



Yüzüncü Yıl Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi

<https://dergipark.org.tr/tr/pub/yyufbed>



Araştırma Makalesi

Hava ve Toprak Kaynaklı Isı Pompası Kullanımı için Teorik Enerji ve Ekserji Analizi: Kastamonu İli Örneği

Mehmet GÜRDAL*

Kastamonu Üniversitesi, Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği, 37210, Kastamonu, Türkiye
Mehmet GÜRDAL, [ORCID No: 0000-0003-2209-3394](https://orcid.org/0000-0003-2209-3394)

*Sorumlu yazar e-posta: mgurdal@kastamonu.edu.tr

Makale Bilgileri

Geliş: 05.05.2022
Kabul: 17.10.2022
Online Nisan 2023

DOI:[10.53433/yyufbed.1112972](https://doi.org/10.53433/yyufbed.1112972)

Anahtar Kelimeler

COP,
Ekserji analizi,
Enerji analizi,
Isı pompası,
İkinci yasa verimi

Öz: Bu çalışma Kastamonu ilinde hava ve toprak kaynaklı ısı pompalarının konut ısıtması için kullanılması halinde enerji ve ekserji analizini içermektedir. Kastamonu'nun 2000-2021 tarihleri arasında Aralık-Mart dönem aralığında ölçülmüş en düşük hava ve toprak sıcaklıkları dikkate alınmıştır. Konut ısıtmasında yararlanılacak ısıtma işlemi için soğutucu akışkan olarak R134a, R407c, R410a ve R500 kullanılmıştır. Ele alınan çalışmada ısıtılacak ortam sıcaklığı, her bir ısı pompası için aynı seçilerek ısıtma performans katsayısı (COP) ve ikinci yasa verimi hesaplanmış ve sonuçlar kıyaslanmıştır. Sonuç olarak tüm soğutucu akışkanlar için Kastamonu şartlarında, toprak kaynaklı ısı pompasının, hava kaynaklı ısı pompalarına göre daha iyi performans sağladığı gözlemlenmiştir. Öte yandan toprak kaynaklı ısı pompasının hava kaynaklı ısı pompalarına göre daha yüksek ikinci yasa verimine sahip olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Ayrıca R500 soğutucu akışkanının diğer soğutucu akışkanlara göre daha iyi bir performans sağladığı belirlenmiştir.

Theoretical Energy and Exergy Analysis for the Use of Air and Ground Source Heat Pump: The Case of Kastamonu Province

Article Info

Received: 05.05.2022
Accepted: 17.10.2022
Online April 2023

DOI:[10.53433/yyufbed.1112972](https://doi.org/10.53433/yyufbed.1112972)

Keywords

COP,
Energy analysis,
Exergy analysis,
Heat pump,
Second law efficiency

Abstract: This study includes energy and exergy analysis when air and ground source heat pumps are used for residential heating in Kastamonu province. The lowest air and soil temperatures measured in Kastamonu between December and March between 2000-2021 were taken into account. R134a, R407c, R410a and R500 are used as refrigerants for the heating process that will benefit from residential heating. In the study discussed, the ambient temperature to be heated was chosen the same for each heat pump, the heating performance coefficient (COP) and the second law efficiency were calculated and the results were compared. As a result, it has been observed that air source heat pump provides better performance than ground source heat pumps for all refrigerants in Kastamonu conditions. On the other hand, it was concluded that air source heat pump has higher second law efficiency than ground source heat pumps. In addition, it has been determined that the R500 refrigerant provides better performance than other refrigerants.

1. Giriş

Her geçen gün enerji ihtiyaçlarının artışı beraberinde temiz, verimli ve faydalı enerjiden yararlanabilmek için yeni araştırmaların ortaya çıkmasına olanak sağlamaktadır. Fosil yakıtların ömrünün azalması ve yenilenebilir enerji kaynaklarına yapılan yatırımların artması bu sebeptir. Hava, su, toprak, güneş, jeotermal, dalga, rüzgâr, biyokütle enerjilerinden faydalanarak karbondioksit salınımını düşürerek atmosferin korunmasına yardımcı olmaları, yerli kaynaklar olmaları nedeniyle enerjide dışa bağımlılığın azalmasını sağlamaktadır (Özgür & Manır, 2020). Bu enerji türlerinin daha verimli ve kontrollü kullanılmasını sağlamak için çeşitli sistemlerden yararlanılmaktadır. Özellikle hava, su, toprak ve jeotermal enerjilerin endüstriyel tesisler ve konutlarda kullanılmasını sağlamak adına ısı pompaları geniş bir kullanım alanına sahiptir.

