

## Thermodynamic Analysis of Cooling with Vertical Type Ground Source Heat Pump: Mardin Case Study

Fatih Unal (Corresponding author)  
Mardin Artuklu University, Mardin Vocational School  
47100, Mardin, Turkey  
funal81@hotmail.com

Galip Temir  
Yildiz Technical University, Faculty of Mechanical Engineering  
34100, Istanbul, Turkey  
galip@yildiz.edu.tr

### Abstract

In this study, for experimental area with a ground area of 120 m<sup>2</sup> determined in district Midyat of province Mardin in the hot climate zone of Turkey, analysis of energy and exergy are applied to the system by investigating the results of experimental studies for the cooling season of vertical type ground source heat pump integrated with fan coil system. Instant data records were taken in the cooling process (01.07.2013 / 31.10.2013) for the 11 node points determined in the installed system. In the analysis of experimental data through immediate data recording, the COP value of the system was 3.70, the energy loss was 3,125 kW, the loss of exergy was 3,698 kW, the energy efficiency was 83.88% and the second law efficiency was 21.31%. In the cooling season, the element that works with the least energy efficiency in the system and the loss of highest exergy is designated as compressor. In this context, it has been determined that priority should be given to compressor for improvement studies to be considered. As a result, it has been determined that the use of vertical type ground source heat pump system for cooling purposes is suitable for Mardin Province.

**Keywords:** Vertical Type Ground Source Heat Pump, Energy Analysis, Exergy Analysis, Thermodynamic Analysis

## Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası ile Soğutmanın Termodinamik Analizi: Mardin Durum Çalışması

### Özet

Bu çalışmada Türkiye'nin sıcak iklim kuşağında bulunan Mardin ili Midyat ilçesinde belirlenen 120 m<sup>2</sup> taban alanına sahip deney alanı için fan coil sistemiyle entegre çalışan dikey tip toprak kaynaklı ısı pompasının soğutma sezonu için yapılan deneysel çalışmaların sonuçları incelenerek sisteme ve sistem elemanlarına enerji ve ekserji analizi uygulanmıştır. Kurulan sistemde belirlenen 11 düğüm noktası için soğutma sürecinde (01.07.2013 / 31.10.2013 ) anlık veri kayıtları alınmıştır. Elde edilen deneysel verilerle yapılan analizlerde sistemin COP değeri 3,70, enerji kaybı 3,125 kW, ekserji kaybı 3,698 kW, enerji verimliliği %83.88 ve ikinci yasa verimliliği %21.31 olarak bulunmuştur. Soğutma sürecinde, sistemde en az enerji verimliliği ile çalışan ve fazla ekserji kaybı olan eleman kompresör olarak belirlenmiştir. Bu bağlamda yapılması düşünülecek iyileştirme çalışmaları için kompresöre öncelik verilmesi gerektiği tespit edilmiştir. Sonuç olarak, soğutma amaçlı kullanımı incelenen dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin Mardin İli için kullanımının uygun olduğu belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası, Enerji Analizi, Ekserji Analizi, Termodinamik Analiz

## 1. Giriş

Günümüzde enerji kaynaklarının giderek azalması ve enerji fiyatlarının artmasından dolayı enerjinin daha da verimli kullanılması zorunluluk haline gelmiştir. Enerjinin doğru ve ekonomik kullanılmasının önemli bir aracı da enerji verimliliğinin sağlanmasıdır[1]. Gerek dünyada gerekse ülkemizde enerji tüketiminin önemli bir kısmı konut ısıtma ve soğutmasından kaynaklanmaktadır. Ülkemizde enerjiyi verimli kullanma adına çeşitli uygulamalar yapılmaktadır. Isı pompaları yüksek kullanım verimlerinden dolayı, klasik ısıtma ve soğutma sistemlerine kıyasla birçok uygulamada tercih edilmekte ve yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bunlardan birisi olan toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri, genellikle ticari ve konutsal binaların ısıtılması ve soğutulmasında kullanılmaktadır. Yapılmış olan çalışmalarda harcanan enerjinin ısı pompaları yardımıyla daha az tüketilebileceği tespit edilmiştir.[2]

