



**Bu bir MMO
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

AKTİF MANYETİK REJENERASYONLU BUZDOLABI VE TİCARİ BUZDOLABLARININ KARŞILAŞTIRMASI

HADİ GANJEHSARABI
ERZİNCAN ÜNİVERSİTESİ

ALİ GUNGOR
EGE ÜNİVERSİTESİ

AKTİF MANYETİK REJENERASYONLU BUZDOLABI VE TİCARİ BUZDOLABLARININ KARŞILAŞTIRMASI

Hadi GANJEHSARABI
Ali GUNGOR

ÖZET

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 metotla çözümlenerek sıcaklık dağılımı belirlenmiş ve bu sistemlerin performansı değerlendirilmesi yapılmıştır. Daha sonra elde edilen sonuçları, buhar sıkıştırılmalı çevrimle karşılaştırılması yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Manyetik soğutma, Manyetokalorik etki, Manyetokalorik malzeme, Gadolinyum.

ABSTRACT

Active magnetic regenerative (AMR) refrigeration systems are an emerging and promising alternative to vapor compression refrigeration systems due to being an environmentally benign technology. In this study, the governing equations of AMR system which is solved numerically in order to obtain sufficient data for the system performance analysis. Furthermore, the results are compared with a traditional refrigeration system in the literature for the same cooling capacity and temperature span.

Key Words: Magnetic refrigeration, MCE, magnetocaloric materia, Gd.

1. GİRİŞ

Oda sıcaklığında manyetik soğutma ilk olarak Brown [1] tarafından yayınlanmıştır. Brown, 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 ısı transfer akışkanı olarak %80 su ile %20 etil alkol çözeltisi kullanılmıştır. Cihaz, 7 T manyetik alanında bir süper iletken mıknatıs kullanılarak üretilmiştir. Sıcak hava rezervi sıcaklığı, TH, 319 K, soğuk hava rezervi sıcaklığı ise, TC, 272 K'dir. 50 döngüden sonra elde edilen maksimum sıcaklık aralığı 47 K'dir. Daha sonra Brown [2] aynı cihazı kullanarak, 80 K sıcaklık aralığı (248 K-328 K) elde etmiştir. Bu AMR çevrimi, Brayton benzeri bir döngüdür ve daha sonra Barclay ve Steyert [3] ile Barclay [4] tarafından geliştirilmiştir. Barclay ve Steyert [3] ile Barclay [5] aynı anda hem ısı rejeneratörü hem de soğutma aracı olarak kullanılabilen özel manyetik malzeme yatağı ile adyabatik sıcaklık değişiminden, (ΔT_{ad}), çok daha büyük bir sıcaklık aralığı elde etmenin mümkün olduğunu göstermiştir. Zimm vd. [6]'nin daimi mıknatıslar kullanarak tasarladığı cihaz, dünyanın ilk oda sıcaklığında çalışan gerçek 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. Gschneider vd. [7], Austronautics laboratuvar prototipinde Gd küreler ile 1500 saat çalışmış ve hiçbir korozyon belirtisi olmadığını belirtmiştir. Bu durumun, Engelbrecht tarafından ısı transfer akışkanı olarak önerilen, NaOH ilavesiyle, ya da glikol içinde mevcut olan ürünlerden kaynaklandığı düşünülmektedir [8].

Bu çalışmada aşağıda belirtildiği biçimde altı ana konuyu içermektedir:

