüğü gibi, yüksek kütleli debilerdeki akışkan daha hızlı bir şekilde soğur ve belli bir değere kadar ekserjetik yıkımı atmaktadır ve ondan sonra ekserjetik yıkım değerlerinde düşüş gözlenmektedir.



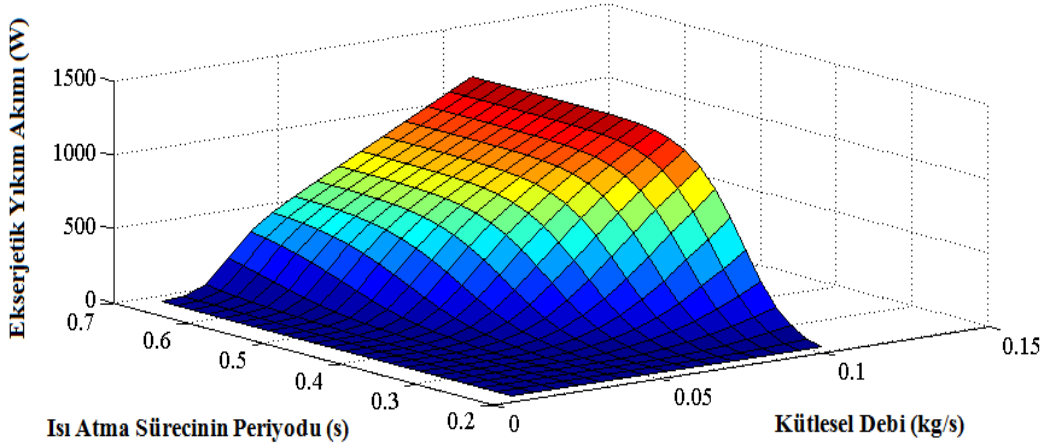
Şekil 5.41. Manyetokalorik malzemenin ekserji yıkım akımının farklı kütleli debilerde ısı atma sürecinin periyoduna bağlı değişimi.

Isı çekme sürecinde, 0.9 ile 1.4 s aralığında, ısı transfer akışkanının sıcaklığı azalır ve manyetik malzemenin sıcaklığı artar. Şekil 5.42’de zamana bağlı olarak 0.03 kg/s, 0.05 kg/s, 0.07 kg/s ve 0.09 kg/s debili manyetokalorik malzemenin ekserjetik yıkım akımının bu zaman sürecinde değişimi gösterilmiştir. Yukarıdaki şekilden de görüldüğü gibi, yüksek kütleli debilerde, daha hızlı bir şekilde ısı kaybı meydana gelmektedir ve bu yüzden belli bir değere kadar ekserjetik yıkımı artmakta ve bu değerden sonra düşüş meydana gelmektedir.



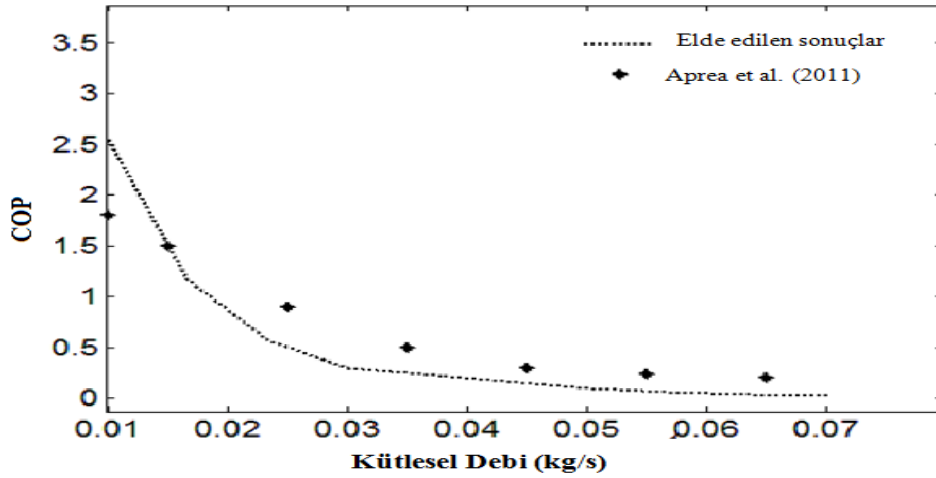
Şekil 5.42. Manyetokalorik malzemenin ekserji yıkım akımının farklı kütleli debilerde ısı çekme sürecinin periyoduna bağlı değişimi.

Sıcak rezervuarın ekserjetik akımının zamana bağlı değişimi ise Şekil 5.43’te farklı kütleli debi değerleri için, yine üç boyutlu yüzey grafikleri şeklinde elde edilmiştir.



Şekil 5.43. Kaskat AMR sisteminin soğuk taraftaki çalışma akışkanının ekerjetik akımının farklı kütleli debilerde zamana bağlı değişimi.

Simülasyon modelini doğrulamak amacıyla, COP-kütleli debi değişim sonuçları, Şekil 5.44'te gösterilmiştir. Aprea et al. (2010)'da elde edilen sonuçlar Şekil 5.44'te de görüldüğü gibi örtüşmektedir.

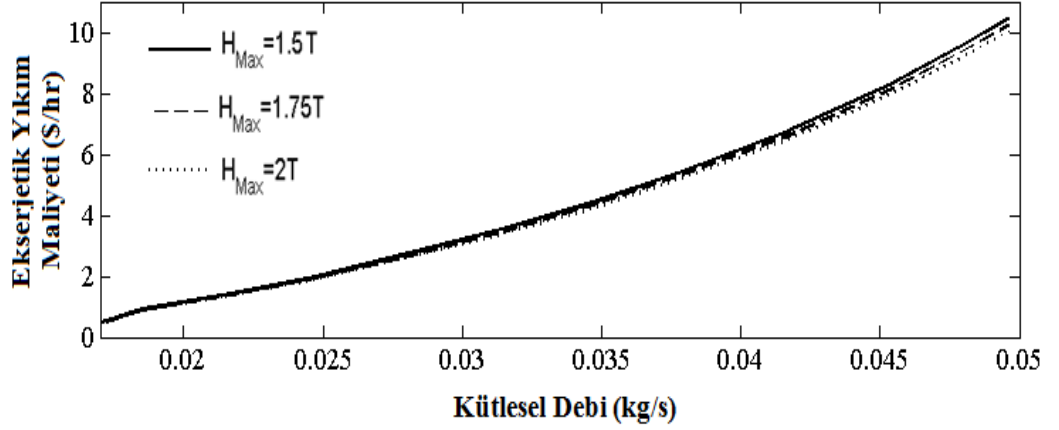


Şekil 5.44. Literatürden alınan veriler ile elde edilen sonuçlarının karşılaştırılması.

### 5.2.6. Eksergoekonomik analizlerin sonuçları:

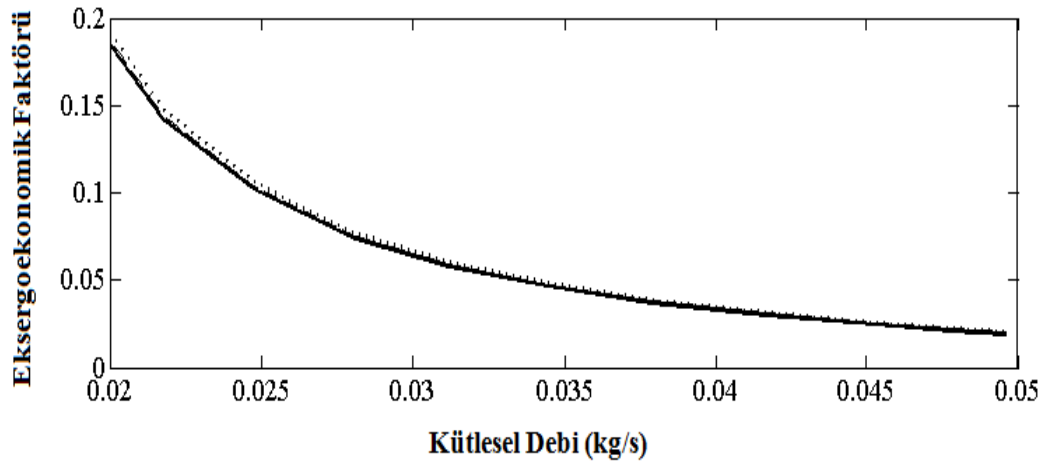
Ekserji yıkımı, akımın maliyetine göre değerlendirilebilir. Ekserji yıkım akımı maliyeti, sistemde kaybolan ekserji miktarının maliyetini veren bir orandır. Yani verimli sistemde bu oran düşük, verimsiz olanlarda ise yüksektir. Eşitlik (4.104) kullanılarak tüm sistem için bu oran hesaplanmakta ve kütleli debiye göre değişimi Şekil 5.45'te verilmektedir.





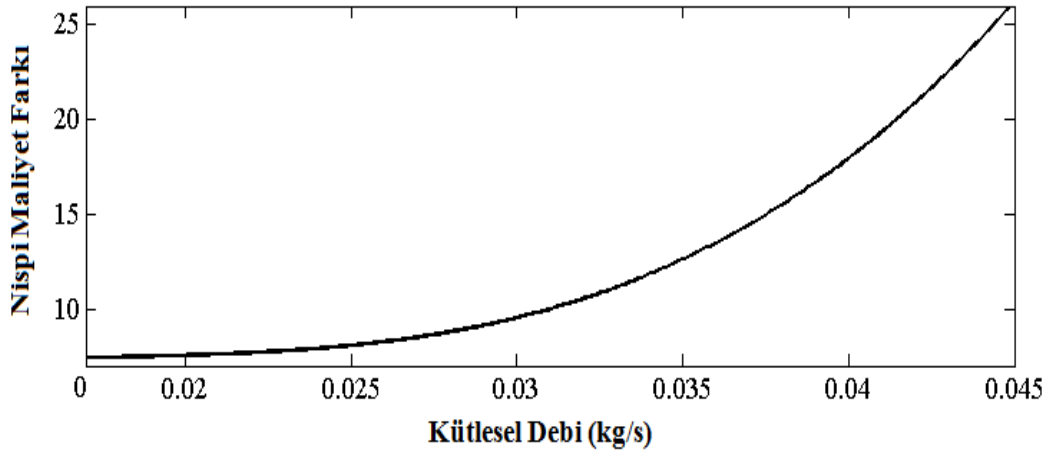
Şekil 5.45. Kaskat AMR sistemin ekserji yıkım maliyetinin kütleli debiye bağlı değişimi.

Yukarıdaki şekilden görüldüğü gibi, kütleli debi arttıkça pompanın harcadığı güç ve dolayısıyla ekserji yıkım akımının artışından dolayı ekserjetik yıkım maliyeti artış göstermiştir. Diğer bir karşılaştırma parametresi de eksergoekonomik faktördür. Eksergoekonomik faktör sistemdeki maliyetin kaynağını belirlemek için kullanılan bir parametredir. Ekipmanlardaki maliyet, yatırım ve ekserji yıkım maliyeti olarak iki şekilde düşünülmektedir. Bu faktörün büyük olması yatırım maliyetinin düşürülmesinin incelenmesi gerektiğini, düşük olması sistemin veriminin daha iyi bir yatırım olanağı ile artırılabilceğini vurgulamaktadır. Bu değer eşitlik (4.109) ile hesaplanmakta ve sonuçlar Şekil 5.46'da gösterilmektedir.