Literatürde ısı pompalarının performans analizlerine yönelik birçok çalışma mevcuttur. Kıncaç ve Temir[3], İstanbul Hadımköy’de bir villanın ısı kaybı ve ısı kazancı değerlerini belirleyerek hem ısıtma hem de soğutma sezonu için dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası sistemi için boyutlandırma hesapları yapmışlardır. Hepbaşlı ve arkadaşları[4], Ege Üniversitesi(Izmir)’de 65 m<sup>2</sup>’lik bir odada 50 m derinliğe sahip kapalı tip toprak kaynaklı ısı pompasının ısıtma ve soğutma performansları için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Nagano ve arkadaşları[5], Sapporo(Japonya)’da toprak kaynaklı ısı pompasının tasarımının geliştirilmesi ve tahmini performans düzenini belirlemeye yönelik çalışma yapmışlardır. Toprak kaynaklı ısı pompası ile boyler sisteminin CO<sub>2</sub> emisyon verilerini karşılaştırmışlar. Bunun yanında toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin belirtilen bölgede 9-14 yıl içinde geri ödemesini tamamlayacağını saptamışlardır. Niğdelioğlu[6], Kütahya İl’inde soğutma amaçlı kullanılan bir YTKIP sisteminin performansına etki eden parametreleri ve sistemin performansını incelemiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda, sistemin COP değerini 3,41 olarak bulmuş ve sistemin kullanılabilirliğinin makul olduğunu söylemiştir. Özgener ve Hepbaşlı[7], toprak kaynaklı (jeotermal) ısı pompasının modellenmesi ve performans değerlendirmesi üzerine çalışmışlardır. Çalışmada yatay ve dikey tipli toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin performans analizi yapılmış ve analiz değerleri birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Hepbaşlı ve Balta[8], Niğde’de jeotermal kaynağın yakınında kurulan ve düşük dereceli jeotermal kaynağın atığından yararlanarak bir ısı pompası sisteminin enerji ve ekserji analizi metodunu kullanarak modellenmesi ve performans değerlendirilmesi üzerine çalışma yapmışlardır. Kılıç[9], yaptığı çalışmasında Adana’da bulunan 280 m<sup>2</sup> iki katlı bir villa için iki farklı yöntem kullanarak yer kaynaklı ısı pompası sistemi tasarlamış ve bu sistemle hem ısıtma hem de soğutma işlemini gerçekleştirmiştir. Esen[10], Elazığ’da ısıtılacak ve soğutulacak bir köy evinin bahçesinde 30 m, 60 m ve 90 m olarak üç farklı derinlikte sondaj kuyularına sahip bir DTKIP sistemini YSA ve UBSA yöntemlerini kullanarak sistemlerin performans karşılaştırmasını yapmıştır. Soğutma ve ısıtma deneyleri sonucuna göre, en yüksek sistem performansını 90 m derinlikteki ısı değiştiricili sistem için elde etmiştir. Karabacak ve arkadaşları[11], Denizli’de soğutma sezonu için 225 m uzunluğundaki boruyu 110 m derinliğe u tüp modeli ile yerleştirerek toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin soğutma performansı için deneysel araştırma yapmışlardır. Yapılan çalışmada toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performansı 3,1–4,8 ve 2,1–3,1 olarak elde edilmiştir. Zhai ve Yang[12], Shanghai’de bir arşiv binasında 500 kW soğutma kapasitesine sahip toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin uygulama deneyini yapmışlardır. Yapılan çalışmalar neticesinde kurulacak ısı pompası sisteminin geri ödeme süresini iki yıl olarak belirlemişlerdir. Akbulut ve arkadaşları[4], çalışmalarında Termodinamiğin 1. ve 2. Yasalarını kullanarak Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi’nde kullanılan DTKIP ve duvardan soğutma sistemine ait soğutma sezonu için enerji ve ekserji analizi yapmışlardır.

Bu çalışmada, diğer çalışmalardan farklı olarak Türkiye’nin sıcak iklim kuşağında yer alan, ısıtma ve soğutma uygulamalarının tamamına yakını birincil enerji kaynaklarından(kömür, fuel oil, elektrik vb.) sağlayan Mardin İl’inde fan coil sistemiyle entegre çalışan dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası sistemi kurulmuştur. Kurulan dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin soğutma sezonu boyunca yapılan deneysel çalışmada elde edilen verilerle sistem ve elemanlarına enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara bağlı olarak incelenen sistemin Mardin İli için kullanılabilirliği değerlendirilmiştir.