Ozon tabakasına çok daha az zararlı iş akışkanlarının kullanılması, ısıtma/soğutma proseslerinde tasarruflu ve ekonomik çözüm sağlamaları nedeniyle iklimlendirme sistemleri için ısı pompalarını tercih edilebilir kılmaktadır (Çakır & Çomaklı, 2011). Özellikle Montreal Sözleşmesi gereği ozon tabakasına olumsuz etki gösteren kloroflorokarbon (CFC) ve brom içeren R11, R12, R113 ve R114 gibi soğutucu akışkanların kullanımı önemli oranda sınırlandırılmıştır (Alkan ve ark., 2014). Bu yüzden sera etkisi ve küresel ısınmaya daha az etkisi olan R22 gibi hidrokloroflorokarbon (HCFC) kullanımı nispeten CFC'lere göre daha yakındır. Buna rağmen Çevre Şehircilik Bakanlığı 2015 yılından itibaren HCFC gazların alternatifi olan ve ozon tabakasını inceltmeyen R404A, R134A, R407A, R407C, R-410A, R417A gibi Florlu Sera gazlarının (F-gazlar) kullanımının yaygınlaştırılmasına onay vermiştir. Bu kapsamda hidroflorokarbon (HFC), perflorokarbon (PFC) ve sülfürhegzaflor (SF₆) tercih edilen F-gazlar arasında yer alan soğutucu akışkanlardır (Michineau ve ark., 2014). Bu soğutucu akışkanlar; buharlaşma gizli ısılarının yüksek olması, ısıl geçirgenliklerinin yüksek olması, yüksek basınçlara dayanıklı, yanıcı ve zehirli olmamaları, düşük viskoziteli, kimyasal kompozisyonlarının kolaylıkla değişmemesi gibi üstün özellikleri nedeniyle ısı pompalarında iş akışkanı olarak tercih edilebilmektedirler (Koyun ve ark., 2005). Doğru soğutucu akışkan tercihi ile sistemlerin enerji verimliliğini maksimuma çıkarabilme ve sistemlerin çevreye daha duyarlı olabilmesi sağlanabilmektedir (Yakut, 2014).

Isı pompalarının endüstriyel tesis ve konutlarda düzenli ve daimi olarak çalışabilmesi için kaynak ve kuyu sıcaklıklarının zamanla fazla değişmemesi gerekmektedir. Isı pompası sistemlerinde çoğunlukla ısı enerjisinin çekildiği düşük sıcaklıklı ortam ısı kaynağı, ısının verildiği ortam ısı kuyusu olarak ifade edilmektedir. Bu sistemler genellikle ısı kaynağı türlerine ya da ısı kuyusu çeşitlerine göre sınıflandırılmaktadır. Isı kaynağı olarak toprak kullanımında toprak kaynaklı ısı pompası (TKIP), ısı enerjisinin havadan alınarak suya aktarılması halinde hava-su ısı pompası (HSKIP) olarak adlandırılmaktadır. Toprak ve hava kaynaklı ısı pompası, kışın yeryüzünün alt katmanlarında depolanan ısıyı konutlara, yazın ise konut içindeki ısıyı havaya aktarmaktadır. Yani toprak ve hava kışın ısı kaynağı iken yazın bir ısı kuyusu davranışı göstermektedir (Bilen & Demir, 2021). Isıtma ya da soğutma yapılması planlanan bölgenin coğrafi koşullarına göre ısı pompanın türü, ısıtma/soğutma kapasitesi ve etkinliği belirlenebilmektedir. Enerji kaynağının elde edilme kolaylığı, temiz olması, yararlanabilme, ısıl kapasite ile kaynak ve kuyu sıcaklık değerleri bakımından ısı pompasının türü seçilebilmektedir. Isı pompası etkinlik katsayısının yüksek ve enerji tüketim miktarlarının düşük olması nedeniyle aynı iklimik koşullarda TKIP'ları hava kaynaklı ısı pompalarına (HKIP) göre daha avantajlıdır. Özellikle mevsim normallerin üstünde ya da altında sıcaklık değerlerinde yaşanan değişiklikler hava kaynaklı ısı pompalarının etkinlik katsayısını düşürmektedir. Oysaki mevsim şartları için toprak sıcaklıklarında önemli değişkenlikler gözlemlenmemektedir. Bu avantaj nedeniyle daha çok karasal iklimin hâkim olduğu bölgelerde toprak kaynaklı ısı pompaları tercih edilmektedir (Erdoğan ve ark., 2006). İlk yatırım maliyetinin fazla olması, geniş arazi alanı, kurulum ve montaj zorlukları ile bakım ve onarım güçlükleri toprak kaynaklı ısı pompalarının dezavantajları arasında sayılabilmektedir. Öte yandan havanın elde edilme kolaylıkları, ekonomiklik ve kurulum maliyetlerinin düşük olması hava kaynaklı ısı pompalarını avantajlı kılmaktadır. Akdeniz iklim bölgelerinde toprak kaynaklı ısı pompalarına kıyasla daha fazla tercih edilebilmektedir.

Isı pompaları üzerine geçmişte yapılan çalışmalar incelendiğinde konu ile ilgili ilk çalışmaların Sadi Carnot ve Clausius tarafından ortaya konduğu belirlenmiştir (Ünlü, 2005). Sadi Carnot, buharlı güç çevrimlerinin ters yönde çalıştırılması sağlanarak ısı enerjisinin düşük sıcaklıklı ortamdaki alınıp, daha yüksek sıcaklıktaki bir mahale aktarılabilceğini belirtmiştir. Fakat bu fikir ilk kez Lord Kelvin