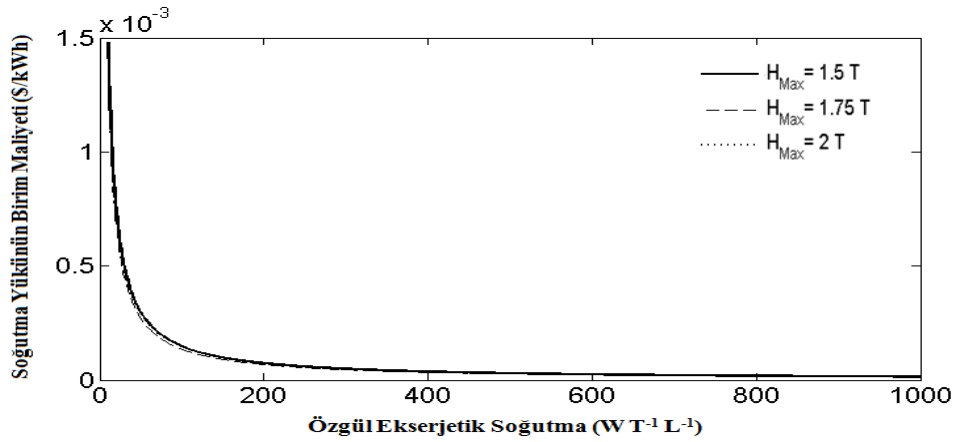
Şekil 5.46. Kaskat AMR sistemin eksergoekonomik faktörünün kütleli debiye bağlı değişimi.

Başka bir karşılaştırma parametresi ise, nispi maliyet farkıdır. Sistemin ekserjisi birim başına ürün ve yakıt maliyetlerinin arasındaki nispi artışı göstermektedir. Bu değer eşitlik (4.110) ile hesaplanmakta ve sonuçlar Şekil 5.47’de gösterilmektedir. Aşağıdaki şekilden görüldüğü gibi, nispi maliyet farkı, kütleli debi arttıkça artış göstermiştir.



Şekil 5.47. Kaskat AMR sisteminin nispi maliyet farkının kütleli debiye bağlı değişimi.

Rowe (2011c) tarafından tanımlanan özgül ekserjetik soğutma işlemi eşitlik (4.111) kullanarak hesaplanabilir. Kaskat AMR sisteminin soğutma yükünün birim maliyetinin değişiminin, özgül ekserjetik soğutma prosesine bağlı olarak 1.5 T, 1.75 T ve 2 T manyetik alanlarındaki analizi Şekil 5.48’de gösterilmiştir.



Şekil 5.48. Kaskat AMR sisteminin soğutma yükünün birim maliyetinin özgül ekserjetik soğutmasına bağlı değişimi.

Yukarıdaki şekilden görüldüğü gibi, soğutma yükünün birim maliyeti özgül ekserjetik soğutma arttıkça düşüş göstermektedir.

### 5.2.7. Optimizasyon sonuçları:

Ekserji verimliliği ve toplam soğutma maliyet değeri, iki farklı hedef fonksiyonu olarak ele alınmıştır. Ekserji verimliliğini maksimize etmek ve toplam soğutma maliyet değerini minimize etmek için iki tasarım değişkeni olarak kütleli debi ve kaynak sıcaklığı seçilmiştir. Her optimizasyon problemi için farklı optimizasyon değişkenleri tanımlanması gerekmektedir. İstenen çok hedefli çözüm setini elde etmek için probleme bağlı olarak tanımlanan optimizasyon değişkenlerini etkin bir biçimde seçmek gerekmektedir. AMR soğutma probleminin çok amaçlı optimizasyon değişkenleri çalışma akışkanın kütleli debisi, ısı atma veya ısı çekme süreçlerinin süresi ve kaynak sıcaklığıdır. Optimum çözümü elde etmek için tanımlanan optimizasyon değişkenlerinin arama uzayı kısıtları Çizelge 5.4’te sunulmuştur.

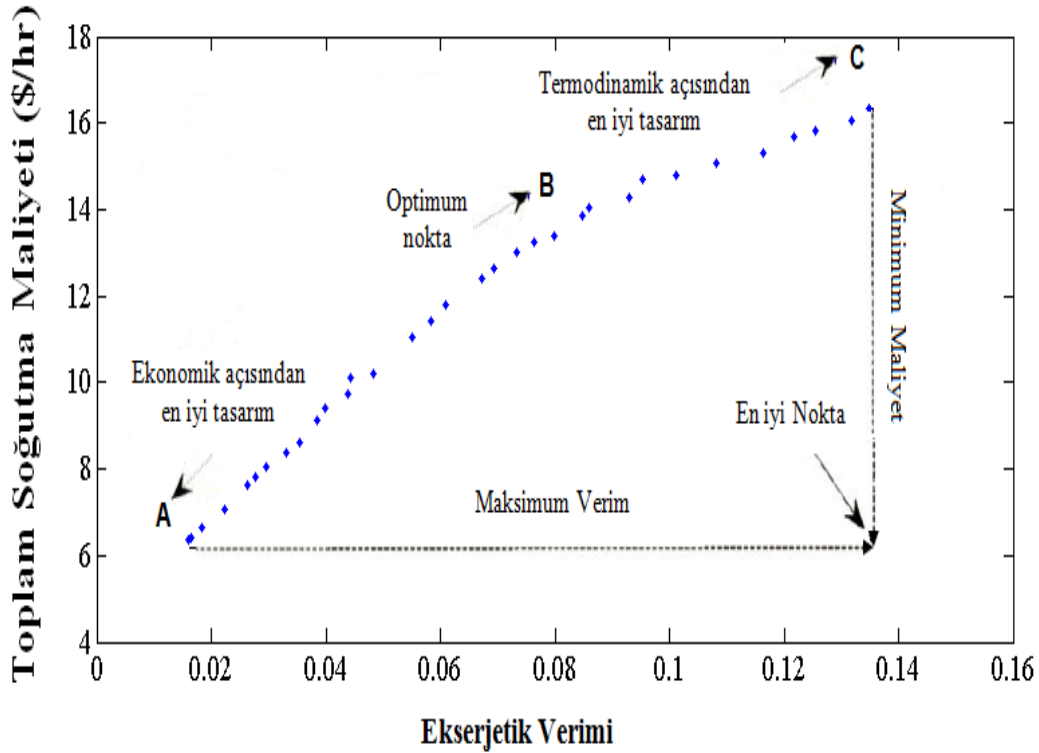
Çizelge 5.4. AMR soğutma probleminin karar değişkenleri ile ilgili kısıtlamalar.

| Kısıtlar                  |
|---------------------------|
| $\dot{m}_{wg} \leq 0.045$ |
| $t_2 = t_4 \leq 0.62$     |
| $290 \leq T_H \leq 305$   |

Genetik algoritma optimizasyonu 400 nesil için gerçekleştirilmiş olup, her nesilde M=100 adet birey bulunmaktadır; gen değişimi (crossover) olasılığı pc=0.90, gen mutasyon olasılığı pm=0.03 ve kontrollü en iyileme değeri c=0.60 olarak alınmıştır.

Her nokta için 400 nesil boyunca elde edilen optimum ekserji verimi ve toplam maliyet değeri sonuçları Şekil 5.49’de gösterilmiştir. Ele alınan AMR probleminde, ekserji veriminin artışıyla, soğutma maliyet oranının da arttığı gözlenmektedir. Bu önermeden de anlaşılacağı gibi aynı zamanda düşük maliyet

oranı ile yüksek ekserji verimliliği elde edilememektedir. Pareto-front noktasına yaklaşım eğrinin alt kısmında açıkça görülmektedir. Pareto optimum sonuçları, ekserji verimliliği ve toplam soğutma maliyet değeri hedefleri arasındaki çakışmayı açıkça ortaya çıkarmaktadır. Ekserji verimliliğinin artmasına ya da azalmasına neden olacak her hangi bir değişim, toplam soğutma maliyet değerinde de artışa ya da azalmaya sebep olmaktadır. Bu nedenle, çevrimin optimal dizaynı için çok hedefli optimizasyon algoritmasına olan gereksinim ortaya çıkmaktadır.



Şekil 5.49. Kaskat AMR sisteminin çok hedefli optimizasyonunun ekserjetik verim ve toplam soğutma maliyetine bağlı olarak gösterimi.

Şekil 5.49'da görüldüğü gibi, maksimum ekserji verimliliği olan C noktası (0.1339) aynı zamanda en yüksek toplam maliyet değerine de sahiptir. Buna karşılık, en düşük toplam soğutma maliyet değerine sahip A noktası (7.345 \$/hr) da en düşük ekserji verimliliğine (0.088) sahiptir. Tasarım noktası C, sadece ekserji verimliliğini tek başına bir hedef fonksiyonu olarak ele alındığında optimum noktayken, tasarım noktası A, toplam soğutma maliyet değeri tek başına bir hedef fonksiyonu olarak ele alındığında optimum noktadır. B noktası optimum dizayn noktası seçilmiştir.

### 5.3. Farklı Manyetokalorik Malzemelerin Soğutma Yüğü, Ekserji Verimi ve Ekserji Yıkım Akımlarının Karşılaştırılması

Bu çalışmada sadece üç manyetokalorik malzeme alternatifi ( $Gd$ ,  $Gd_x Tb_{1-x}$  ve  $Gd_x Dy_{1-x}$ ) sayısal olarak incelenmiştir ve manyetokalorik malzeme seçiminin çok önemli bir unsur olduğu gözlemlenmiştir. Böyle bir AMR tasarımında çalışılacak sıcaklık aralığına göre kullanılacak manyetokalorik malzeme, doğrudan sistem performansına etki etmektedir.

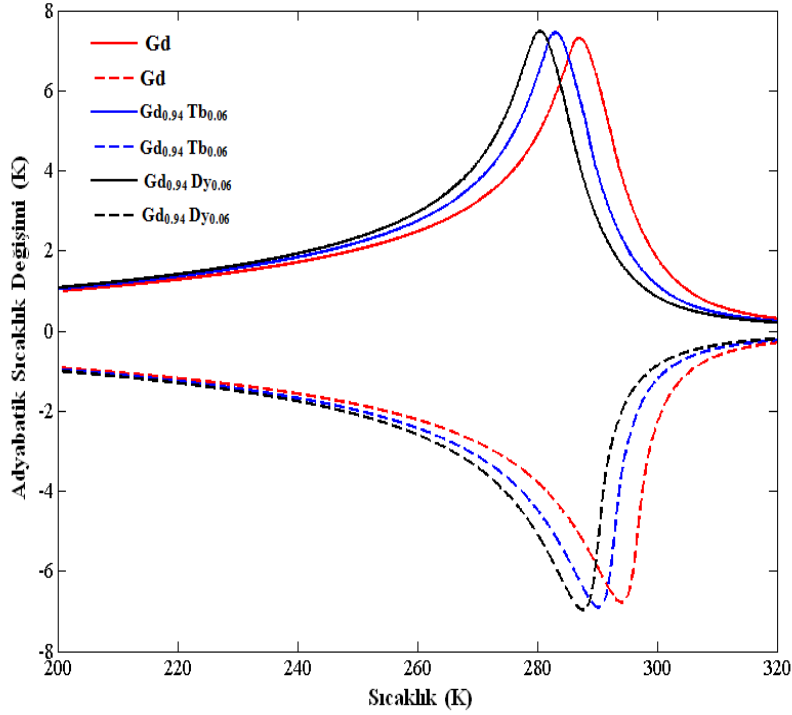
Sayısal analizlerde kullanılan model parametreleri Çizelge 5.5'te özetlenmiştir.