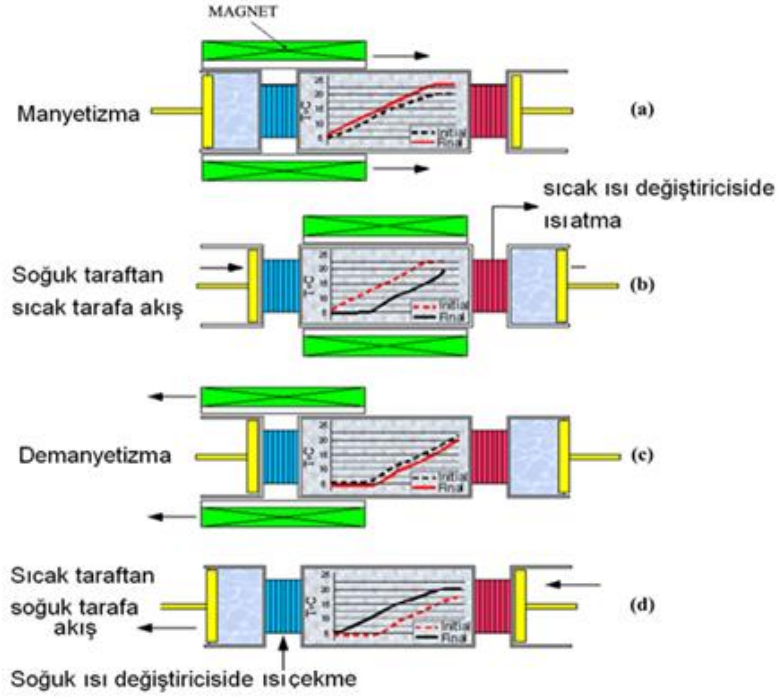
- Kaskat AMR sisteminin bir boyutlu sayısal model kullanılarak analiz edilmesi
- AMR sistemindeki COP değerinin ve ekserji veriminin seçilen tasarım parametreleri ile değişen etkilerini değerlendirmek için parametrik çalışmalar yapılması
- Buhar sıkıştırılmalı ve aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma çevrimlerinde kaynak sıcaklığının etkisinin incelenmesi

2. AKTİF MANYETİK REJENERASYONLU ÇEVİRİMİ

Karşıt pistonlu AMR soğutma çevrimi Şekil 1'de şematik olarak gösterilmiştir. Manyetizma sürecinde (a. durumu), manyetik alan şiddeti artırılır, bunun sonucunda manyetokalorik maddenin sıcaklığı artar. Manyetokalorik malzemenin sıcaklığı, kaynak sıcaklığının üstüne çıkar.

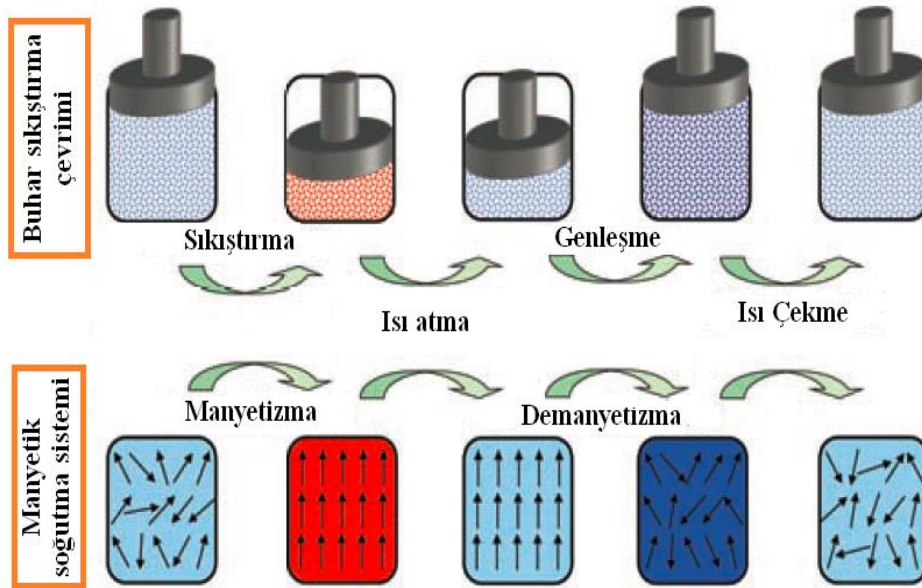
Isı atma süresinde (b.durumu), çalışma akışkanı soğuk ısı değiştiriciden sıcak ısı değiştiriciye doğru rejeneratör yatağı boyunca itilir ve bunun sonucunda manyetokalorik maddenin sıcaklığı düşer. Bu süreçte kaynak sıcaklığının üzerine çıkan çalışma akışkanı, ısı değiştiricide ısını rezervuar sıcaklığına 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 soğuk rezervuar sıcaklığına ulaşana kadar çevreden ısı alır ve çevreyi soğutur bu da soğutma yükünü oluşturur. Tekrar başlangıç şartlarına gelen rejeneratör yatak ve çalışma akışkanı bu çevrimi tekrarlayarak çalışmasını sürdürür.