tarafından hipoteze dönüştürülmüştür. Çeşitli ısı pompası tasarımları ve patent başvuruları yapılmış olsa da endüstriyel ve konut uygulamaları ancak ikinci dünya savaşından sonraki yıllarda hayata geçirilebilmiştir. İlk yatırım maliyetlerinin yüksek oluşu nedeniyle ısı pompaları başlangıçta sınırlı kullanıcı profiline hitap etmiştir. Öyle ki ilk uygulama konutların ısıtılması için hava kaynaklı ısı pompası ile olup İskoçya’da gerçekleştirilmiştir. Söz konusu sistemlerin zaman içinde teknolojisindeki gelişim, kullanımının farklı alanlarda yaygınlaşması ve üretici firma sayısındaki artışlara bağlı olarak daha geniş kitlelere ulaşabilmiştir (Staffell ve ark., 2012). Ülkemizde bu iklimlendirme sistemlerinin uygulanabilirliği ve bu alandaki araştırmalar 1990’lı yıllardan sonra ağırlık kazanmıştır (Yamankaradeniz ve ark., 2002). Literatürde ısı pompalarını ele alan pek çok çalışma analiz edildiğinde genellikle ısı pompalarının kapasitesi, etkinliği, soğutucu akışkan türlerine göre termoekonomik analiz, sistemin optimum çalışma koşulları araştırmacılar tarafından ağırlıklı olarak çalışılan konulardır. Bunlar arasında; kış şartlarında ısı pompalarının ekserji analizini Toksöz ve ark. (2011) toprak kaynaklı ısı pompası kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Wu & Skye (2018) ise farklı tip soğutucu akış kullanımının toprak kaynaklı ısı pompası etkinliği üzerine etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Soğutucu akışkan olarak propan, karbondioksit, tuzlu su ve amonyak kullanmışlardır. Çöl iklim koşullarında 1 m derinliğe konumlandırılan toprak kaynaklı ısı pompasının enerji analizi ile ikinci yasa etkinliği Naili ve ark. (2015) tarafından gerçekleştirilmiştir. Araştırmacılar sonuç olarak enerji ve ekserji verimlerinin sırasıyla %18-%52 ve %12-%36 arasında değiştiğini gözlemlemişlerdir. 12 m² yüzey alanına sahip bir oda için toprak kaynaklı ısı pompasının toplam soğutma ihtiyacının %65’ini karşılayabildiğini belirlemişlerdir. Mao & Chen (2017) 16.6 kW gücünde bir TKIP sistemi kurarak dört farklı derinlikteki toprak sıcaklıklarını kullanarak bir binanın ısıtmasını yapmışlardır. 6 günlük süre içinde ısıtma tesir katsayısının 1.56-2 arasında olduğu hesaplanmıştır. Hepbaşlı & Akdemir (2004) Ege Üniversitesi içinde bir konferans salonunun iklimlendirilmesi için toprak kaynaklı ısı pompası kullanmışlardır. Deneysel çalışmalarında sistemin etkinliği ve ikinci yasa verimini araştırmışlardır. Isıtma ve soğutma yükleri 3.8 kW ve 4.2 kW olarak belirlenmiştir. Araştırmacılar kapalı çevrimle gerçekleştirilen sistemdeki tersinmezlik ve ekserji yok oluşları hesaplamışlardır. Öte yandan hava kaynaklı ısı pompaları üzerine de birçok çalışma literatürde mevcuttur. Bunlardan bazıları; farklı soğutucu akışkanların hava kaynaklı ısı pompasının ısıtma tesir katsayısına etkisini incelemek için Wang ve ark. (2017) matematiksel bir model geliştirmişlerdir. Elde ettikleri bulguları deneysel çalışmalarla kıyaslamış ve uyumlu olduğunu gözlemlemişlerdir. R22, R134a ve R407c soğutucu akışkanlarını kullanarak hem soğutma hem de nem alma işlemi yapılabilen bir sistem geliştirmişlerdir. Liu ve ark. (2019) ise bir konutun ısıtılması için hava kaynaklı ısı pompası kullanmışlardır. Çalışmalarını teorik analiz üzerine oturtan araştırmacılar termodinamik ve termoekonomik analiz yaparak CO₂ gazının kullanılan sisteme sağladığı uygunluğu araştırmışlardır. HKIP ve TKIP sistemlerinin avantaj ve dezavantajları Çizelge 1’de gösterilmiştir.

Çizelge 1. Toprak ve hava kaynaklı ısı pompasının avantaj ve dezavantajları (Erdoğan ve ark., 2006)

Kriter	TKIP (dikey)	TKIP (yatay)	HKIP
Uygulanabilirlik	Mümkün	Geniş arazi ihtiyacı gerekli	Mümkün
Ortalama COP	4-5	4-5	3-4
Verim	Yüksek	Yüksek	Orta
Isı kaynağına bağlantı gideri	Sondaj ve borulama giderleri çok yüksek	Hafriyat ve borulama giderleri yüksek	Hava kanalları gideri düşük
Bakım maliyeti	Düşük	Düşük	Düşük
Doğal soğutma	Mümkün	Mümkün	Mümkün değil
Aktif soğutma	Mümkün	Mümkün	Mümkün

Bu çalışmada R134a, R407c, R410a, R500a soğutucu akışkanları için HKIP ve TKIP sistemlerinin aynı iklim koşulları altında enerji analizi ve ekserji analizi yapılarak bir karşılaştırma yapılması hedeflenmiştir. Bu sayede ısı kaynağı seçiminin coğrafi şartlara ve soğutucu akışkana göre yapılmasının, ısı pompası etkinliği üzerine etkisini gözlemleyerek Kastamonu ili için uygun ısı pompası kaynağını tespit etmek amaçlanmıştır.