Çizelge 5.5. Karşılaştırmak için kullanılan simülasyon parametreleri.

| Parametreler   | Değerleri | Birimleri   |
|----------------|-----------|-------------|
| $d_p$          | 600       | $\mu m$     |
| $L$            | 0.1       | $m$         |
| $\epsilon$     | 25 %      | -           |
| $D$            | 0.01      | $m$         |
| $m_{bd_1}$     | 115       | $g$         |
| $m_{bd_{ii}}$  | 116       | $g$         |
| $\dot{m}_{wg}$ | 0.025     | $kg s^{-1}$ |
| $H_{low}$      | 0         | $T$         |
| $H_{high}$     | 1.5       | $T$         |
| $t_1 = t_3$    | 0.2       | $s$         |
| $t_2 = t_4$    | 0.5       | $s$         |
| $T_H$          | 295       | $K$         |
| $T_C$          | 275       | $K$         |

Daha önce de belirtildiği gibi, ele alınan üç farklı manyetokalorik malzeme ( $Gd$ ,  $Gd_{0.94} Tb_{0.06}$  ve  $Gd_{0.94} Dy_{0.06}$ ) sayısal olarak incelenmiştir. Karşılaştıran üç farklı manyetokalorik malzeme kaynak ve kuyu sıcaklıkları eşittir. AMR sistem çift kademeli olup, birinci ve ikinci kademelerde 115 g ve 116 g manyetokalorik malzeme kullanılmıştır. Uygulanan manyetik alan sabit olup 1.5 Tesladır.

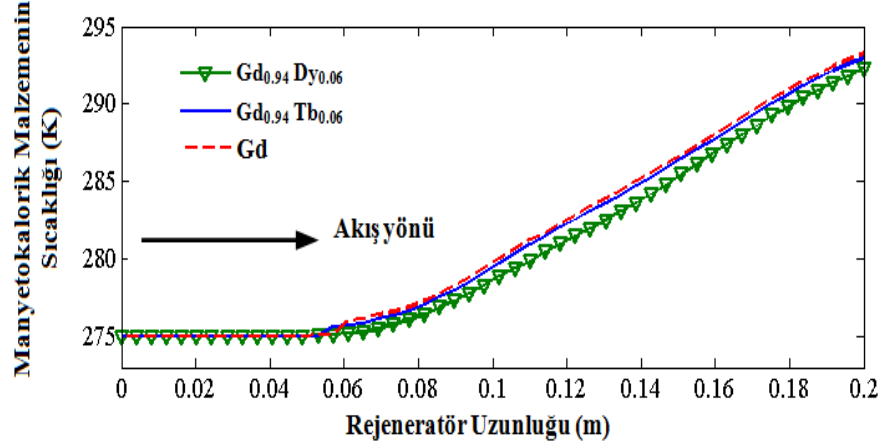
Şekil 5.50'de üç farklı manyetokalorik malzemelerinin ( $Gd$ ,  $Gd_{0.94} Dy_{0.06}$  ve  $Gd_{0.94} Tb_{0.06}$ ) 1.5 Tesla manyetik alanında, adyabatik sıcaklık değişimi verilmiştir.



Şekil 5.50. Üç farklı manyetokalorik malzemelerinin adyabatik sıcaklık değişimi.

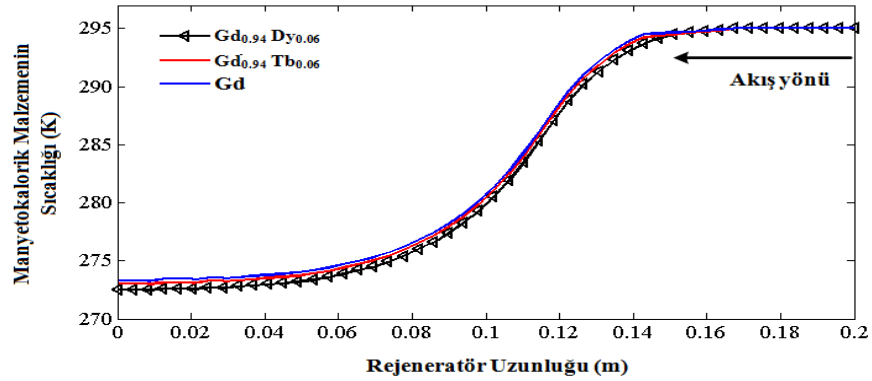
Şekil 5.50’de gösterilen farklı manyetokalorik malzemelerin adyabatik sıcaklık değişimi 3.1.2 bölümünde açıklanan orta alan modelini (mean field theory) kullanarak hesaplanmıştır. Demanyetizma sürecini kesik çizgiyle, manyetizma süreci ise düz çizgiyle temsil edilmiştir. Gd,  $Gd_{0.94}Dy_{0.06}$  ve  $Gd_{0.94}Tb_{0.06}$  malzemelerinin Curie sıcaklıkları sırasıyla 294, 290.7 ve 287.6 K olarak görülmektedir.

Şekil 5.51’de kaskat AMR soğutma çevriminin ısı atma sürecinde farklı manyetokalorik malzemelerin sıcaklık dağılımı  $t=0.5$  s zaman dilimi için görülmektedir. Bilindiği gibi, ısı atma sürecinde çalışma akışkanı sol taraftan (soğuk uç) sağ tarafa (sıcak uç) doğru akmaktadır. Gd manyetokalorik malzemenin sıcaklık dağılımı diğer manyetokalorik malzemelere göre daha yüksek değere sahiptir.



Şekil 5.51. Kaskat AMR sisteminde, ısı atma sürecinde ( $t=0.5$  s), rejeneratör yatağı boyunca farklı manyetokalorik malzemelere ait sıcaklık dağılımı.

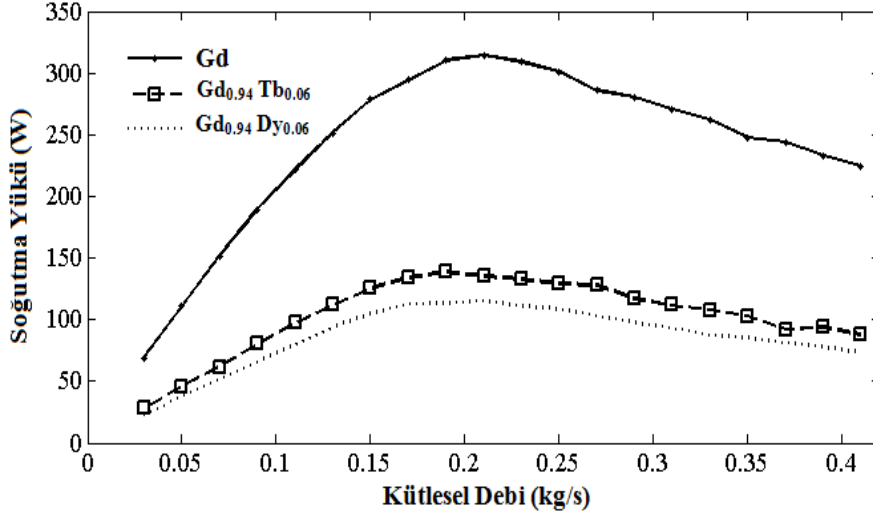
Kaskat AMR soğutma çevriminin ısı çekme sürecinde farklı manyetokalorik malzemelerin sıcaklık dağılımı  $t=1.1$  s zaman dilimi için Şekil 5.52’de göstermektedir. Bilindiği üzere ısı çekme sürecinde çalışma akışkanı sağ taraftan (sıcak uç) sol tarafa (soğuk uç) doğru akmaktadır. Gd manyetokalorik malzemenin sıcaklık dağılımı diğer manyetokalorik malzemelere göre daha yüksektir. Elde edilen sonuçlara göre farklı manyetokalorik malzemelerin sıcaklık dağılımları oldukça birbirlerine yakın olduğu görülmektedir.



Şekil 5.52. Kaskat AMR sisteminde, ısı çekme sürecinde ( $t=1.1$  s), rejeneratör yatağı boyunca farklı manyetokalorik malzemelere ait sıcaklık dağılımı.

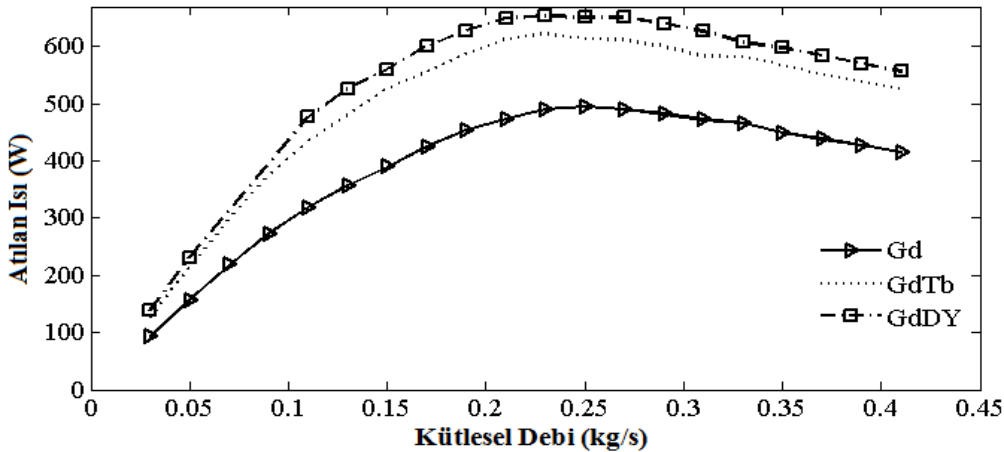
Şekil 5.53’de verilmiş olan grafik farklı manyetokalorik malzemelerin, kütleli debi ve soğutma yükü parametreleri üzerindeki etkisini incelemek için çizilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi, çalışma akışkanının kütleli debisi arttırıldıkça kullanılan farklı manyetokalorik maddelerinin kaskat bir AMR

sistemindeki soğutma kapasitesine farklı şekilde etki ettikleri anlaşılmaktadır. Soğutma yükü her manyetokalorik maddede ayrı bir maksimum değere ulaşmaktadır. Bu kritik değerden sonra kütleli debi değeri arttıkça, sistemin soğutma yükü azalmaktadır.



Şekil 5.53. Kaskat AMR sisteminin soğutma yükünün farklı manyetokalorik malzemeler için kütleli debiye bağlı değişimi.