## 2. Materyal ve Metot

Bu çalışmada; Mardin ili Midyat ilçesinde belirlenen deney alanı için kullanılan dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin soğutma sezonu için yapılan deneysel çalışmaların sonuçları incelenerek sisteme enerji ve ekserji analizi uygulanmıştır. Deney tesisatı toplam dokuz adet alt üniteyi

içeren üç devreden oluşmuş olup, deney odası 15x8 ölçülerinde 120 m<sup>2</sup> taban alanına sahip bir bölmedir(Şekil 1). Deney tesisatı, belirlenen mahalin soğutma ihtiyacını karşılamak için kullanılmakta olan gerçek bir sistemdir. Ayrıca sisteme yerleştirilen sensörler (Oem basınç transmitteri (0-40 bar), PT-100 termokupl, GT-TD-20 pvc türbin tip debimetre) ve dataloggerlar (2 adet 16 kanallı Kehao DT200-B) vasıtasıyla saniye-dakika bazında veri toplama ve değerlendirme yapılmıştır. Elektrik ölçümleri ise sisteme bağlanan sayaç ile takip edilmiştir.



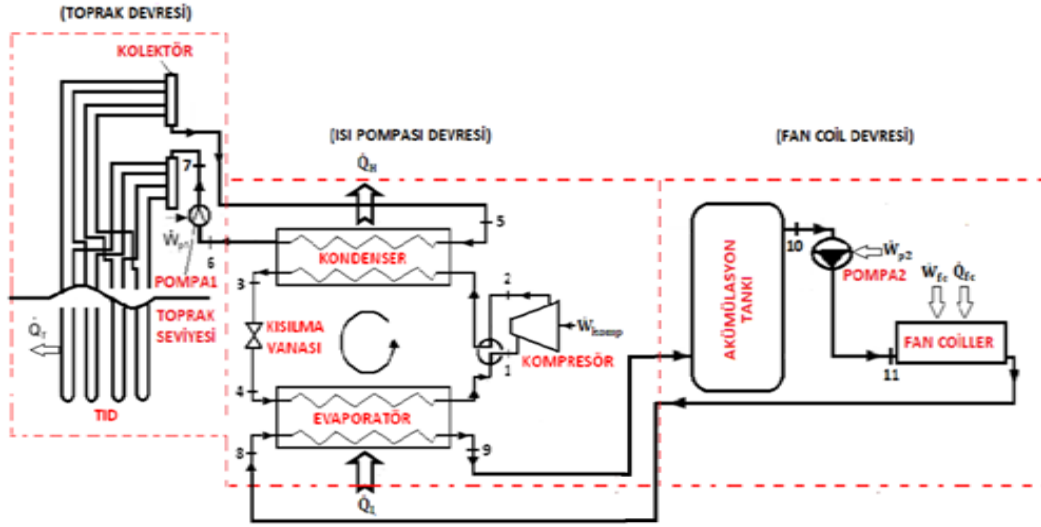
Şekil 1. Deney tesisatı ve deney odası

Bu çalışmada kullanılan teorik ve deneysel kabuller aşağıda sunulmuştur.

- İncelenen sistem gerçek sistemdir.
- Sistem sürekli akışlı açık sistem modeline uymaktadır.
- Malzemeler homojen olup standart özellikleri literatürden alınmıştır.
- Cihazlara ait ölçülmeyen özellikler katalog değerlerinden alınmıştır.
- Toprakaltı Isı Değiştiricisi tamamen toprak tarafından çevrili olduğundan ısı kaybı ihmal edilmiştir ( $\dot{Q}_{kayıp,TID} = 0$ ).
- Pompalar kayıplı olarak çalışmaktadır ( $\dot{E}_{kayıp,p1}$  ve  $\dot{E}_{kayıp,p2} \neq 0$ ).
- I. Isı eşanjörü, evaporatör olarak görev yapmaktadır. İzole edilmiş olup kayıplar çok düşük olduğu için ihmal edilmiştir ( $\dot{Q}_{kayıp,eşanjör,I} = 0$ ).
- II. Isı eşanjörü, kondenser olarak görev yapmaktadır. İzole edilmiş olmasına rağmen ısı kaybı mevcuttur. ( $\dot{Q}_{kayıp,eşanjör,II} \neq 0$ ).
- Kompresör kayıplı olarak çalışmaktadır ( $\dot{Q}_{kayıp,komp} \neq 0$ ).
- Kısılma vanasında entalpi kaybı yoktur ( $h_3 = h_4$ ).
- Akümülyasyon Tankı izole edilmiş olmasına rağmen ısı kaybı mevcuttur( $\dot{Q}_{kayıp,AT} \neq 0$ ).
- Sistem elemanlarının enerji verimlilikleri toplanan verilere bağlı olarak hesaplanabilmektedir.
- Toprakaltı ve Fan coil sisteminde ısı taşıyıcı akışkan olarak su, ısı pompası devresinde ise soğutucu akışkan olarak R407C kullanılmıştır. Suyun termodinamik özellikleri termodinamik tabloları ve EES paket programından, R407C'nin özellikleri ise Solkane ve Coolpack paket programlarından alınmıştır.
- Suyun özgül ısınma ısısı 4.186 kJ/kg olarak alınmıştır
- Ekserji analizinde çevre referans değerleri,  $T_0 = 0.01^\circ\text{C}$  ve  $P_0 = 1$  bar olarak alınmıştır.