Şekil 1. Aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma çevrimi [9].

Geleneksel buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ile AMR soğutma çevrimi ve arasındaki benzerlik Şekil 2'de verilmiştir.



Şekil 2. Aktif Geleneksel buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ile AMR soğutma çevrimi arasındaki benzerlik [10].

Şekil 2'de 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 genleşme prosesine karşılık gelmektedir. Böylece, sıcaklık, başlangıç sıcaklığın altındaki değere ulaşır. Son olarak, bir miktar ısı yükü emilir ve çevrim yeniden başlar.

3. TEMEL YÖNETİCİ DENKLEMLER

Çalışma akışkanı ve manyetokalorik malzeme için, gözenekli ortam boyunca makroskopik ölçekte, akış ve ısı transferine ait yönetici denklemler aşağıda verilmektedir. Kartezyen koordinat sisteminde gösterilen, uzunluğu Δx , yüksekliği Δy olan diferansiyel düzeyde bir eleman içinde hareket eden çalışma akışkanının enerji akımları verilmektedir.

Çalışma akışkanı için, küçük bir Δt zaman aralığında, bu elemanın sınırları içindeki enerji dengesi aşağıdaki şekilde ifade edilebilir. Çalışma akışkanının enerji dengesi, aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\varepsilon \rho_f c_f A_c \frac{\partial T_f}{\partial t} + \rho_f c_f u A_c \frac{\partial T_f}{\partial x} = k_f A_c \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \bar{h} a_{sf} A_c (T_s - T_f) \quad (1)$$

burada A_c , diferansiyel elemanın akışa dik yüzey kesit alanıdır. h ise taşınım katsayısı ve özgül yüzey alanı (a_{sf}) dir. Küre çaplarının tek biçimli olduğunu kabul ederek, özgül yüzey alanı (a_{sf}) aşağıdaki formülden hesaplanır:

$$a_{sf} = 6 \frac{1 - \varepsilon}{d_p} \quad (2)$$

Isı transfer katsayısı, \bar{h} ; Roshenow vd. [11] tarafından önerilen bir korelasyon kullanılarak elde edilebilir.

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

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

$$Re_p = \frac{\rho_f u d_p}{\mu_f} \quad (4)$$

$$Pr_f = \frac{\mu_f c_f}{k_f} \quad (5)$$

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

$$Nu = \frac{\bar{h} d_h}{k_f} \quad (6)$$

burada d_h aşağıdaki bağıntıdan hesaplanabilir:

$$d_h = \frac{2}{3} \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} d_p \quad (7)$$

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.

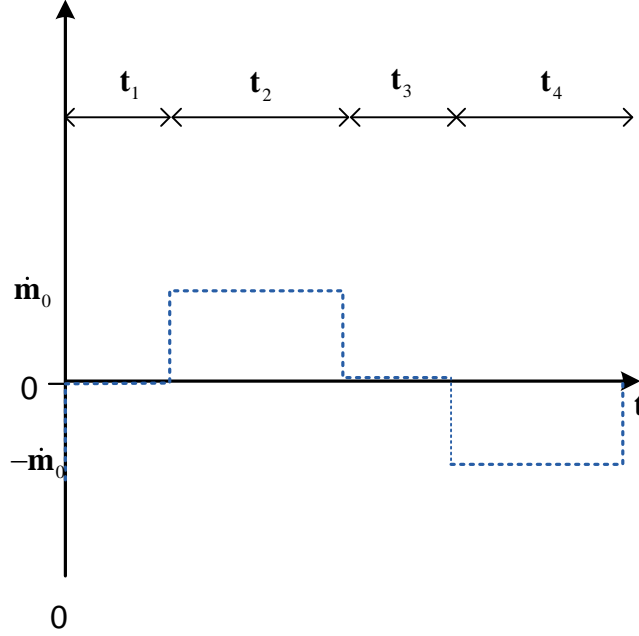
Manyetokalorik malzemenin enerji dengesi aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$(1 - \varepsilon) \rho_s c_s A_c \frac{\partial T_s}{\partial t} = k_s A_c \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + (1 - \varepsilon) A_c \mu_0 H \frac{\partial M}{\partial t} + \bar{h} A_c a_{sf} (T_f - T_s) \quad (8)$$

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. ISI DEĞİŞTİRİCİLERDEKİ ISI TRANSFER HESAPLAMALARI

Isı değıştircilerdeki çalışma akışkanının yönü zamana göre değişmektedir. Kaskat AMR sistemindeki çalışma akışkanının profili Şekil 3'te verilmiştir.