2. Materyal ve Yöntem

Bu çalışma, 10 kW kapasiteli ısıtma ihtiyacı olan Kastamonu'da, 800 m rakım, 41.371 enlem ve 33.7756 boylam koordinatlarındaki bir konutun Aralık-Ocak-Şubat-Mart ayları için hava ve toprak kaynaklı ısı pompası ile ısıtılması halinde termodinamik I. yasa ve ekserji analizini kapsamaktadır. Çalışmadaki 2000-2021 yılları, Aralık-Mart dönem aralığındaki en düşük ve en yüksek hava ve toprak sıcaklıkları Kastamonu Meteoroloji Müdürlüğü'nden temin edilmiştir. Toprak sıcaklığının stabilitesi için sıcaklık ölçümleri 1 m derinlik için dikkate alınmıştır. Edinilen verilere göre son 22 yılda en düşük toprak sıcaklığı 2 °C ve en düşük hava sıcaklığı -20.2 °C olarak alınmıştır. Çalışma döneminde bahsi geçen sıcaklık değerleri Çizelge 2' de gösterilmiştir.

Çizelge 2. Dönem içi hava ve toprak sıcaklıkları

Parametre	Rasat S. (2000-2021)	Aralık	Ocak	Şubat	Mart	Yıllık
Günlük Minimum Sıcaklıkların Aylık Ortalaması (°C)	22	-2.5	-3.8	-2.8	-0.2	4.6
Aylık Maksimum Sıcaklık (°C)	22	20.1	19.2	21.1	26.4	42.2
Aylık Minimum Sıcaklık (°C)	22	-18.2	-18.9	-20.2	-15.4	-20.2
100 cm. Derinlik Aylık Ortalama Toprak Sıcaklığı (°C)	22	7.2	4.7	4.3	6.1	12.6
100 cm. Derinlik Aylık Minimum Toprak Sıcaklığı (°C)	22	3.7	2.5	2.0	2.1	2.0
100 cm. Derinlik Aylık Maksimum Toprak Sıcaklığı (°C)	22	10.7	7.0	7.0	9.7	24.5

Isı pompası hattında soğutucu akışkan olarak R134a, R407c, R410a ve R500 kullanılmakta olup 1" çaplı bakır boru tercih edilmiştir. Çalışma kapsamında toprak ve hava kaynaklı ısı pompaları için I. ve II. yasa analizlerinin gerçekleştirilmesinde aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- Isıtılması planlanan konutun ısı kaybı hesabı yapılarak gerekli ısıtma kapasitesi 10 kW olarak belirlenmiştir.
- Basınç hattındaki yerel basınç kayıpları ve basınç düşüşleri ihmal edilmiştir.
- Kompresördeki sınır işi esnasında çevreyle iş akışkanları arasındaki ısı transferinin olmadığı kabul edilmiştir.
- Çalışmada kullanılan tüm soğutucu akışkanların kompresöre x=1 kurulum derecesinde ve doymuş buhar fazında giriş yaptığı kabul edilmiştir.
- Ortam sıcaklığının istenen sıcaklıkta tutulabilmesi için yoğuşturucudan ısıtılacak mahale 10 kW ısı güç verilmiştir.
- Çalışma süresince hava ve toprak özelliklerinin zamanla değişim göstermediği kabul edilmiştir.
- Isıtma süresince hatta dolaşan soğutucu akışkanın kütleli debisi değişmemektedir.
- Soğutucu akışkanın sıkıştırılmasında yararlanılan kompresörün mekanik verim %85 olarak kabul edilmiştir.
- Isı kaynağı sıcaklığının işlem süresince aynı kaldığı kabul edilmiştir.
- Çevre ile sistemdeki bağlantı hattı arasında ısı alışverişinin olmadığı kabul edilmiştir.

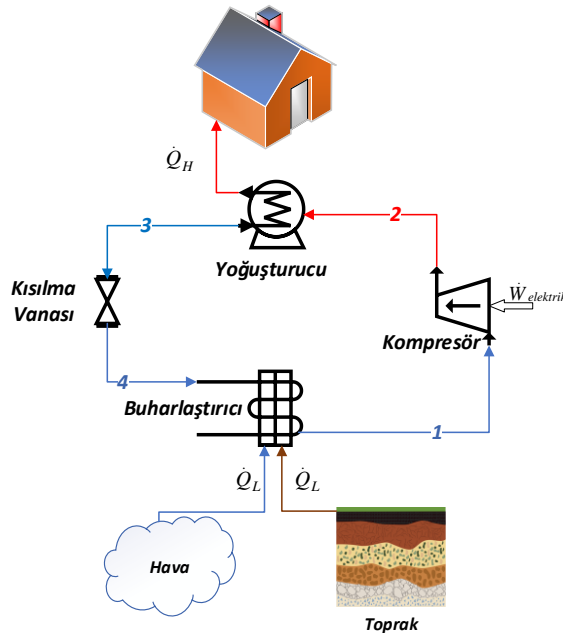
Yukarıda belirtilen kabullerin dikkate alınması ile toprak ve hava kaynaklı ısı pompalarının tasarım değişkenleri oluşturulmuştur. Çizelge 3, mahal, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıkları ile farklı ısı kaynağı çeşidine göre ısıtma yüklerini göstermektedir.