Deney için kullanılan mahalin soğutma ihtiyacının karşılanması için DTKIP kullanılmıştır. Sistem temel olarak 3 devreden oluşmaktadır. Bunlar toprakaltı devresi, ısı pompası devresi ve fan coil devresidir. Soğutma sürecine ait sistemin genel şeması Şekil 2'de verilmektedir. Bu süreçte fan coil ile mahalden çekilen ısı ( $\dot{Q}_{fc}$ ), ısı pompasının evaporatörüne aktarılır. Bu evaporatörden çekilen ısı( $\dot{Q}_L$ ), ısı transfer akışkanını gaz haline getirir. Gaz halindeki ısı transfer akışkanının sıcaklığı ve basıncı kompresörde sıkıştırma işlemiyle yükseltilir ve akışkan ısı pompasının kondenserine taşınır.

Burada yoğuşma gerçekleşirken ortaya çıkan ısı ( $\dot{Q}_H$ ) toprakaltı devresine iletilir. Daha sonra soğutucu akışkan kısılma vanasından geçer ve çevrim devam eder.



Şekil 2. Soğutma sezonunda genel sistem şeması

## 2.1. Analizler

Sistem ve sistem elemanlarına uygulanan termodinamik analiz için kullanılan eşitlikler belirtilen referanstan alınmıştır[2]. Tablo 1'de soğutma sürecinde ölçülen debi ve sıcaklık değerlerinin ortalamaları, soğutucu akışkan R407C için Solkane ve Coolpack, su için termodinamik tablolar ve EES programından alınan entalpi ve entropi değerleri termodinamik eşitliklere uygun olarak hesaplanan birim zamanda enerji ve ekserji değerleri verilmiştir.

Tablo 1. Soğutma Sürecinde Düğüm Noktalarına Ait Belirlenen Değerler

Düğüm No	Faz	Debi $\dot{m}$ (kg/s)	Sıcaklık $T$ (°C)	Entalpi $h$ (kJ/kg)	Entropi $s$ (kJ/kgK)	Enerji $\dot{E}$ (kW)	Ekserji $\dot{E}_x$ (kW)
1	Sıvı	0,09767	9,2	419,22	1,7911	40,945	4,2837
2	Gaz	0,09767	50,4	448,04	1,8267	43,760	6,1488
3	Sıvı	0,09767	30,2	244,77	1,1517	23,907	4,3034
4	Sıvı	0,09767	0,7	244,77	1,1557	23,907	4,1967
5	Sıvı	0,864	21,2	88,888	0,314	76,799	2,7293
6	Sıvı	0,864	25,8	108,125	0,379	93,420	4,0100
7	Sıvı	0,864	25,7	107,703	0,377	93,055	4,1173
8	Sıvı	0,542	15,1	63,362	0,226	34,342	0,9052
9	Sıvı	0,542	7,6	31,924	0,115	17,303	0,2990
10	Sıvı	0,542	7,9	33,189	0,120	17,988	0,2444
11	Sıvı	0,542	7,8	32,767	0,118	17,760	0,3118

$$*\dot{W}_{komp}=3,519 \text{ kW}; \dot{W}_{p1} = 0,176 \text{ kW}; \dot{W}_{p2} = 0,090 \text{ kW}; \dot{W}_{fc} = 0,300 \text{ kW}; \dot{Q}_T = 16,256 \text{ kW};$$