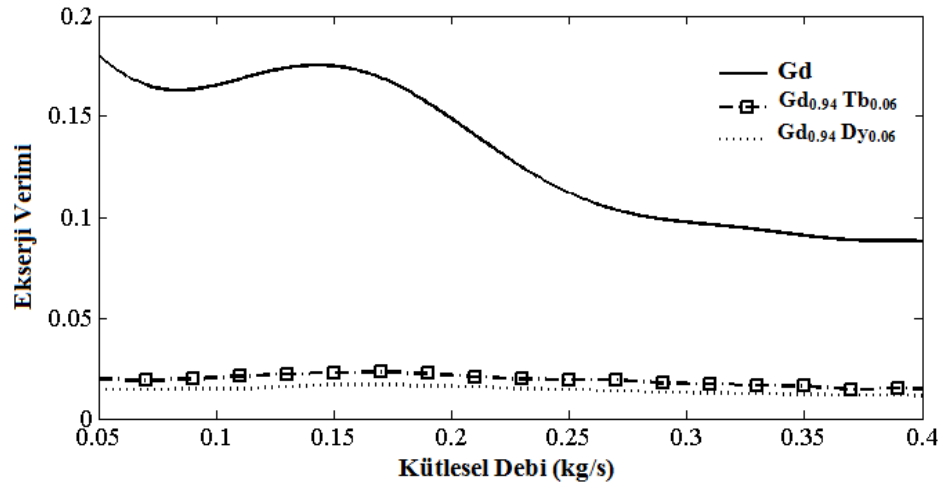
Şekil 5.54'te verilmiş olan grafik farklı manyetokalorik malzemelerin, kütleli debi ve atılan ısı kapasitesi parametreleri üzerindeki etkisini incelemek için çizilmiştir. Atılan ısı kapasitesi her manyetokalorik malzeme ayrı bir maksimum değere ulaşmaktadır. Bu kritik değerden sonra  $\dot{m}$  değeri arttıkça, sistemin atılan ısı kapasitesi azalmaktadır.



Şekil 5.54. Kaskat AMR sisteminin atılan ısı kapasitesi farklı manyetokalorik malzemeler için kütleli debiye bağlı değişimi.

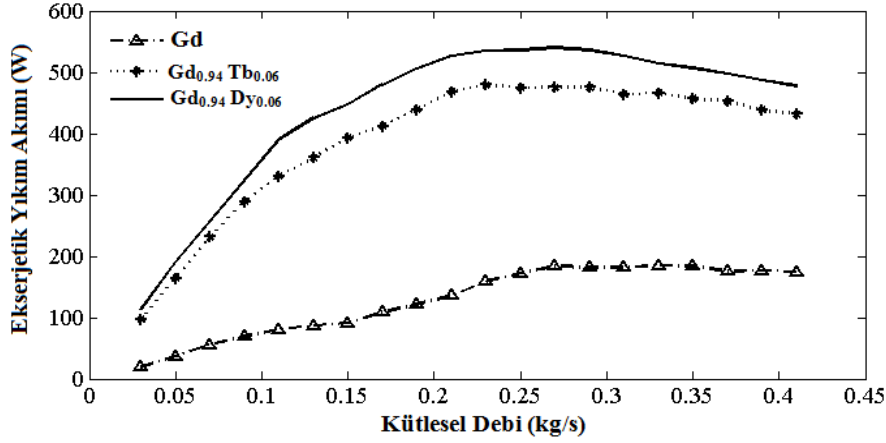


Farklı manyetokalorik malzemeden yapılan rejeneratörlerdeki çalışma akışkanlarının kütleli debiye bağı olarak ekserji verimini gösteren eğriler Şekil 5.55’de görülmektedir. Ekserji verimi açısından değerlendirdiğinde, 275 K ile 295 K sıcaklık aralığında, Gd manyetokalorik malzeme kullanılması diğer manyetokalorik malzeme kullanılmasına göre daha etkilidir. Bunun nedeni, Gd manyetokalorik malzeme kullanıldığında elde edilen soğutma yükünün iki farklı manyetokalorik malzeme olan  $Gd_{0.94} Dy_{0.06}$  ve  $Gd_{0.94} Tb_{0.06}$  kullanıldığında elde edilen soğutma yüklerinden daha yüksek olmasıdır. Gd kullanıldığında elde edilen maksimum ekserji verim değeri % 20.87 olup kütleli debi arttıkça bu değer düşmektedir. Diğer manyetokalorik malzemeler kullanıldığında eğri karakteristikleri benzer olmakta birlikte iki farklı malzeme olan  $Gd_{0.94} Dy_{0.06}$  ve  $Gd_{0.94} Tb_{0.06}$  kullanıldığında elde edilen maksimum ekserji verim değerleri sırasıyla % 1.7 ve % 2.05 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.55. Kaskat AMR sisteminin ekserji verimi farklı manyetokalorik malzemeler için kütleli debiye bağlı değişimi.

Şekil 5.56’te farklı manyetokalorik malzemeden yapılan rejeneratörün çalışma akışkanının kütleli debisine bağı olarak ekserji yıkım akımını gösteren eğriler gösterilmektedir. Ekserji yıkım akımı açısından değerlendirdiğinde,  $Gd_{0.94} Dy_{0.06}$  manyetokalorik malzemenin ekserji yıkım akımı diğer manyetokalorik malzemelere göre daha yüksektir. Bunun nedeni,  $Gd_{0.94} Dy_{0.06}$  manyetokalorik malzeme kullanıldığında elde edilen soğutma yükünün iki farklı manyetokalorik malzeme olan Gd ve  $Gd_{0.94} Tb_{0.06}$  kullanıldığında elde edilen soğutma yüklerinden daha düşük olmasıdır.



Şekil 5.56. Kaskat AMR sisteminin ekserji yıkım akımı farklı manyetokalorik malzemeler için kütleli debiye bağlı değişimi.

#### 5.4. Analitik ve Sayısal Yöntemlerinin Karşılaştırılması

Sayısal metodunun bir boyutlu kaskat AMR problemine uygulanmasıyla elde edilen sayısal çözüm MATLAB programı kullanılarak elde edilmiştir. Analitik hesaplamalarda 4.1.2.1 bölümünde açıklanan bir boyutlu AMR problemi için elde edilen bağıntılar kullanılmıştır. Manyetokalorik malzeme Gd olarak ele alınmıştır. Çizelge 5.5'te, analitik ve sayısal yöntemlerin kaynak sıcaklığı, kuyu sıcaklığı, her kademenin manyetokalorik malzemenin kütlesi, rejeneratörün uzunluğu ve çalışma akışkanın kütleli debisi, verilmiştir.

Çizelge 5.4. Karşılaştırmak için kullanılan simülasyon parametreleri.

| Parametreler | Değerleri | Birimleri   |
|--------------|-----------|-------------|
| $d_p$        | 560       | $\mu m$     |
| $L$          | 0.2       | $m$         |
| $\epsilon$   | 25 %      | -           |
| $D$          | 0.01      | $m$         |
| $m_{bd}$     | 55        | $g$         |
| $\dot{m}_f$  | 0.025     | $kg s^{-1}$ |
| $H_{low}$    | 0         | $T$         |
| $H_{high}$   | 2         | $T$         |
| $t_1 = t_3$  | 0.2       | $s$         |
| $t_2 = t_4$  | 0.5       | $s$         |
| $T_H$        | 293       | $K$         |
| $T_C$        | 273       | $K$         |

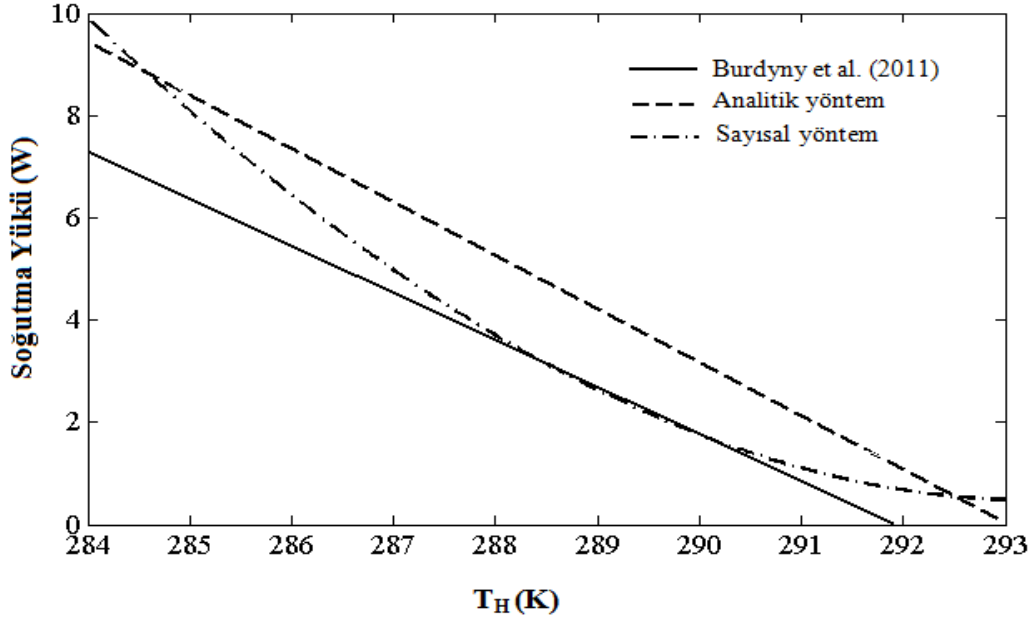
Çizelge 5.5'den görüldüğü gibi, uygulanan manyetik alan sabit olup 1.5 Tesladır. Manyetokalorik malzemenin toplam kütlesi 0.055 kg.'dır.

Çizelge 5.6'da bir boyutlu kaskat AMR probleminde kaynak sıcaklığına bağlı soğutma yükünün Burdyny et al. 2011 sonuçlarla karşılaştırılması gösterilmiştir. Elde ettiğimiz sonuçlara göre ortalama yüzdesel hata sayısal yöntemde daha azdır. Bu durumun sebebi ise magnetokalorik malzemenin modellenmesinde orta alan model (mean field theory) yaklaşımı kullanılmasıyla açıklanabilir.

Çizelge 5.5. Elde edilen soğutma yükünün kaynak sıcaklığına bağlı olarak analitik ve sayısal yöntemlerinin karşılaştırması.

| $T_H$   | Burdyny et al. 2011 | Sayısal Yöntem   |       | Analitik Yöntem  |       |
|---------|---------------------|------------------|-------|------------------|-------|
|         |                     | Soğutma yükü (W) | %Hata | Soğutma yükü (W) | %Hata |
| 283.985 | 7.284               | 9.881            | 0.357 | 9.406            | 0.291 |
| 284.973 | 6.367               | 8.065            | 0.267 | 8.387            | 0.317 |
| 285.977 | 5.450               | 6.435            | 0.181 | 7.334            | 0.346 |
| 286.995 | 4.516               | 4.992            | 0.105 | 6.299            | 0.395 |
| 287.983 | 3.633               | 3.752            | 0.033 | 5.263            | 0.449 |
| 289.017 | 2.615               | 2.699            | 0.032 | 4.211            | 0.610 |
| 290.035 | 1.732               | 1.732            | 0.000 | 3.158            | 0.823 |
| 291.050 | 0.815               | 1.104            | 0.354 | 2.139            | 1.625 |
| 283.985 | 7.284               | 9.881            | 0.357 | 9.406            | 0.291 |
| 291.050 | 6.367               | 8.065            | 0.267 | 8.387            | 0.317 |

Ayrıca, Burdyny et al. 2011 tarafından sunulan deneyin sonuçları, analitik çözüm ve bu çalışmada kullanılan sayısal yöntemin kaynak sıcaklığına bağlı soğutma yüklerinin değişimleri Şekil 5.57'da gösterilmiştir. Sayısal yöntemde, kaynak sıcaklığı 288 K ile 290.4 K aralığında, Burdyny et al. 2011 tarafından sunulan deneyin sonuçları ile iyi derecede örtüştüğü görülmektedir. Buradan da anlaşılacağı gibi, sayısal yöntemden elde edilen sonuçlar analitik yöntemden elde edilen sonuçlara göre daha kesin ve etkilidir.