Isı pompası sistemini oluşturan elemanlar ile sistemin çalışma prensibi Şekil 1’ de gösterilmiştir. Hava ve toprak kaynaklı ısı kaynağının kullanılmasına göre enerji korunumu prensibi ve II. yasa esasları buharlaştırıcı, kompresör, yoğuşturucu ve kısılma vanası için ayrı ayrı uygulanmıştır. Sistem hattında dolaşan iş akışkanının termodinamik özellikleri Engineering Equation Solver (EES) (Klein & Alvarado, 2002) paket programından temin edilmiştir. Ayrıca enerji ve kütle korunumu denklemleri bu program ile çözümlenerek bilinmeyen sıcaklık, basınç, entalpi ve entropi değerleri elde edilmiştir. Öte yandan farklı soğutucu akışkanların kullanımını durumunda her bir hal durumu ve yapı elemanı için ekserji yok oluşu ile ikinci yasa verimleri hesaplanmıştır. Bu verilerin hesaplanmasında sıcaklık, basınç, entalpi ve entropi değerleri dikkate alınmıştır.

Çizelge 3. Isı pompası tasarımı için temel değişkenler

Temel Değişkenler	Isı Kaynağı Çeşidi	
	Toprak	Hava
Konfor sıcaklığı ($^{\circ}C$)	21	21
Buharlaştırıcı sıcaklığı ($^{\circ}C$)	2	-20
Yoğuşturucu sıcaklığı ($^{\circ}C$)	40	40
Isıtma yükü (kW)	10	10

Ters Carnot Çevrimine göre işleyen ısı pompalarında (Caner ve ark., 2019) soğutucu akışkan Şekil 1’ de gösterildiği üzere kompresöre düşük sıcaklık ve basınçta alınmaktadır. Genellikle elektrikli bir besleme ile desteklenen kompresörlerde akışkan, sıkıştırılarak yüksek basınç ve sıcaklıklı buhar fazına dönüştürülerek yoğuşturucuya aktarılmaktadır. Burada akışkan fazla enerjisini ısıtılacak ortama verdikten sonra yoğuşmaktadır. Soğumuş olarak yoğuşturucudan çıkan sıvı fazındaki akışkan kısılma vanasına giriş yapmaktadır. İnce cidarlı bölge içinde basınç ve sıcaklık değerleri aniden düşerek ıslak buhar fazındaki akışkan buharlaştırıcıya giriş yapmaktadır. Düşük sıcaklıklı olan ısı kaynağından (hava ya da topraktan) ısıyı çekerek akışkan tamamen buhar fazına dönüşmektedir. Ardından akışkan tekrar sıkıştırılmak üzere kompresöre aktarılmakta ve çevrim devam etmektedir.



Şekil 1. Isı pompası açık çevriminin şematik yapısı.

Isı pompaları açık sistem ve sürekli akış prensibiyle çalıştığından her bir yapı elemanı için sırasıyla kütle korunumu, enerji korunumu ve ekserji dengesi uygulanmalıdır (Çengel & Ghajar, 2011).

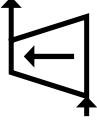


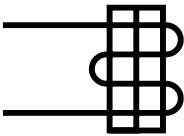
$$\sum \dot{m}_{giren} - \sum \dot{m}_{çikan} = \Delta \dot{m}_{KH} \quad (1)$$

Eşitlik 1' de sisteme giren ve çıkan kütleli debiler (kg/s) arasındaki farkın sistemde depolanan kütleli debiye eşit olduğu ifade edilmektedir. Öte yandan açık sistem boyunca aktarılan kütle, ısı ve iş dengesi Termodinamik I. yasa ile yani Eşitlik 2 yardımıyla (Çengel & Ghajar, 2011),

$$\left(\dot{Q}_{KH_{giren}} + \dot{E}_{KÜTLE_{giren}} + \dot{W}_{KH_{giren}} \right) - \left(\dot{Q}_{KH_{çikan}} + \dot{E}_{KÜTLE_{çikan}} + \dot{W}_{KH_{çikan}} \right) = \Delta \dot{E}_{KH} \quad (2)$$

uygulanabilmektedir. Eşitlik 1 ve Eşitlik 2' de sunulan kütle ve enerji korunumu denklemleri ısı pompası yapı elemanları için sırasıyla kompresör, yoğuşturucu, kısılma vanası ve buharlaştırıcıya uygulanması halinde elde edilen eşitlikler Çizelge 4' te gösterilmiştir.

Çizelge 4. Sistem elemanların için enerji ve kütle korunum denklemleri

Sistem elemanı	Termodinamik I. Yasa	Kütle Korunum
 Kompresör	$\dot{W}_{Komp.} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) / \eta_{komp.}$	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$
 Yoğuşturucu	$\dot{Q}_{yoğ.} = \dot{m}_2 (h_3 - h_2)$	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}$
 Kısılma vanası	$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4$	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}$
 Buharlaştırıcı	$\dot{Q}_{buh.} = \dot{m}_4 (h_1 - h_4)$	$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}$

Bir ısı pompasının etkinliği ya da ısıtma tesir etkisi COP ile ifade edilmektedir (Özgür ve Manır, 2020). COP denklemini aşağıda sunulduğu gibi Eşitlik 3 ile ifade edilmiştir. Burada $\dot{Q}_{yoğ.}$, yoğuşturucu kapasitesi (kW), $\dot{W}_{komp.}$ soğutucu akışkanın sıkıştırılması için gereken kompresör işini (kW) belirtmektedir. $\dot{m}_{yoğ.}$ ve $\dot{m}_{komp.}$ yoğuşturucu ve kompresörden geçen akışkanın kütleli debilerini (kg/s), h_1 , h_2 ve h_3 sırasıyla kompresör giriş, çıkış ve yoğuşturucu giriş entalpilerini (kJ/kg) belirtmektedir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{yoğ.}}{\dot{W}_{komp.}} = \frac{\dot{m}_{yoğ.} (h_2 - h_3)}{\dot{m}_{komp.} (h_2 - h_1) / \eta_{komp.}} = \frac{(h_2 - h_3) \eta_{komp.}}{(h_2 - h_1)} \quad (3)$$

Isı pompası sisteminde faydalanılmayan ya da yok olan ekserji sistem etkinliğinin düşmesine yol açmaktadır (Gomri ve ark., 2018). Öte yandan kompresörün mekanik verimi dikkate alınarak kompresör çıkışındaki gerçek hal değişimi için entalpi,

$$h_2 \cong \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{komp}} + h_1 \quad (4)$$

ile hesaplanabilmektedir.