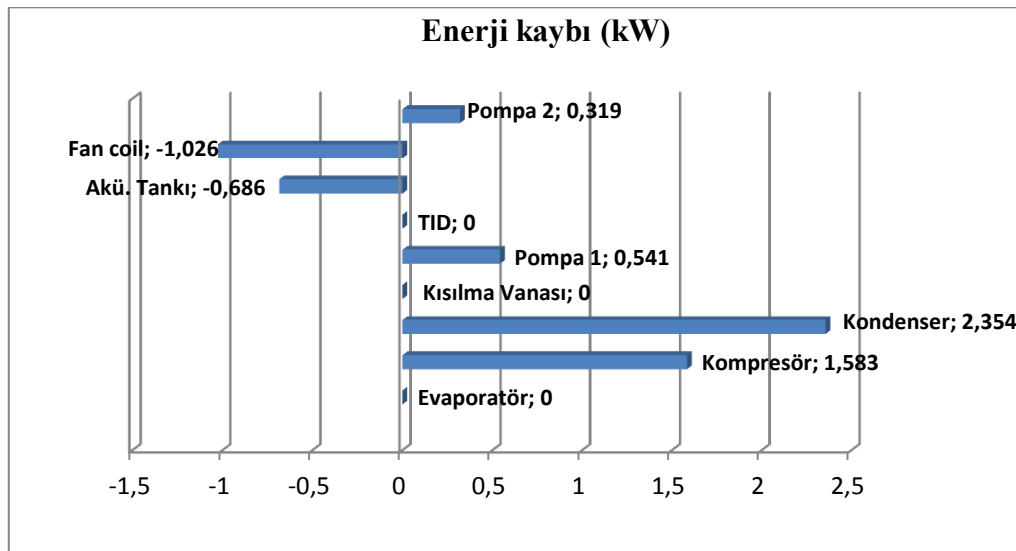
$$\dot{Q}_{fc} = 15,256 \text{ kW}; \dot{E}_{xT} = 1,0013 \text{ kW}; \dot{E}_{xfc} = 0,6143 \text{ kW}$$

Soğutma süreci için, Tablo 1'de verilmiş olan değerlere bağlı olarak termodinamik eşitlikler yardımıyla sınırları belirlenen sistem ünitelerinin enerji ve ekserji analizi yapılmış ve sonuçlar Tablo 2'de verilmiştir.

**Tablo 2.** Soğutma sürecinde elemanlara ait ortalama enerji ve ekserji analizi sonuçları

Ünite	$\dot{E}_g$ (kW)	$\dot{E}_c$ (kW)	$\dot{E}_{ky}$ (kW)	$\eta_i$ (%)	$\dot{E}_{x_g}$ (kW)	$\dot{E}_{x_c}$ (kW)	$\dot{E}_{x_{ky}}$ (kW)	$\eta_{II}$ (%)
Tüm Sistem	19,381	16,256	3,125	83,88	4,6993	1,0013	3,6980	21,31
Evaporatör	58,249	58,249	0,000	100,00	5,1019	4,5827	0,5192	89,82
Kompresör	44,464	42,881	1,583	55,02	7,8027	6,1488	1,6539	78,80
Kondenser	119,680	117,327	2,354	85,84	8,8781	8,3134	0,5647	93,64
Kısılma Vanası	23,907	23,907	0,000	100,00	4,3034	4,1967	0,1067	97,52
Pompa 1	93,596	93,055	0,541	67,61	4,1860	4,1173	0,0687	98,36
TID	93,055	93,055	0,000	100,00	4,1173	3,7306	0,3867	90,61
Akü. Tankı	17,303	17,988	-0,686	96,04	0,2990	0,2444	0,0546	81,74
Fan coil	33,316	34,342	-1,026	93,40	1,2261	0,9052	0,3209	73,83
Pompa 2	18,078	17,760	0,319	71,11	0,3344	0,3118	0,0226	93,24

Tablo 2’de sistem ve elemanlarına ait giren enerji ve ekserji, çıkan enerji ve ekserji, kayıp enerji ve ekserji miktarı ile enerji ve ekserji verimliliği değerleri hesaplanmıştır. Yapılan analizler sonucunda tüm sistemde enerji kaybı 3,125 kW, ekserji kaybı ise 3,698 kW olarak belirlenmiştir. Sistemin enerji verimliliği %83,88, ekserji verimliliği ise %21,31 olarak belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre enerji verimliliği en düşük eleman %55,2 ile kompresördür. Soğutma sezonunda sistem elemanlarında görülen enerji kaybı dağılımı Şekil 3’te verilmiştir.