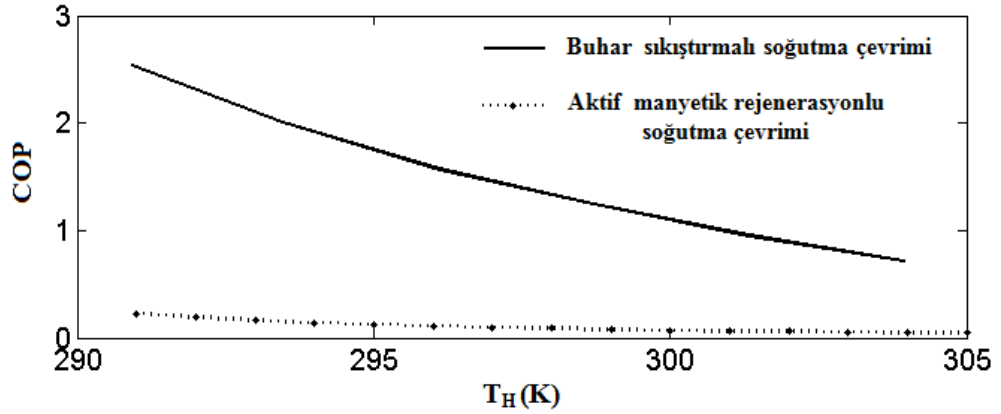


Şekil 5.57. Sayısal ve analitik yöntemlerinin kaynak sıcaklığına bağlı olarak soğutma yükünün değişimi.

### 5.5. Buhar Sıkıştırılmalı ve Aktif Manyetik Rejenerasyonlu Soğutma Çevrimlerinde Kaynak Sıcaklığının Etkisinin İncelenmesi

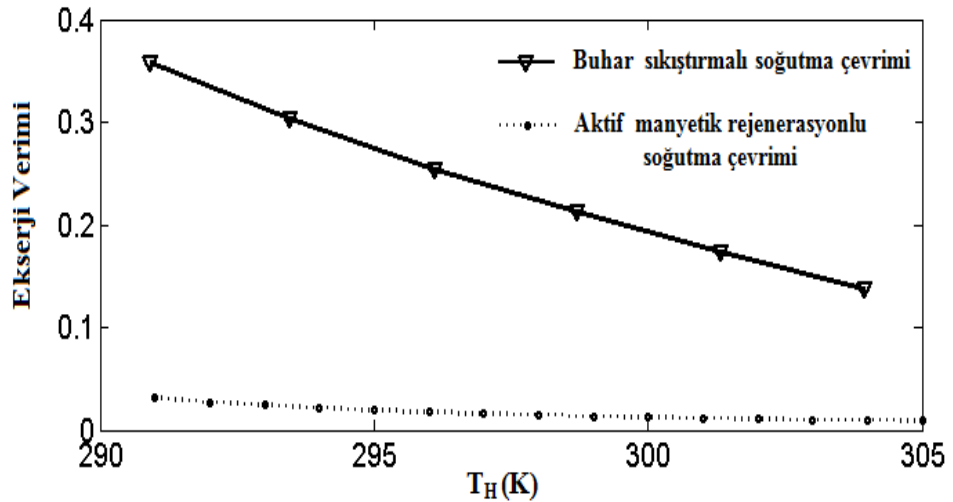
Buhar sıkıştırılmalı çevrimin COP değerleri Hepbasli (2007) kaynağından faydalanarak hesaplanmıştır. Bu kaynakta bir ticari buzdolabı için genel veriler sunulmuştur. Soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmıştır. Bu tezde Hepbasli (2007) kaynağında verilen çalışma noktaları ve EES yazılımı kullanılarak  $T_C=255$  K iken farklı  $T_H$  değerleri için COP değerleri ve buna karşılık gelen ekserji verimleri hesaplanmıştır. Ayrıca sayısal sonuçlardan faydalanarak  $Gd_xDy_{1-x}$  malzemesi için  $T_C=255$  K iken farklı  $T_H$  için COP değerleri eşitlik (4.95) ile hesaplanmıştır. Buhar sıkıştırılmalı ve aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma çevrimlerine ait COP değerleri Şekil 5.58'de kaynak sıcaklığına bağlı olarak karşılaştırılmıştır. Şekildende görüldüğü gibi, kaynak sıcaklığı,  $T_H$ , arttıkça buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin COP değeri 2.0' den 1.8'e kadar düşmektedir. Aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma çevriminin COP değeri kaynak sıcaklığı,  $T_H$ , arttıkça 0.2'den 0.01'e kadar azalmaktadır. Bu azalmanın nedeni, kaynak sıcaklığının artışı ile soğutma yükünde meydana gelen azalmadır. Genel olarak buhar sıkıştırılmalı çevrimlerin COP değerleri AMR sistemlerinden oldukça yüksektir. Bunun nedeni AMR sistemlerinde manyetik işin sıkıştırılmalı

kompresörlerden oldukça yüksek olmasıdır. Bu konu daha sonra bu bölümde elde edilen değerler vasıtasıyla tekrar irdelenecektir.



Şekil 5.58. Buhar sıkıştırma ve aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma çevrimlerinin COP değeri kaynağın sıcaklığı ile değişimi

Şekil 5.59'de ise buhar sıkıştırma ve aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma çevrimlerinin ekserji verimleri kaynağın sıcaklığına bağlı olarak karşılaştırılmaktadır. Şekilde görüldüğü gibi, kaynağın sıcaklığı arttıkça buhar sıkıştırma soğutma çevriminin ekserji verimi azalmaktadır. Ayrıca aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma çevriminin ekserji verimi kaynağın sıcaklığı arttıkça azalmaktadır. Bu azalmanın nedeni, kaynağın sıcaklığının artışı ile soğutma yükünde meydana gelen azalmadır.



Şekil 5.59. Buhar sıkıştırma ve aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma çevrimlerinin ekserji verimi kaynağın sıcaklığı ile değişimi.

Kaynak sıcaklığının artırılmasıyla, buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde ve aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma çevriminde ekserji veriminin düştüğü görülmektedir. Kaynak sıcaklık değerlerindeki artış, soğutma yükündeki düşüş nedeniyle ekserji veriminde doğrusal olarak bir düşüş eğilimi göstermektedir.

Çizelge 5.7’de, buzdolabı olarak çalışan bir AMR soğutma çevrimi ile buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi kullanan ticari bir buzdolabının kaynak sıcaklığı, kuyu sıcaklığı, çalışma akışkanın cinsi ve kütleli debisi, elde edilen soğutma yükü, harcanan elektrik gücü, elde edilen COP ve ekserji verim değerleri  $T_C = 255$  K ve  $T_H = 293$  K iken karşılaştırmıştır.

Çizelge 5.6. Kaskat AMR buzdolabı ve ticari buzdolabının karşılaştırması

| Özellik   | Kaskat AMR buzdolabı                  | Ticari buzdolabı |
|---|---------------------------------------|------------------|
| Kaynak sıcaklığı, $T_H$                             | 293 K                                 | 293 K            |
| Düşük sıcaklığı, $T_C$                              | 255 K                                 | 255 K            |
| Birinci kademenin manyetokalorik malzemesi          | Gd <sub>0.85</sub> Dy <sub>0.15</sub> | -                |
| İkinci kademenin manyetokalorik malzemesi           | Gd <sub>0.94</sub> Dy <sub>0.06</sub> | -                |
| Uygulanan manyetik alan                             | 1.5 Tesla                             | -                |
| Isı transferi akışkanı                              | glikol su karışımı                    | R134a            |
| Kütleli debi  | 0.15 kg/s                             | 0.0009 kg/s      |
| Soğutma yükü  | 116.39 W                              | 118.98 W         |
| Birinci kademenin manyetokalorik malzemenin kütleli | 156 gr                                | -                |
| İkinci kademenin manyetokalorik Malzemenin kütleli  | 155 gr                                | -                |
| Manyetik iş   | 408 W                                 | -                |
| Elektrik tüketimi                                   | 39.41 W                               | 49.32            |
| Toplam elektrik tüketimi                            | 447.41                                | 49.32            |
| COP   | 0.2                                   | 2.41             |
| Ekserji verim                                       | 0.021                                 | 0.36             |

Karşılaştıran iki sistemin kaynak ve kuyu sıcaklıkları eşittir. Daha önce de belirtildiği gibi, sistem çift kademeli olup ve her kademede farklı manyetokalorik malzeme (Gd<sub>0.85</sub>Dy<sub>0.15</sub> ve Gd<sub>0.94</sub>Dy<sub>0.06</sub>) kullanılmıştır. Uygulanan manyetik alan sabit olup 1.5 Tesladır. Bu şartlar altında elde edilen soğutma yükü değerleri kaskat AMR buzdolabı için 116.39 W iken ticari buzdolabı için 118.98 W.’tir.

Toplam elektrik tüketimleri incelendiğinde kaskat AMR buzdolabının harcadığı güç 447.41 W ve buzdolabın harcadığı güç ise 49.32 W. olup, AMR sistemin ticari buzdolabından 398.09 W daha fazla güç tükettiği görülmektedir.

COP değerlerini incelendiğinde kaskat AMR buzdolabının COP değeri 0.2 ve buzdolabın COP değeri ise 2.41 dir. Bunun en önemli nedeni harcanan manyetik işin yüksek değerlerde olmasıdır.

## 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma sistemleri ozon tabakasına zarar vermeyen akışkanlar kullanmadıkları çevreye duyarlı sistemler olarak geleneksel genişmeli-sıkıştırılmalı soğutma sistemlerine alternatif sistemlerdir. AMR soğutma sistemlerinin sayısal ve analitik metotlarla sıcaklık dağılımı belirlendikten sonra, bu sistemlerin performansını değerlendirmek için, enerji, ekserji, eksergoekonomik, sürdürülebilirlik analiz ve çok hedefli optimizasyon yapılmıştır.

Manyetokalorik ve çalışma akışkan termal denge kabulüyle basitleştirilmiş analiz yapılmıştır. Ardından kaskat aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma sistemi ele alarak sayısal bir çözüm elde edilmiştir.

Analitik ve sayısal çözümleri için elde edilen sonuçların daha önceden yapılan çalışmalar ile uyum içinde olduğu gözlenmiştir.

Analitik metot ile incelenmiş olan AMR soğutma sistemi üzerinde yapılan parametrik çalışmada, sıcaklık aralığı ( $\Delta T_{fark}$ ) ve  $\emptyset$  değerinin etkisi irdelenmiştir.