Sistemdeki tersinmezlik etkileri nedeniyle ideal tersine Carnot çevrimi gerçekleştirilememektedir. Ekserji yok oluşu Eşitlik 5 ile hesaplanabilmektedir.

$$\dot{X}_{yok\ olan} = T_0 \dot{S}_{üretim} \quad (5)$$

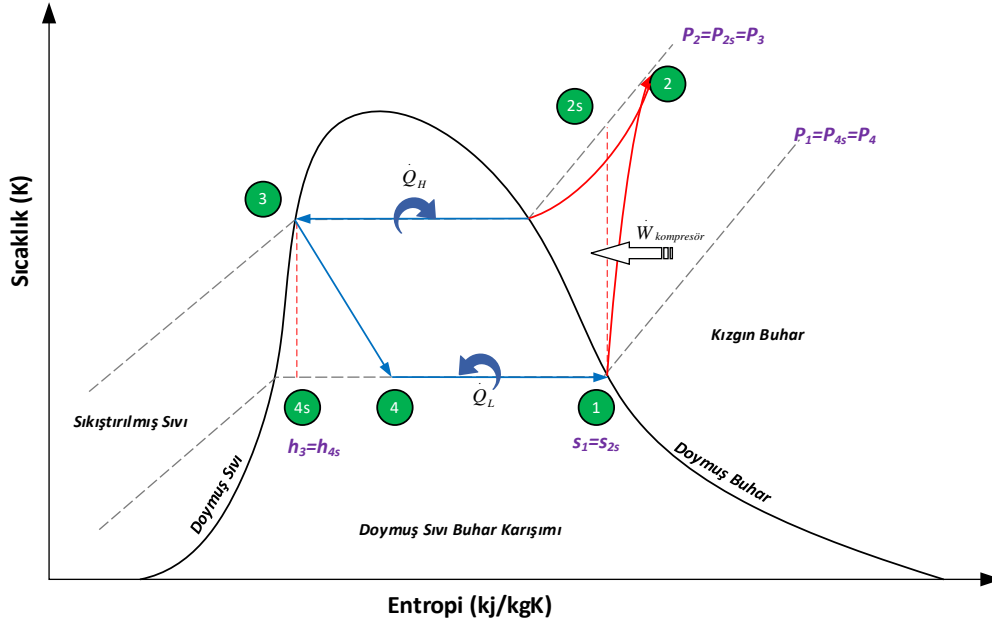
Burada T_0 referans alınan çevre sıcaklığını (0C), $\dot{S}_{üretim}$ üretilen entropi miktarını (kJ/K) temsil etmektedir. Aralık- Mart dönem aralığı için çevre sıcaklığı 2⁰C olarak seçilmiştir. Çalışmada sistemde yer alan yapı elemanlarının ekserji verimleri ile ekserji yok oluşları yarı ayrı dikkate alınmış olup Çizelge 5’ te gösterilmiştir.

Çizelge 5. Isı pompası elemanları için ekserji yok oluşu ve ikincil verim denklemleri

Yapı Elemanı	Ekserji Yok Oluşu	İkincil Verim
Kompresör	$\dot{X}_{yok\ olan_{komp.}} = T_0 \dot{S}_{üretim_{1-2}} = \dot{m}_{komp.} T_0 (s_2 - s_1)$	$\eta_{II,komp.} = 1 - \frac{T_0 (s_2 - s_1)}{(h_2 - h_1)}$
Yoğuşturucu	$\dot{X}_{yok\ olan_{yoğ.}} = T_0 \dot{S}_{üretim_{2-3}} = T_0 \left[\dot{m}_{yoğ.} (s_3 - s_2) + \frac{\dot{Q}_H}{T_H} \right]$	$\eta_{II,yoğ.} = \frac{\dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H} \right)}{\dot{m}_{yoğ.} [(h_2 - h_3) - T_0 (s_2 - s_3)]}$
Kısılma Vanası	$\dot{X}_{yok\ olan_{kısıl.}} = T_0 \dot{S}_{üretim_{3-4}} = \dot{m}_{kısıl.} T_0 (s_4 - s_3)$	$\eta_{II,kısıl.} = \frac{\dot{X}_4}{\dot{X}_3}$
Buharlaştırıcı	$\dot{X}_{yok\ olan_{buhar.}} = T_0 \dot{S}_{üretim_{4-1}} = T_0 \left[\dot{m}_{buhar.} (s_1 - s_4) - \frac{\dot{Q}_L}{T_L} \right]$	$\eta_{II,buhar.} = \frac{\dot{Q}_L \left(\frac{T_0}{T_L} - 1 \right)}{\dot{m}_{buhar.} [(h_4 - h_1) - T_0 (s_4 - s_1)]}$

Isı pompasında prosesler soğutma çevrimine göre çalışmaktadır. Soğutma çevrimi ideal ve gerçek soğutma çevrimi olarak iki şekilde ele alınmaktadır. Bu iki çevrim bazı farklılıklar göstermektedir. Yapı elemanlarının her birinde soğutucu akışkanın termodinamik özelliklerinde tersinmezliklerden dolayı değişkenlikler oluşmaktadır. Çevreye olan ısı kaybı ve ünite içinde sürtünme etkileri iki ana tersinmezlik unsurudur (Çengel & Ghajar, 2011). Isı pompası sisteminin çalışma prensibi Şekil 2’ de gösterilen gerçek buhar sıkıştırma soğutma çevrimi ile ifade edilebilmektedir.