Şekil 3. 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 değıştirciler ideal olarak kabul edilmiştir. Isı atma sırasında, çalışma akışkanı soğuk uçtan sıcak uca akarken, ısı çekme sürecinde sıcak uçtan soğuk uca akmaktadır. Sıcak ısı değıştircide, atılan ısı aşağıdaki ifade yardımıyla hesaplanabilir:

$$\dot{Q}_H = \int_{t_1}^{t_1+t_2} \dot{m}(t) c_f (T_{fn}(t, L) - T_H) dt \quad (9)$$

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

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

$$\dot{Q}_C = \int_{t_1+t_2+t_3}^{t_1+t_2+t_3+t_4} \dot{m}(t) c_f (T_C - T_{fi}(t, 0)) dt \quad (10)$$

burada \dot{Q}_C , soğuk ısı değıştirciden elde edilen soğutma yüküdür. Pompanın işi, rejeneratör içinde basınç düşümü yardımıyla belirlenecektir. Bu basınç düşümü, gözenekli yataklar için geçerli olan Ergün korelasyonu (Kaviany, 1995) yardımıyla hesaplanabilir:

$$\frac{dP}{dx} = 180 \left(\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \right)^2 \frac{\mu_f}{d_p} u + 1.8 \left(\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \right) \frac{\rho_f}{d_p} u^2 \quad (11)$$

burada ε porozite ve μ çalışma akışkanının viskozitesidir. Rejeneratör boyunca çalışma akışkanını hareket ettirmek için gerekli olan güç aşağıdaki eşitlikle ifade edilebilir:

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{m}(t)(\Delta P_{t_2} + \Delta P_{t_4})}{\eta_p \rho_f} (t_2 + t_4) \quad (12)$$

burada ΔP_{t_2} ve ΔP_{t_4} sırasıyla ısı atma sürecindeki basınç düşüşü ve ısı çekme sürecindeki basınç düşüşünü ifade etmektedir. η_p pompanın mekanik ve elektriksel verimi olarak tanımlanmıştır. Soğutma sistemin performans katsayısı (COP) aşağıda verilen bağıntı ile hesaplanmaktadır:

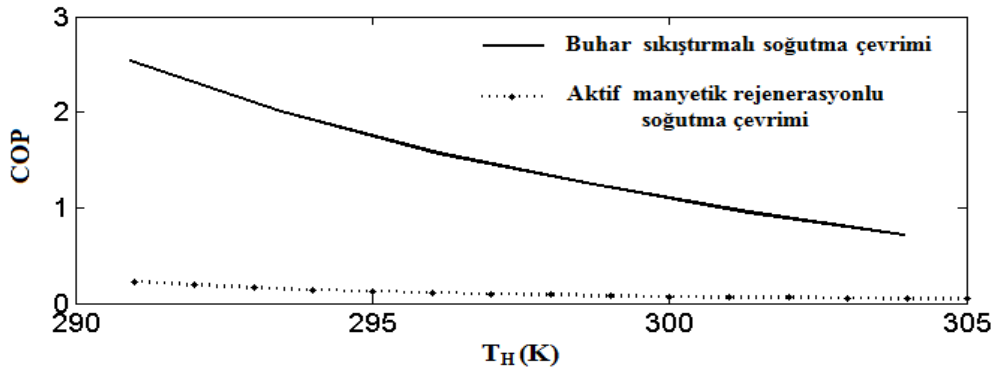
$$COP = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}_p + \dot{W}_M} \quad (13)$$

Ekserji verimi aşağıdaki bağıntılardan hesaplanabilir:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}_p + \dot{W}_M} \left[\frac{T_H}{T_C} - 1 \right] \quad (14)$$