Sayısal metot ile çözülmüş olan kaskat AMR soğutma sistemi üzerinde yapılan parametrik çalışmada, manyetik alan, akış sürecinin periyodu, kaynak sıcaklığı ve çalışma akışkanın kütleli debi etkisi incelenmiştir.

Bu çalışmaya esas alınan kaynakların ilgi alanıyla sınırlı kalmak üzere ikinci kanuna dayalı detaylı şekilde inceleyen bir çalışma yapılmıştır.

Kaskat AMR soğutma çevriminde üç farklı manyetokalorik malzemelerinin performans değerlendirmesi sayısal olarak yapılmıştır.

AMR problemleri doğrusal olmayan özellik taşıdığı için doğru sonuca ulaşabilmek için sayısal yöntemlerde iteratif çözümleme gerekmektedir. Sayısal ve analitik yöntemleri karşılaştırdığımızda, sayısal metodunun analitik metoduna göre daha iyi olduğu ortaya konulmuştur. Ayrıca sayısal sonuca göre elde ettiğimiz yüzdesel hataları dikkate aldığımızda, en yüksek oran Curie sıcaklığı yakınlarında gerçekleşmektedir. Hata oranının yüksek çıkmasının sebebi Curie sıcaklığı civarında açığa çıkan manyetokalorik etkinin sonucudur.



### 6.1. Sonuçlar

Tez çalışmasında elde edilen sonuçlar,

- AMR soğutma sisteminde sıcaklık aralığı ( $\Delta T_{fark}$ ) arttıa soğutma yükünde düşüş gözlenmiştir.
- AMR sisteminin ekserjetik yıkımı,  $\phi$  değerinin artmasıyla yükselmiştir.
- AMR sisteminin ekserji verimi, kaynak sıcaklığının yükselmesiyle arttığı gözlenmiştir.
- Çalışma akışkanın kütlesel debisi arttığa kaskat AMR sistemin soğutma kapasitesi belirli bir değere kadar artmıştır ve bu değerden sonra kütlesel debi arttığa, sistemin soğutma yükü azalmıştır.
- Kaskat AMR sistemin COP değeri kütlesel debinin artmasıyla çok düşük değerlere inmekte ve sistem kullanılabilir aralığın dışına çıkmaktadır.
- Çalışma akışkanının dolaşım süresi arttığa soğutma kapasitesi azaldığından, kaskat AMR sisteminin COP değeri ve ekserji verimi düşmektedir.
- Rejeneratörde meydana gelen ekserjetik yıkım kütlesel debi arttığa belirli bir değere kadar artış göstermekte ve bu kritik değerden sonra aniden azalmaktadır.
- Yapılan çalışmada eksergoekonomik analiz ile kaskat AMR soğutma sisteminin eksergoekonomik faktörü ve ekserji yıkım maliyeti, sistemin ana parametrelerine bağlı olarak sırasıyla 0.02 ile 0.12 ve 0.01 ile 10 (\$/h) arasında değiştiği hesap edilmiştir.
- Kaskat AMR sistemin ekserji yıkım değerleri kaynak sıcaklığı arttığa yükseldiği gözlemlenmiştir. Kaskat AMR sistemin ekserji verimi değerleri ise kaynak sıcaklığının artığına bağlı olarak azalmıştır. Bu durumda kaskat AMR sistemin en yüksek ekserji yıkım değeri  $T_H=305$  K kaynak sıcaklığında görülmektedir.

- Kaskat AMR sistemin sürdürülebilirlik indeksi de kaynak sıcaklığı değişimiyle doğru orantılıdır ve 290 K kaynak sıcaklığında maksimumdur.
- Optimizasyon sonucunda, %14.53 oranında daha yüksek ekserji verimli ve %12 oranında düşük maliyetli bir sistem açığa çıkmıştır.

## 6.2. Öneriler

Bu çalışma sonucunda, gelecekte yapılacak benzer çalışmalar için aşağıdaki öneriler sunulabilir:

- Deneysel çalışmalar yapılarak teorik çalışmalardan elde edilen bulgular karşılaştırılmalıdır.
- AMR soğutma sistemlerinin ticari amaçla faydalanılmasında daha yüksek adyabatik sıcaklık değişimine sahip olan yeni manyetokalorik malzemelerin araştırılması gerekir. Şimdiye kadar, oda sıcaklığı civarında AMR soğutma sistemleri için sadece Gd ve alaşımları daha iyi performans göstermiştir. Daha verimli ve güçlü bir soğutma cihazı oluşturmak için manyetik soğutma ve buhar sıkıştırma soğutma sisteminin hibritleştirilmesi bu sistemlerin gelişmesinde faydalı bir adım olarak nitelendirilebilir.

**KAYNAKLAR DİZİNİ**

- Abusoglu, A. and Kanoglu, M.**, 2009, Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 – Formulations, *Applied Thermal Engineering*, 29: 234–241pp.
- Asif, M. and Muneer, T.**, 2007, Energy supply, its demand and security issues for developed and emerging economies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 11: 1388–1413pp.
- Apra, C., Greco, A. and Maiorino, A.**, 2011, A numerical analysis of an active magnetic regenerative cascade system, *International Journal of Energy Research*, 35:177–188pp.
- Apra, C., Greco, A. and Maiorino, A.**, 2013, The use of the first and of the second order phase magnetic transition alloys for an AMR refrigerator at room temperature: A numerical analysis of the energy performances, *Energy and Conversion Management*, 70:40–55pp.
- Barclay, J.A.**, 1983a. Wheel-type magnetic refrigerator. U.S. Patent No. 4:408,463p.
- Barclay, J.A.**, 1983b, The theory of an active magnetic regenerative refrigerator. In: Proceedings of the Second Biennial Conference on Refrigeration for Cryocooler Sensors and Electronic Systems, NASA-CP 2287. Goddard Space Flight Center, Greenbelt, MD. 13p. Also available as Los Alamos National Laboratory Report LA-UR-82-1792pp.
- Barclay, J.A. and Steyert, W.A.**, 1982, Active magnetic regenerator. U.S. Patent 4:332,135p.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G. and Moran, M.J.**, 1996, Thermal Design and Optimization, John Wiley and Sons Inc.
- Bingfeng, Y., Yan, Z., Qiang, Gao. and Dexi, Y.**, 2006, Research on Performance Regenerative Room Temperature Magnetic Refrigeration Cycle, *International Journal of Refrigeration*, 29 :1348-1357pp.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Bjørk, R., Smith, A., Bahl, C.R.H. and Pryds N.**, 2011, Determining the minimum mass and cost of a magnetic refrigerator, *International Journal of refrigeration* 34: 1805-1816pp.
- Boucekara, H., Kedous-Lebouc, A., Dupuis, C. and Allab, F.**, 2008, Prediction and Optimisation of Geometrical Properties of the Refrigerant Bed in an AMRR Cycle, *International Journal of Refrigeration*, 31: 1224-1230pp.
- Bour, S., Hamm, J., Michot, H. and Muller, C.** , 2009, Experimental and numerical analysis of a reciprocating room temperature active magnetic regenerator, in 3rd International conference on magnetic refrigeration, Iowa.
- Brown, G.V.**, 1976, Magnetic heat pumping near room temperature, *Journal of Applied Physic*, 47:3673-3680pp.
- Brown, G.V.**, 1978, Practical and efficient magnetic heat pump. *NASA Tech*, 3: 190–191pp.
- Blumenfeld, P.E., Prenger, F.C., Sternberg, A. and Zimm, C.B.**, 2002, High temperature superconducting magnetic refrigeration, *Advances in Cryogenic Engineering*, 47: 1019-1026pp.
- Bohigas, X., Molins, E., Roig, A., Tejada, J. and Zhang, X.X.**, 2000, Room-temperature magnetic refrigerator using permanent magnets, *IEEE Transactions on Magnetics* 36 (3): 538-544pp.
- Brown, G.V.**, 1978, Practical and efficient magnetic heat pump, *NASA Tech*, 3:190-191pp.
- Buchelnikov, V.D., Taskaev, S.V., Bychkov, I.V., Chernets, I.A. and Denisovskiy A.N.**, 2007, The Prototype of effective device for magnetic refrigeration. In: Proceedings of the Second International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, Portoroz, Slovenia, 11-13, April, International Institute of Refrigeration, Paris, 371-376pp.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Burdyny, T. and Rowe A.**, 2013, Simplified modeling of active magnetic regenerators, *International Journal of Refrigeration*, 36: 932-940pp.
- Burdyny, T., Ruebsaat-Trott, A. and Rowe A.**, 2014, Performance modeling of AMR refrigerators, *International Journal of Refrigeration*, 37: 51-62pp.
- Caliskan, H., Dincer, I. and Hepbasli, A.**, 2012, Energy, exergy and sustainability analyses of hybrid renewable energy based hydrogen and electricity production and storage systems: Modeling and case study, *Applied Thermal Engineering*, 1-15pp.
- Canepa, F., Cirafici, S., Napoletano, M. and Merio, F.**, 2002, Magnetocaloric Properties of  $Gd_7Pd_3$  and Related Intermetallic Compounds, *IEEE Transactions on Magnetics* 38 (5): 3249-3251pp.
- Chen, F.C. Murphy, R.W. Mei, V.C. and Chen, G.L.**, 1992, Thermodynamic analysis of four magnetic heat-pump cycles, *Journal Engineering Gas Turbine Power* 114: 715–720pp.
- Chen, D. T., Murphy, R. W., Mei, V. C., Chen, F. C., Lue, J. W., and Lubell, M. S.**, 1994, Performance analysis of reciprocating regenerative magnetic heat pumping. Oak Ridge National Laboratory.
- Chen, Y.G., Tang, Y.B., Wang, B.M., Xue, Q.X. and Tu, M.J.**, 2007, A permanent magnet rotary magnetic refrigerator. In: Proceedings of the Second International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, Portoroz, Slovenia, 11-13, April, International Institute of Refrigeration, Paris, 309-315pp.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Coelho, A.A., Gama, S., Magnus, A. and Carvalho, G.,** 2009, Prototype of a Gd-based rotating magnetic refrigerator for work around room temperature. In: Proceedings of the Third International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, Des Moines, Iowa, USA, 11-15, May. International Institute of Refrigeration, Paris, 381-386pp.
- Çengel, Y.A. and Boles M.,** 2008, Termodinamik mühendislik yaklaşımıyla, Güven Bilimsel Yayınları, İzmir.
- Çoban, M.T.,** 2012, Java programlama dili örnekleriyle sayısal çözümleme , Ege Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümü-İzmir.
- Dai, W., Shen, B.G., Li, D.X. and Gao, Z.X.,** 2000, New magnetic refrigeration materials for temperature range from 165 K to 235 K. *Journal of Alloys Compounds*, 311: 22-25pp.
- DeGregoria, A.,** 1991, Modeling the active magnetic regenerator, *Advances in Cryogenic Engineering*, 37, 867-873pp.
- Dincer, I.,** 2000, Renewable energy and sustainable development: a crucial review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 4:157-175pp.
- Dincer, I.,** 2002a, The role of exergy in energy policy making. *Energy Policy*, 30(2): 137-149pp.
- Dincer, I. and Rosen, M.A.,** 2005, Thermodynamics Aspects of Renewable and Sustainable Development, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 9:169-189pp.
- Dincer, I. and Rosen, M.A.,** 2007, Exergy: Energy, Environmental and Sustainable Development, Elsevier Ltd., Oxford, UK.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Dupuis, C., Vialle, A.J., Legait, U., Kedous-Lebouc, A. and Ronchetto, D.,** 2009, New investigations in magnetic refrigeration device, AMR cycle and refrigerant bed performance evaluation. In: Proceedings of the Third International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, Des Moines, Iowa, USA, 11-15 May. International Institute of Refrigeration, Paris, 437-442pp.
- Egolf, P.W., Sari, O. and Courret G.,** 2002, Trends of refrigeration and air conditioning technology in Europe. In: Proceedings of the Japanese Conference on Cold and Air Conditioning, Organized by the Japanese Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers (JSRAE), Okaya, 19-21 November Invited paper: 1-9pp.
- Egolf, P.W. and Kitanovski, A.,** 2005, The Kelvin force and Liu force acting on a ferromagnetic material or fluid in a magnetic field and their relations to thermodynamic potentials. In: Proceedings of the First International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, Montreux, Switzerland, 27-30 September. International Institute of Refrigeration, Paris, 335-346pp.
- Engelbrecht, K., Nellis, G. and Klein, S.,** 2005, A Numerical Model of An Active Magnetic Regenerator Refrigeration System, *ARTI-21CR/612-10075p*.
- Engelbrecht, K.,** 2008, A Numerical Model of an Active Magnetic Regenerator Refrigerator with Experimental Validation, Wisconsin-Madison: University of Wisconsin-Madison.
- Ghaffarizadeh, A.,** 2006, Investigation on evolutionary algorithms emphasizing mass extinction. B. Sc. Thesis, Shiraz University of Technology-Shiraz, Iran.
- Giauque W.F., and MacDougall D.P.,** 1933, Attainment of Temperatures Below 1 K Absolute by Demagnetization of  $Gd_2(SO_4)_3 \cdot 8H_2O$ . *Physical Review*, 43:768p.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Gobal, B.R., Chahine, R., Földeaki, M. and Bose, T.K.**, 1995, Noncontact Thermoacoustic Method to Measure the Magnetocaloric Effect, *Review of Scientific Instruments*, 66 (1) : 232-238pp.
- Goldberg, D.**, 1989, Genetic Algorithms in optimization, search and machine learning.Registration of non-segmented images using a genetic algorithm. Lecture notes in computer science, 905. 205-211pp.
- Green, G. Chafe, J. Stevens, J. and Humphrey, J.**, 1990, A gadolinium–terbium active regenerator, *Advanced Cryogenic Engineering*, 35: 1165–1174pp.
- Gschneidner, K.A. and Pecharsky V.K.**, 2000, Influence of Magnetic Field on the Thermal Properties of Solids, *Material Science and Engineering*. 287(2): 301-310pp.
- Gschneidner, K., Pecharsky, V., and Tsokol, A.O.**, 2005, Recent developments in magnetocaloric materials, *Institute of Physics Publishing*, 68: 1479-1539pp.
- Gschneidner, K. and Pecharsky, V.**, 2008, Thirty years of near room temperaturemagnetic cooling: Where we are today and future prospects, *International Journalof Refrigeration*, 31: 945-961pp.
- Guggenheim, E.A.**, 1967, Thermodynamics, an Advanced Treatment for Chemists and Physicists, North Holland, Amsterdam.
- Hamut, H.S., Dincer, I. and Naterer, G.F.**, 2012, Exergoeconomic and enviroeconomic analyses of hybrid electric vehicle thermal management systems, in 11<sup>th</sup> International Conference on Sustainable Energy Technologies, Vancouver, Canada.
- Hepbasli, A.**, 2007, Thermoeconomic analysis of household refrigerator, *International Journal of Energy Research*, 31:947–959pp.
- Hepbasli, A., and Ozalp N.**, 2003, Development of energy efficiency and management implementation in the Turkish industrial sector, *Energy Conversion and Management*, 44: 231–249pp.