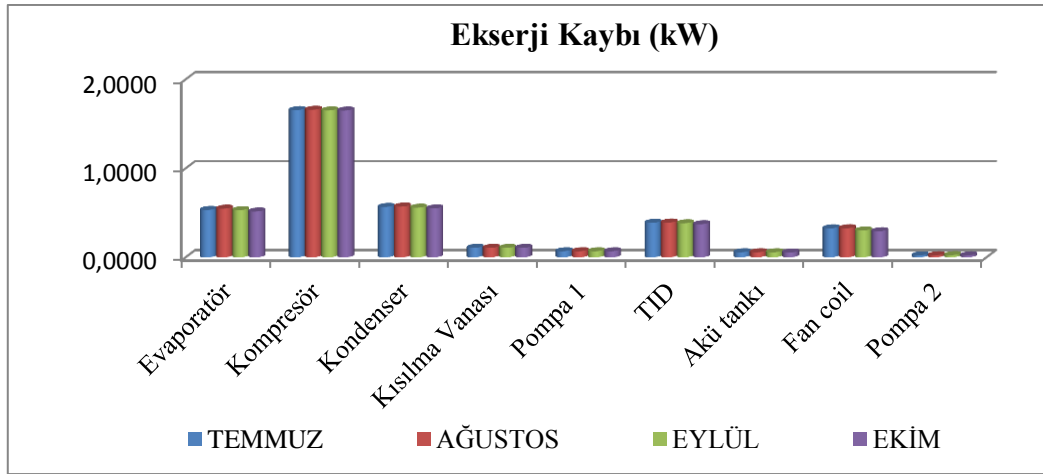
**Şekil 3.** Soğutma sürecinde sistemdeki enerji kaybının elemanlara dağılımı.

Şekil 3’te yapılan kabul ve hesaplamalara göre enerji tasarruf potansiyeli olan elemanlar büyüklük sırasıyla kondenser, kompresör, fan coil ve akümülatör olarak belirlenmiştir. Sistemde en fazla enerji kaybı olan elemanlar 2,354 kW ile kondenser ve 1,583 kW ile kompresör olarak görülmektedir. Sonuçlara göre, toprakaltı ısı değiştiricisi, evaporatör ve kısılma vanası kayıpsız kabul edildiği için enerji kaybı görülmemektedir. Soğutma sürecinde aylık ortalama dış hava sıcaklığı değişimi ve buna bağlı olarak sistemin toprağa aktardığı ısı, 100 m derinlikte toprak sıcaklığı, harcadığı elektrik gücü ve COP değerleri Tablo 3’te verilmiştir.

**Tablo 3.** Soğutma sürecinde aylık enerji analiz sonuçları

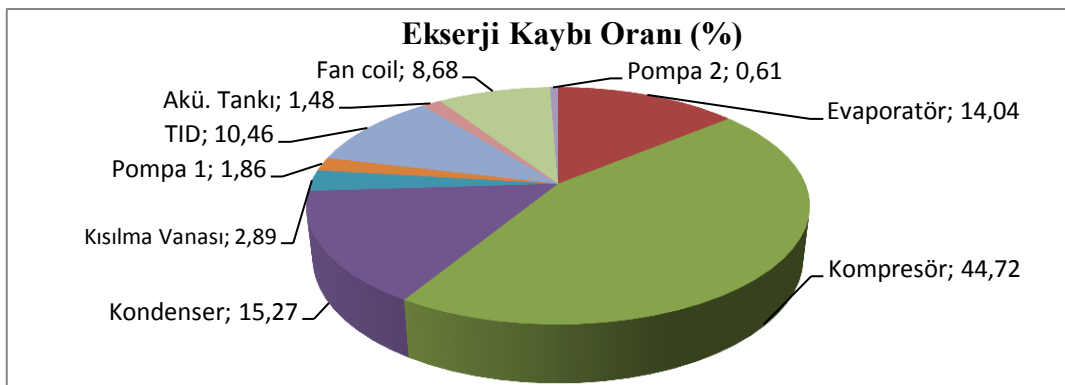
	$T_{dış}$ (°C)	$T_{100m}$ (°C)	$\dot{Q}_T$ (kW)	$\dot{W}_{komp}$ (kW)	$\dot{W}_{sistem}$ (kW)	$COP_{C, sis}$
TEMMUZ	29,7	18,4	16,39	3,55	4,116	3,66
AĞUSTOS	29,9	18,5	16,44	3,51	4,076	3,67
EYLÜL	24,5	17,9	16,08	3,50	4,066	3,72
EKİM	17,9	17,5	16,11	3,50	4,066	3,73
SEZON	25,5	18,1	16,256	3,52	4,086	3,70