Soğutucu akışkan, ısı pompası elemanları ve ısı kaynağına göre aranan termodinamik özellikler ile performans katsayısı, kompresör gücü, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu kapasiteleri ile kısılma vanası için enerji denklemi EES paket programında Şekil 3a ve Şekil 3b’de görüldüğü gibi çözdürülerek istenen büyüklükler elde edilmiştir.



Şekil 2. Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin T-s eğrisi.

```

EES File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples
T_H=40 [C]
T_C=2 [C]
R$='R500'

T[3]=T_H
x[3]=0
s[3]=Entropy(R$,T=T[3],x=x[3])
P[3]=Pressure(R$,T=T[3],x=x[3])
h[3]=Enthalpy(R$,T=T[3],x=x[3])

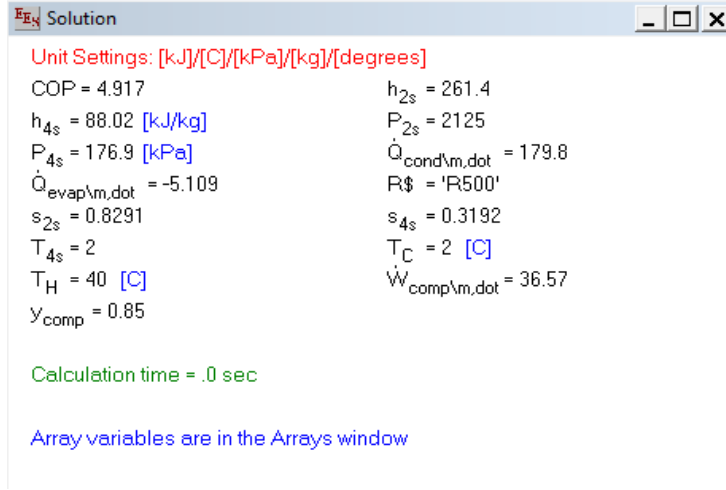
T[1]=T_C
x[1]=1
s[1]=Entropy(R$,T=T[1],x=x[1])
h[1]=Enthalpy(R$,T=T[1],x=x[1])

h_4s=h[3]
P_4s=P[1]
P[1]=P[4]
P[4]=176.948
T[4]=T_4s
T[1]=T[4]
s[3]=s_4s
h[4]=Enthalpy(R$,T=T[4],P=P[4])
s[4]=Entropy(R$,T=T[4],h=h[4])

s[1]=s_2s
P[2]=P_2s
h_2s=Enthalpy(R$,s=s_2s,P=P_2s)
y_comp=0.85
h[2]=(h_2s-h[1])/y_comp+h[1]
h[2]=Enthalpy(R$,P=P[2],T=T[2])
T[2]=Temperature(R$,h=h[2],P=P[2])
s[2]=Entropy(R$,T=T[2],P=P[2])

Q_dot_cond\m_dot=h[2]-h[3]
Q_dot_evap\m_dot=h[1]-h[4]
W_dot_comp\m_dot=(h[2]-h[1])*y_comp
COP=Q_dot_cond\m_dot/W_dot_comp\m_dot
    
```

Şekil 3a. R500 soğutucu akışkan için toprak kaynaklı ısı pompası için EES ile yapılan hesaplama işlemleri.



Şekil 3b. R500 soğutucu akışkan için toprak kaynaklı ısı pompası için elde edilen bazı büyüklükler.

3. Bulgular ve Tartışma

R134a, R407c, R410a ve R500 soğutucu akışkanları için sıcaklık, basınç, entalpi ve entropi değerleri Şekil 1' deki proses adımları izlenerek Çizelge 6' da sunulmuştur. Bu işlemler ısı kaynağı olarak hava ya da toprak kullanımı durumu için ayrı ayrı uygulanmıştır. Bu çalışmada, ölü hal sıcaklık ve basıncı sırasıyla 2°C ve 20 kPa olarak belirlenmiştir.