**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Hirano, S., Kawanami, T., Nakamura, K., Fumoto, K. and Ikegawa, M.,** 2009, A development of spherical-shaped magnetocaloric materials using power coating method. In: Proceedings of the Third International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, Des Moines, Iowa, USA, 11-15 May. International Institute of Refrigeration, Paris, 457-464pp.
- Huang, J.H., Song, L., Jin, P.Y., Yan, H.W., Wang, Y., Tegus, O. and Zhang J.X.,** 2007, Research on the magneto- caloric effect in  $\text{LaFe}_{11.17-x}\text{Co}_{0.78}\text{Si}_{1.05}\text{BX}$  alloys. International Institute of Refrigeration, Paris, 155-168pp.
- Holland, J.H.,** 1975, Adaption in natural and artificial systems.
- Iwasaki, W.,** 2003, Magnetic refrigeration technology for an international clean energy network using hydrogen energy (WENET), *International Journal of Hydrogen Energy*, 28: 559-567pp.
- Javani, N., Dincer, I., Naterer, G.F., and Yilbas,B.S.,** 2014, Exergy analysis and optimization of a thermal management system with phase change material for hybrid electric vehicles, *Applied Thermal Engineering*, 64: 471-482pp.
- Kaviany, M.,** 1995, Principles of Heat Transfer in Porous Media. Springer: New York, NY.
- Kawanami, T., Chiba, K., Ikegawa, M. and Sakurai, K.,** 2005, Optimization of magnetic refrigerator at room temperature.In: Proceedings and Presentation of First International Conference on Magnetic Refrigeration of Room Temperature, Montreux, Switzerland, 27e30 September. International Institute of Refrigeration, Paris, 275-283pp.
- Kawanami, T.,** 2007, Heat transfer characteristics and cooling performance of an active magnetic regenerator. In: Proceedings of the Second International Conference on Magnetic Refrigeration, Slovenia, 11-13 April. International Institute of Refrigeration, Paris, 23-34pp.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Kim Y. and Jeong S.**, 2009, Investigation on the room temperature active magnetic regenerative refrigerator with permanent magnetic array. Proceedings of the Third International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, Des Moines, Iowa, USA, 11-15 May. International Institute of Refrigeration, Paris.393-400pp.
- Kirol, L.D. and Dacus, M.W.**, 1987, Rotary recuperative magnetic heat pump. In: Cryogenic Engineering Conference, St. Charles, IL, USA,757-765pp.
- Kirol, L.D. and Dacus, M.W.**, 1988, Rotary recuperative magnetic heat pump, *Advanced Cryogenic Eng.* 33: 757–765pp.
- Kitanovski, A. and Egolf, P.W.**, 2006, Thermodynamics of magnetic refrigeration, *International Journal of Refrigeration*, 29: 3-21pp.
- Kitanovski, A. and Egolf, P.W.**, 2009, Application of magnetic refrigeration and its assessment, *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 321: 777–781pp.
- Lazzaretto, A. and Tsatsaronis, G.**, 1999, On the Calculation of Efficiencies and Costs in Thermal Systems. In Proceedings of the ASME Advanced Energy Division, AES- 39p.
- Lazzaretto, A. and Tsatsaronis, G.**, 2006, SPECO: A Schematic and General Methodology for Calculating Efficiencies and Costs in Thermal Systems, *Energy The International Journal*, 31:1257-1289pp.
- Lee, S.J., Kenkel, J.M., Pecharsky, V.K. and Jiles, D.C.**, 2002, Permanent magnet array for the magnetic refrigerator, *Journal of Applied Physics*, 91 (10): 8894-8896pp.
- Lozano, J.A., Engelbrecht, K., Bahl, C.R.H., Nielsen, K.K., Eriksen, D., Barbosa, J.R. Smith, A., Prata, A.T. Pryds, N. and Olsen, U.L.**, 2013, Performance analysis of a rotary active magnetic refrigerator, *Applied Energy*, 111: 669–680pp.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Matsumoto, K. and Hashimoto, T.**, 1990, Thermodynamic analysis of magnetically active regenerator from 30 to 70 k with a brayton-like cycle, *Cryogenics*, 30, 840-845pp.
- Muller C., Bour L. and Vasile C.**, 2007, Study of the efficiency of a magneto thermal system according to the permeability of the magnetocaloric material around its Curie temperature. In: Proceedings of the Second International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, Portoroz, Slovenia, 11-13 April. International Institute of Refrigeration, Paris, 323-330pp.
- Nakamura K., Kawanami T., Hirano S., Ikegawa M. and Fumoto K.**, 2008, Improvement of room temperature magnetic refrigeration using air as heat transfer fluid. In: Thermal Issues in Emerging Technologies, Cairo, Egypt, 17-20 December, 381-390pp.
- Nielsen, K.K.**, 2010, Numerical modeling and analysis of the active magnetic regenerator, PhD Thesis, Denmark Technical University.
- Nielsen, K.K., Tusek, J., Engelbrecht, K., Schopfer, S., Smith, A., Bahl, C.R.H., Kitanovski, A., Pryds, N., and Poredos, A.**, 2011, Review on numerical modeling of active magnetic regenerators, *International Journal of Refrigeration*, 34: 603-616pp.
- Nielsen, K.K., Bahl, C.R.H., Smith, A., Pryds, N. and Hattel, J.**, 2010, A comprehensive parameter study of an active magnetic regenerator using a 2D numerical model, *International Journal of Refrigeration*, 33: 753-764pp.
- Oliveira, P.A., Trevizoli, P.V., Barbosa, Jr., J.R. and Prata, A.T.**, 2012, A 2D hybrid model of the fluid flow and heat transfer in a reciprocating active magnetic regenerator, *International Journal of Refrigeration*, 35: 98-114pp.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Okamura, T., Yamada, K., Hirano, N. and Nagay, N.**, 2005, In: Egolf, P.W., Sari, O., Kitanovski, A., Gendre, F. (Eds.), Proceedings of the First International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, Montreux, Switzerland, 27-30 September, International Institute of Refrigeration, Paris, 319-324pp.
- Okamura, T., Rachi, R., Hirano, N. and Nagaya, S.**, 2007, Improvement of 100 W class room temperature magnetic refrigerator. In: Proceedings of the Second International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, Portoroz, Slovenia, 11-13 April. International Institute of Refrigeration, Paris, 377-382pp.
- Oesterreicher, H. and Parker, F.T.**, 1984, Magnetic cooling near Curie temperatures above 300 K, *Journal Applied Physic*, 55: 4334-4339pp.
- Pearson, A.**, 2008, Refrigeration with ammonia, *International Journal of Refrigeration*, 31: 545-551pp.
- Percharsky, V.K. and Gschneidner, Jr K.A.**, 1997a, Tunable Magnetic Regenerator Alloys with a Giant Magnetocaloric Effect for Magnetic Refrigeration from 20 to 290 K, *Applied Physic Letters*, 70 (24): 3299-3301pp.
- Percharsky, V.K. and Gschneidner, Jr K.A.**, 1997b, Effect of Alloying on the Giant Magnetocaloric Effect of  $Gd_5(Si_2Ge_2)$ . *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 167: 179-184pp.
- Percharsky, V.K. and Gschneidner, Jr K.A.**, 1997c, Giant Magnetocaloric effect in  $Gd_5(Si_2Ge_2)$ , *Physical Review Letters*, 78 (23): 4494-4497pp.
- Peksoy, O. and Rowe, A.**, 2005, Demagnetizing effects in active magnetic regenerators. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 288: 424-432pp.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Petersen, T.F., Pryds, N., Smith, A., Hattel, J., Schmidt, H. and Knudsen, H.J.H.**, 2008. Two-dimensional Mathematical Model of a Reciprocating Room-Temperature Active Magnetic Regenerator, *International Journal of Refrigeration*, 31 (3):432-443pp.
- Pryds, N., Bahl, C.R.H. and Smith, A.**, 2009. Do simple magnetic refrigeration test devices lead to more successful prototypes. In: Proceedings of the Third International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, Des Moines, Iowa, USA, 11-15 May, International Institute of Refrigeration, Paris, 363-370pp.
- Richard, M.A., Rowe, A. and Chahine, R.**, 2004, Magnetic refrigeration: single and multimaterial active magnetic regenerator experiments, *Journal of Applied Physics*, 95: 2146-2150pp.
- Rosen, M.A. and Dincer, I.**, 2003a, Exergy-Cost-Energy-Mass Analysis of Thermal Systems and Processes, *Energy Conversion and Management*, 44:1633-1651pp.
- Rosen, M.A.**, 2009, Energy Sustainability: A Pragmatic Approach and Illustrations, *Sustainability*, 1: 55-80pp.
- Rohsenow W.M., Hartnett J.P. and Ganic ENI**, 1985, Handbook of Heat Transfer, vol. 6. McGraw-Hill: New York, NY, 10–11pp.
- Rowe, A. and Barclay, J.A.**, 2003, Ideal magnetocaloric effect for active magnetic regenerators, *Journal of Applied Physics*, 93 (3): 1672-1676pp.
- Rowe, A., Dikeos, J. and Tura, A.**, 2005, Experimental studies of near room temperature magnetic refrigeration. In: Proceedings of the First International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, Montreux, Switzerland, 27-30 September, International Institute of Refrigeration, Paris, 325-333pp.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Rowe, A. and Tura, A.**, 2006, Experimental investigation of a three material layered active magnetic regenerator, *International Journal of Refrigeration*, 29: 1286-1293pp.
- Rowe, A.**, 2011a. Thermodynamics of active magnetic regenerators: Part I. *Cryogenics*, 52:111–118pp.
- Rowe, A.**, 2011b, Thermodynamics of active magnetic regenerators: Part II. *Cryogenics*, 52: 119–128pp.
- Rowe, A.**, 2011c, Configuration and performance analysis of magnetic refrigerators, *International Journal of Refrigeration*, 34: 168-177pp.
- Russek, S.L. and Zimm, C.B.**, 2006, Potential for cost effective magnetocaloric air conditioning systems, *International Journal of Refrigeration*, 29: 1366–1373pp.
- Sari, O., Balli, M., Trottet, G., Bonhote, Ph., Egolf, P.W., Muller, C., Heitzler, J.C. and Bour S.**, 2009, Initial results of a test-bed magnetic refrigeration machine with practical running conditions. In: Proceedings of the Third International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, Des Moines, Iowa, USA, 11-15 May. International Institute of Refrigeration, Paris, 371-379pp.
- Sarlah, A. and Poredos, A.**, 2010, Dimensionless numerical model for simulation of active magnetic regenerator refrigerator, *International Journal of Refrigeration*, 33: 1061-1067pp.
- Sayyaadi, H. and Sabzaligol, T.**, 2009, Exergoeconomic optimization of a 1000 MW light water reactor power generation system, *International Journal of Energy Research*, 33: 378–395pp.
- Selbaş, R., Kizilkan, Ö. and Şencan, A.**, 2006, Thermoeconomic optimization of subcooled and superheated vapor compression refrigeration cycle, *Energy*, 31: 2108-2128pp.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Shir, F., Bennet, L.H., DellaTorre, E., Mavriplis, C. and Shull, R.D.**, 2005, Transient response in magnetocaloric regeneration. *IEEE Transactions on Magnetics*, 41 (6): 2129-2133pp.
- Steyert, WA.**, 1978, Magnetic refrigeration for use at room temperature and below. *Journal de Physique Colloque*, 39:1598p.
- Suganthi, L. and Samuel, A.A.**, 2012, Energy models for demand forecasting—A review, *Renewable and Sustainable Energy Review*, 16: 1223–1240pp.
- Tagliafico, L.A., Scarpa, F., Canepa, F. and Cirafici, S.**, 2006, Performance analysis of a room temperature rotary magnetic refrigerator for two different gadolinium compounds, *International Journal of Refrigeration*, 29 :1307-1317pp.
- Tagliafico, L.A., Scarpa, F., Tagliafico, G., Valsuani, F., Canepa, F., Cirafici, S., Napoletano, M. and Belfortini, C.**, 2009, Design and assembly of a linear reciprocating magnetic refrigerator. In: Proceedings of the Third International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, Des Moines, Iowa, USA, 11-15 May. International Institute of Refrigeration, Paris, 425-430pp.
- Tagliafico, G., Scarpa, F. and Tagliafico, L.A.**, 2012, A dimensionless description of active magnetic regenerators to compare their performance and to simplify their optimization, *International Journal of Refrigeration*, 36: 941-949pp.
- Tsatsaronis, G.**, 1987, A review of exergoeconomic methodologies, in Second Law Analysis of Thermal Systems, New York: American Society of Mechanical Engineers, 81–87pp.
- Tsatsaronis, G.**, 2007, Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics, *Energy*, 32: 249-253pp.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Tura, A and Rowe, A.,** 2009, Progress in the characterization and optimization of permanent magnet magnetic refrigerator, in 3rd International conference on magnetic refrigeration, Iowa.
- Tusek, J., Zupan, S., Sarlah, A., Prebil, I. and Poredos, A.,** 2009. Development of a rotary magnetic refrigerator. In: Proceedings of the Third International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, Des Moines, Iowa, USA, 11-15 May. International Institute of Refrigeration, Paris, 409-414pp.
- Vafai, K. and Sözen, M.,** 1990, Analysis of energy and momentum transport for fluid flow through a porous bed. *Journal of Heat transfer*, 112: 690-699pp.
- Vasile, C. and Muller, C.,** 2006, Innovative design of a magnetocaloric system, *International Journal of Refrigeration*, 29 (8): 1318-1326pp.
- Wang, K., Eisele, M., Hwang, Y. and Radermacher, R.,** 2010, Review of secondary loop refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration*, 33: 212–234pp.
- Warburg, E.** 1881, "Magnetische untersuchungen." *Ann.Phys (Leipzig)* 13: 141-164pp.
- Water/Glycol properties.** <http://detector-cooling.web.cern.ch/Detector-Cooling/data/Table%208-3-1.htm>.
- Wu, W.,** 2003, Room Temperature Magnetic Refrigerator using a 1.4 T Permanent Magnet Field Source Abstract K7.004, American Physical Society Conference Austin, TX.
- Yan, Z. and Chen, J.,** 1992, The effect of field-dependent heat capacity on the characteristics of the ferromagnetic Ericsson refrigeration cycle, *Journal of Applied Physics*, 72(1):1-5pp.