Tablo 3'te verilen sonuçlara göre, dış hava sıcaklığı soğutma sezonunda ortalama 25,5°C, Sistemin tükettiği elektrik gücü 4,086 kW, sistemin toprağa aktardığı ısı 16,256 kW ve sistemin COP değeri 3,70 olarak ölçülmüştür. Şekil 4'te soğutma sürecinde sistem elemanlarına ait aylık ortalama ekserji kaybı miktarı dağılımı verilmiştir. Bu tablo incelendiğinde sistem elemanları birbirleriyle mukayese edilirken aynı zamanda iklim değişiminin etkileri de görülebilmektedir.



**Şekil 4.** Soğutma sürecinde sistem elemanlarına ait aylık ortalama ekserji kaybı dağılımı.

Şekil 4'te yapılan kabuller ve hesaplamalara göre bu değer kısılma vanası için dış hava sıcaklığına bağlı değildir. Diğer elemanlar için ise genel olarak hava sıcaklığı ile aynı yönde değişmektedir. Kompresör 1,6539 kW ile sistemdeki en ciddi ekserji kaybının gerçekleştiği eleman olarak belirlenmiştir. Soğutma sezonunda sistem elemanlarına ait bir elemandaki ekserji kaybı miktarının tüm sistemdeki ekserji kaybı miktarına bölünmesiyle elde edilen ekserji kaybı oranı değerleri Şekil 5'te verilmiştir.



**Şekil 5.** Soğutma sürecinde sistem elemanlarına ait ekserji kaybı oranı.



Şekil 5’te yapılan kabuller ve hesaplamalara göre sistemde en fazla ekserji kaybı oranına sahip eleman %44,72 ile kompresör olarak belirlenmiştir. Bu bağlamda sistemde yapılması düşünülen iyileştirmeler için ekserji kaybı oranları göz önünde tutulmalıdır. Ekserji kaybı oranı yüksek olan elemanda yapılacak iyileştirmeler sistemin ekserji kaybını azaltıp ekserji verimliliğini arttıracaktır.

### 3. Sonuçlar

Soğutma sürecinde (1 Temmuz 2013—31 Ekim 2013) kompresörün elektrik tüketiminin dış hava sıcaklıklarından etkilendiği dolayısı ile COP değerlerinin de dış hava sıcaklıklarının değişiminden etkilendiği görülmüştür. Bu bağlamda incelenen süreçte dış hava sıcaklığı, en soğuk ay olarak Ekim’de ortalama 17,9°C, en sıcak ay olarak ise Ağustos’ta ortalama 29,9°C olarak ölçülmüştür. Toprak sıcaklığı 100 m olan kuyu derinliğinde en sıcak ay olan Ağustos’ta ortalama 18,5 °C, en soğuk ay olan Ekim’de ortalama 17,5°C ve ortalama 18,1°C olarak ölçülmüştür. Sistemin toprağa aktardığı ısının değişimi yapılan ölçüm ve hesaplamalar neticesinde dış hava sıcaklığı ile doğru orantılı olarak ve 16,80–17,10 kW arasında değiştiği görülmektedir. İncelenen süreçte deney odasının ısı kazancını karşılamak üzere, ölçülen dış hava sıcaklığının değişimine bağlı olarak akümülyasyon tankında 7,4–8,3°C sıcaklığında su hazırlanmaktadır. Bu süreçte kompresör, 2 adet sirkülasyon pompası ve fan coillerin tükettiği elektrik gücü toplamı ortalama 4,086 kW olarak belirlenmiştir. Sistemin mahalden çektiği ısı ise dış hava sıcaklığı değişiminden nispeten daha fazla etkilenmekte olup bu değer dış hava sıcaklığı ile orantılı olarak 15,14–15,32 kW arasında değişim göstermektedir. Buna bağlı olarak tüm sistemin COP değerinin 3,66–3,73 arasında olduğu tespit edilmiştir.