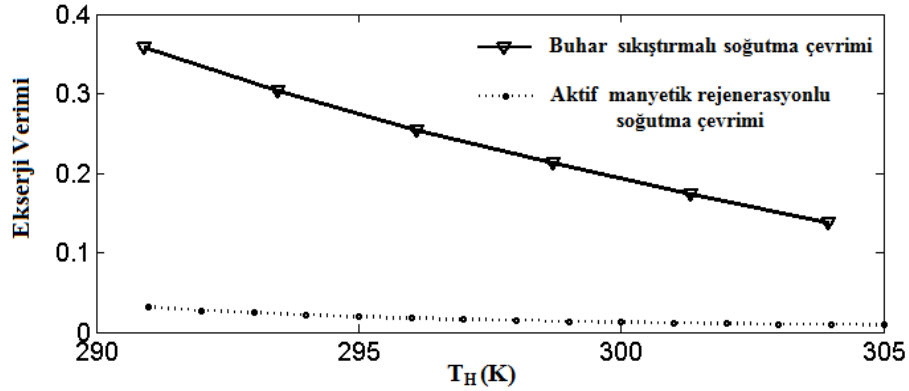
5. BULGULAR ve TARTIŞMA

Buhar sıkıştırımlı çevrimin COP değerleri Hepbaslı [12] kaynağından faydalanarak hesaplanmıştır. Bu kaynakta bir ticari buzdolabı için genel veriler sunulmuştur. Soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmıştır. Bu çalışmada, Hepbaslı [12] 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 sıkıştırımlı ve aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma çevrimlerine ait COP değerleri Şekil 3'te kaynak sıcaklığına bağlı olarak karşılaştırılmıştır. Şekilde görüldüğü gibi, kaynak sıcaklığı, T_H , arttıkça buhar sıkıştırımlı 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 sıkıştırımlı çevrimlerin COP değerleri AMR sistemlerinden oldukça yüksektir. Bunun nedeni AMR sistemlerinde manyetik için sıkıştırımlı kompresörlerden oldukça yüksek olmasıdır.



Şekil 3. Buhar sıkıştırımlı ve aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma çevrimlerinin COP değeri kaynak sıcaklığı ile değişimi.

Şekil 4'te ise buhar sıkıştırımlı ve aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma çevrimlerinin ekserji verimleri kaynak sıcaklığına bağlı olarak karşılaştırılmaktadır. Şekilde görüldüğü gibi, kaynak sıcaklığı arttıkça buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin ekserji verimi azalmaktadır. Ayrıca aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma çevriminin ekserji verimi kaynak sıcaklığı arttıkça azalmaktadır. Bu azalmanın nedeni, kaynak sıcaklığının artışı ile soğutma yükünde meydana gelen azalmadır.



Şekil 4. Buhar sıkıştırımlı ve aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma çevrimlerin ekserji verimi kaynak 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.

Tablo 1’de, buzdolabı olarak çalışan bir AMR soğutma çevrimi ile buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi kullanan ticari bir buzdolabının kaynak sıcaklığı, kuyu sıcaklığı, çalışma akışkanının 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 karşılaştırılmıştır.

Karşılaştıran iki sistemin kaynak ve kuyu sıcaklıkları eşittir. Sistem çift kademeli olup ve her kademede farklı manyetokalorik malzeme ($Gd_{0.85}Dy_{0.15}$ ve $Gd_{0.94}Dy_{0.06}$) 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.’ tır. 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.

Tablo 1. Kaskat AMR buzdolabı ve ticari buzdolabının karşılaştırması

Özellik	Kaskat AMR buzdolabı	Ticari buzdolabı
Kaynak sıcaklığı, T_H	293 K	293 K
Düşük sıcaklığı, T_L	255 K	255 K
Birinci kademenin manyetokalorik malzemesi	$Gd_{0.85} Dy_{0.15}$	-
İkinci kademenin manyetokalorik malzemesi	$Gd_{0.94} Dy_{0.06}$	-
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 kütlesi	156 gr	-
İkinci kademenin manyetokalorik Malzemenin kütlesi	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