**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Yao, G.H., Gong, M.Q. and Wu, J.F.**, 2006, Experimental study on the performance of a room temperature magnetic refrigerator using permanent magnets, *International Journal of Refrigeration*, 29: 1267-1273pp.
- Yu, B.F., Gao, Q., Zhang, B., Meng, X.Z. and Chen, Z.**, 2003, Review on research of room temperature magnetic refrigeration, *International Journal of Refrigeration*, 26: 622–636pp.
- Yu, B., Liu, M., Egolf, P.W. and Kitanovski, A.**, 2010, A review of magnetic refrigerator and heat pump prototypes built before the year 2010, *International Journal of Refrigeration*, 33: 1029–1060pp.
- Zheng, Z.G., Yu, H.Y., Zhong, X.C., Zeng, D.C. and Liu, Z.W.**, 2009, Design and performance study of the active magnetic refrigerator for room-temperature application, *International Journal of Refrigeration*, 32: 78-86pp.
- Zimm, C., Jastrab, A., Sternberg, A., Pecharsky, V.K., Gschneidner, Jr. K.A., Osborne, M. and Anderson, I.**, 1998, Description and performance of a near-room temperature magnetic refrigerator, *Advances in Cryogenic Engineering*, 43:1759-1766pp.
- Zimm, C., Boeder, A., Chell, J., Sternberg, A., Fujita, A., Fujieda, S. and Fukamichi, K.**, 2006, Design and performance of a permanent magnet rotary refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 29(8): 1302-1306pp.
- Zimm, C., Auringer, J., Boeder, A., Chells, J., Russek, S. and Sternberg, A.**, 2007, Design and initial performance of a magnetic refrigerator with a rotating permanent magnet. In: Proceedings of the Second International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, Portoroz, Slovenia, 11-13 April. International Institute of Refrigeration, Paris, 341-347pp.

## ÖZGEÇMİŞ

Hadi Ganjehsarabi, 1979'da Tebriz'de doğdu. 2003 yılında Ibn Sina Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun olmuştur. 2009 yılında, Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Termodinamik Bilim Dalında yüksek lisansını tamamlamıştır. 2010 yılında Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Termodinamik Bilim Dalında doktora çalışmasına başlamıştır. Uluslararası hakemli dergilerde 4 makalesi, uluslararası kongre ve konferanslarda 5 bildirisi, bulunmaktadır.

## **EKLER**

## EK 1

### Glikol – Su Karışımın Termofiziksel Özelliklerin Hesaplanması

Glikol – Su Karışımın termofiziksel özelliklerinin hesaplanmasına "Properties of mixture Water/Glycol" tabloları referans alınarak MATLAB programının Eğri Uydurma aracını kullanılarak elde edilmesidir. Glikol – Su Karışımının özgül ısı kapasitesi, dinamik viskozite ve entalpisi sıcaklığa bağlı olup, aşağıdaki eşitliklerde sıcaklığa bağlı denklemleri çıkarılmıştır.

$$T_r = T_f / 273.15$$

$$\left[ \begin{array}{l} c_f = A \cdot B \cdot T_r + C \cdot T_r^2 - D \cdot T_r^3 \\ A = 7526.83 \\ B = 7522.49 \\ C = 5491.2 \\ D = 1288.18 \end{array} \right]$$

$$\left[ \begin{array}{l} \mu_f = A \cdot B \cdot T_r + C \cdot T_r^2 - D \cdot T_r^3 + E \cdot T_r^4 - F \cdot T_r^5 \\ A = 1.803302 \\ B = 7.216117 \\ C = 11.58833 \\ D = 9.32406 \\ E = 3.756011 \\ F = 0.605683 \end{array} \right]$$

$$\left( \begin{array}{l} h_j = -(T_r - 1) \cdot (A \cdot T_r^3 - B \cdot T_r^2 + C \cdot T_r - D) / E \\ A = 8852305554178048 \\ B = 41461346532851712 \\ C = 61926968777506813 \\ D = 144968958854823937 \\ E = 27487790694400 \end{array} \right)$$