Sistem elemanları ile ilgili ekserji analizi sonuçlarına göre soğutma sürecinde en yüksek ekserji kaybı gerçekleşen elemanlar kompresör ve kondenser olarak saptanmıştır. Sistemde en fazla ekserji kaybı oranı olan elemanlar soğutma sezonunda kompresör ve kondenserdir. Kondenserdeki enerji kaybı her ne kadar kompresöre kıyasla yüksek olsa da ekserji kaybı kompresöre kıyasla daha düşüktür. Ayrıca sistemde gerek enerji verimliliği gerekse ekserji verimliliği açısından bakıldığında en verimsiz çalışan eleman kompresördür. Bu nedenle yapılması düşünülecek iyileştirmeler öncelikle kompresör için düşünülmelidir. Bu iyileştirmeler açısından bakıldığında öncelikle kompresörün daha az devreye girmesi sağlanmaya çalışılmalıdır. Bunun için ısı pompasının çalışma sıcaklıklarının aralığı ısı pompası yazılımında artırılabilir ve frekans konvertörlü kompresörler tercih edilebilir. Isı pompası böylece daha düşük sıcaklık rejimlerinde daha uzun süre çalışabilecek ve bu sayede kompresör verimi daha fazla artacaktır. Böylece hem ekserji kaybı azalacak hem de daha az elektrik tüketimi sağlanacaktır. Kondenserde yapılması düşünülecek iyileştirmeler düşük maliyetli ve enerji kaybını azaltmaya yönelik olmalıdır.

Sonuç olarak; birincil enerji kaynakları ile ısıtma ve soğutma ihtiyacını karşılayan Mardin İli’nde soğutma amaçlı kullanılan dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin enerji tüketimini azaltma bakımından oldukça etkili olduğu görülmüştür. Bununla beraber benzer iklim kuşağında olan bölgelerde bu tip sistemlerin kullanılmasının enerjinin daha verimli kullanımını sağlayarak gerek ekonomik gerekse çevre temizliği açısından faydalı olacağı düşünülmektedir. Bu tür sistemlerin kullanımının yaygın hale getirilmesi için daha fazla çalışmalar yapılması ve hükümetler tarafından desteklenmesi gerektiği sonucuna varılmıştır.

### 4. Kaynaklar

- [1] Enerji Analizi TC Anadolu Üniversitesi Yayını No:2486,1. Baskı, Mayıs 2012.
- [2] Ünal, F., (2014). Güneş Enerjisi Destekli Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Mardin İli İçin Kullanılabilirliğinin Araştırılması, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi FBE, İstanbul.
- [3] Kıncay, O. ve Temir, G., (2002). “Toprak ve Hava Kaynaklı, Isı Pompalı Sistemlerin Ekonomik İncelenmesi”, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 68: 31-37.

- [4] Hepbaşı, A., Akdemir, O. ve Hancıoğlu, E.,(2003). “Experimental Study of a Closed Loop Vertical Ground Source Heat Pump System”, *Energy Conversion and Management*, 44: 527-548.
- [5] Nagano, K., Katsura, T. ve Takeda, S., (2006). “Development of a Design and Performance Prediction Tool for the Ground Source Heat Pump System”, *Applied Thermal Engineering*, 26: 1578-1592.
- [6] Niğdelioğlu, O., (2006). *Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Dizaynı ve Teknoekonomik Performans Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi FBE, Kütahya.*
- [7] Özgener, Ö. ve Hepbaşı, A., (2007). “Modeling and Performance Evaluation of Ground Source (Geothermal) Heat Pump Systems”, *Energy and Buildings*, 39: 66-75.
- [8] Hepbaşı, A. ve Balta, M., T., (2007). “A Study on Modeling and Performance Assessment of a Heat Pump System for Utilizing Low Temperature Geothermal Resources in Buildings”, *Building and Environment*, 42: 3747-3756.
- [9] Kılıç, İ., (2007). “Toprak Kaynaklı Isı Pompalarında Değişik Dizayn Yöntemlerinin Değerlendirilmesi”, *ÇÜ Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 22(1):279-289.
- [10] Esen, H., (2007). *Düşey Borulu Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Konut İklimlendirme Sistemlerinde Mevsimlik Davranışının Araştırılması, Doktora Tezi, Fırat Üniversitesi FBE, Elazığ.*
- [11] Karabacak, R., Acar, Ş., G., Kumsar, H., Gökgöz, A., Kaya, M. ve Tülek, Y., (2011). “Experimental investigation of the Cooling Performance of a Ground Source Heat Pump System in Denizli, Turkey”, *International Journal of Refrigeration*, 34: 454-465.
- [12] Akbulut, U., Kıncay, O., Utlü, Z., (2015). “Analysis of a wall cooling system using a heat pump”, *Renewable Energy*, 85: 540-553.