SONUÇ

Aktif manyetik rejenerasyonlu soğutma sistemleri ozon tabakasına zarar vermeyen akışkanlar kullanmadıkları çevreye duyarlı sistemler olarak geleneksel genleşmeli-sıkıştırılmalı soğutma sistemlerine alternatif sistemlerdir. AMR soğutma sistemlerinin sayısal metotla sıcaklık dağılımı belirlendikten sonra, bu sistemlerin performansını değerlendirmek için, enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Daha sonra elde edilen sonuçları, buhar sıkıştırılmalı çevrimle karşılaştırılması yapılmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] Brown, G.V., "Magnetic heat pumping near room temperature", Journal of Applied Physics, 47:3673-3680, 1976.
- [2] Brown, G.V., "Practical and efficient magnetic heat pump" .*NASA Tech*, 3: 190–191, 1978.
- [3] Barclay, J.A., Steyert, W.A., Active magnetic regenerator. U.S. Patent 4:332,135, 1982.
- [4] Barclay, J.A., Wheel-type magnetic refrigerator. U.S. Patent No. 4:408,463, 1983.
- [5] Barclay, J.A., "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-82-1792; 1983.
- [6] Zimm, C., Boeder, A., Chell, J., Sternberg, A., Fujita, A., Fujieda, S., Fukamichi, K., "Design and performance of a permanent magnet rotary refrigerator". International Journal of Refrigeration, 29(8): 1302-1306, 2006
- [7] Gschneidner, K., Pecharsky, V., and Tsokol, A.O., "Recent developments in magnetocaloric materials", Institute of Physics Publishing, 68: 1479-1539, 2005.
- [8] Engelbrecht, K., A Numerical Model of an Active Magnetic Regenerator Refrigerator with Experimental Validation, Wisconsin-Madison: University of Wisconsin-Madison, 2008.
- [9] Russek, S.L., Zimm, C.B., "Potential for cost effective magnetocaloric air conditioning systems", International Journal of Refrigeration, 29: 1366–1373, 2006.
- [10] Nielsen, K.K., "Numerical modeling and analysis of the active magnetic regenerator", PhD Thesis, Denmark Technical University, 2010.
- [11] Rohsenow W.M., Hartnett J.P., Ganic ENI, Handbook of Heat Transfer, vol. 6. McGraw-Hill: New York, NY, 10–11; 1985.
- [12] Hepbasli, A., Thermoeconomic analysis of household refrigerator, International Journal of Energy Research, 31:947–959, 2007.

ÖZGEÇMİŞ

Hadi GANJEHSARABI

1979 yılı Tebriz doğumludur. 2003 yılında Bu Ali Sina Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünü bitirmiştir. Ege Üniversitesinden 2009 yılında Yüksek Mühendis ve Ege Üniversitesinden 2014 yılında Doktor unvanını almıştır. 2014 yılından beri Erzincan Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Bölümü Enerji Anabilim Dalı'nda Öğt. Gör. Dr. Olarak görev yapmaktadır. Talaşlı İmalat, Klasik ve CNC Tezgahlar, Polimer Beton konularında çalışmaktadır. Çalışma konuları; manyetik soğutma, kurutma tekniği, soğutma teknolojileri, ısı pompaları, absorpsiyonlu soğutma, jeotermal santral, termodinamik, ısı ve madde transferi uygulamalarıdır.

Ali GÜNGÖR

1955 yılı Elazığ doğumludur. Ege Üniversitesi, Mühendislik Bilimleri Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 1977 yılında mühendis, 1979 yılında yüksek mühendis, aynı üniversitenin Güneş Enerjisi Enstitüsü'nden 1985 yılında doktor mühendis derecelerini aldı. 1986 yılında Kanada'da "Brace



Research Institute”de altı ay araştırmalarda bulundu. 1989 yılında Isı ve Madde Transferi Bilim Dalı’nda doçent oldu. 1996 yılında Ege Üniversitesi’nde profesör oldu. 1978 yılından itibaren değişik üniversite içi kurumlarda, Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü’nde, Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü’nde ve Ege Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü’nde çalıştı. Ege Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü’nde 1997-2012 yılları arasında bölüm başkanlığı görevinde bulundu. Halen aynı bölümde Termodinamik Anabilim Dalı başkanıdır. Çalışma konuları; iklimlendirme, güneş enerjisi ısı uygulamaları, kurutma tekniği, ısı boruları, soğutma teknolojileri, ısı pompaları, absorpsiyonlu ve adsorpsiyonlu soğutma, termodinamik, ısı ve madde transferi uygulamalarıdır.