Çizelge 6. Soğutucu akışkanlar için elde edilen termodinamik özellikler

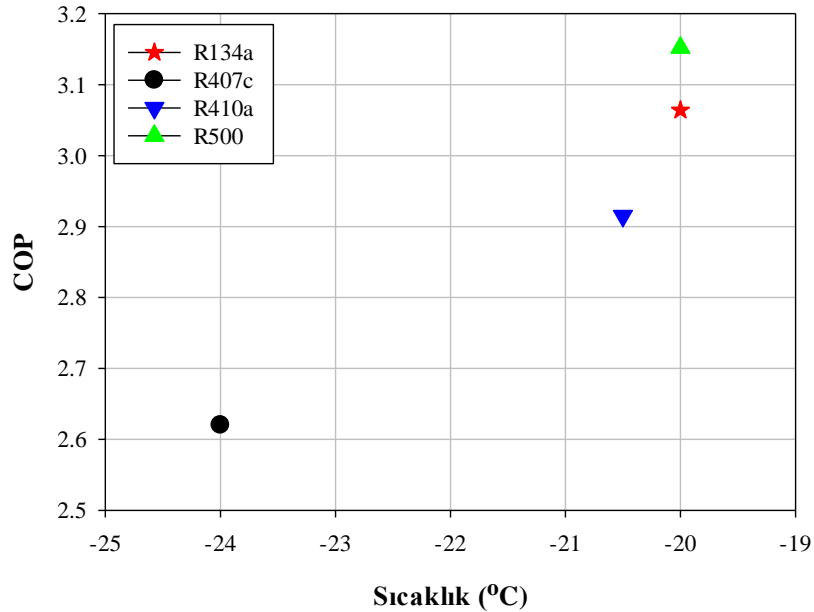
HKIP													
Akışkan Türü	T_1 (°C)	T_2 (°C)	T_{2s} (°C)	T_3 (°C)	T_4 (°C)	P_1 (kPa)	P_2 (kPa)	P_3 (kPa)	P_4 (kPa)	h_1 (kJ/kg)	h_{2s} (kJ/kg)	h_3 (kJ/kg)	h_4 (kJ/kg)
R134a	-20	55.57	48.62	40	-20	132.82	1017	1017	132.82	238.40	280.88	108.26	108.26
R407c	-20	74.29	65.32	40	-24.02	214.44	1737	1737	214.44	254.66	307.44	116.39	116.39
R410a	-20	74.28	67.11	40	-20.04	399.69	2416	2416	399.69	274.55	325.61	125.70	125.70
R500	-20	61.10	53.57	40	-20	176.94	1135	1135	176.94	214.01	253.9	88.02	88.02
TKIP													
Akışkan Türü	T_1 (°C)	T_2 (°C)	T_{2s} (°C)	T_3 (°C)	T_4 (°C)	P_1 (kPa)	P_2 (kPa)	P_3 (kPa)	P_4 (kPa)	h_1 (kJ/kg)	h_{2s} (kJ/kg)	h_3 (kJ/kg)	h_4 (kJ/kg)
R134a	2	41.84	38.32	40	2	176.9	877.7	877.7	176.9	251.61	272.9	108.26	255.3
R407c	2	62.73	57.42	40	-2.54	487.77	525.65	525.65	487.77	267.58	299.17	116.39	184.5
R410a	2	59.43	56.37	40	2	847.91	2416	2416	847.91	281.96	284	125.70	300.4
R500	2	84.03	47.05	40	2	176.9	2125	2125	176.9	224.80	261.40	88.022	229.9
HKIP													
Akışkan Türü	s_1 (kJ/kgK)	s_2 (kJ/kg)	s_{2s} (kJ/kgK)	s_3 (kJ/kgK)	s_4 (kJ/kgK)								
R134a	0.9456	0.9687	0.9456	0.3949	0.4316								
R407c	1.038	1.065	1.038	0.4308	0.4827								
R410a	1.090	1.117	1.090	0.457	0.5024								
R500	0.8483	0.8696	0.8483	0.3192	0.3506								
TKIP													
Akışkan Türü	s_1 (kJ/kgK)	s_2 (kJ/kg)	s_{2s} (kJ/kgK)	s_3 (kJ/kgK)	s_4 (kJ/kgK)								
R134a	0.9303	0.9423	0.9303	0.3949	0.9876								
R407c	1.013	1.252	1.013	0.4308	1.123								
R410a	1.045	1.046	1.045	0.457	0.509								
R500	0.8291	0.8473	0.8291	0.3192	0.9085								

Öte yandan hava ve toprak kaynaklı ısı pompasındaki her bir yapı elemanı için ekserji yok oluşları Çizelge 7’ de gösterilmiştir. Çizelge incelendiğinde HKIP sistemi içinde ani çap daralmasına bağlı olarak entropi artışından kaynaklı diğer elemanlara göre kısılma vanalarında ekserji yok oluşu daha fazla meydana gelmiştir. Özellikle HKIP için R407c ve TKIP için R500 soğutucu akışkan kullanımı ile ekserji yok oluşu diğer soğutucu akışkanlara kıyasla daha büyük olduğu belirlenmiştir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu giriş ve çıkışlarında basınç değişimlerinin olmaması ekserji yok oluşlarının azalmasında önemli rol üstlenmiştir. TKIP sistemlerinde görüldüğü üzere tersinmezlik etkileri daha az etki ederek ekserji yok oluşlarının daha az oluşmasını sağlamaktadır.

Çizelge 7. HKIP ve TKIP ısı pompası elemanları için ekserji yok oluşları

Isı Kaynağı	Akışkan	Ekserji Yok Oluşu (kW)				
		Kompresör	Yoğuşturucu	Kısılma Vanası	Buharlaştırıcı	Toplam
Hava	R134a	0.367	0.118	0.584	0.050	1.075
	R407c	0.388	0.111	0.747	0.108	1.354
	R410a	0.371	0.111	0.624	0.108	1.216
	R500	0.352	0.151	0.520	0.050	1.074
Toprak	R134a	0.196	0.0764	0.968	0.0165	1.244
	R407c	0.042	0.160	0.197	0.129	0.526
	R410a	0.0157	0.119	0.818	0.119	1.073
	R500	0.027	0.313	0.901	0.017	1.258

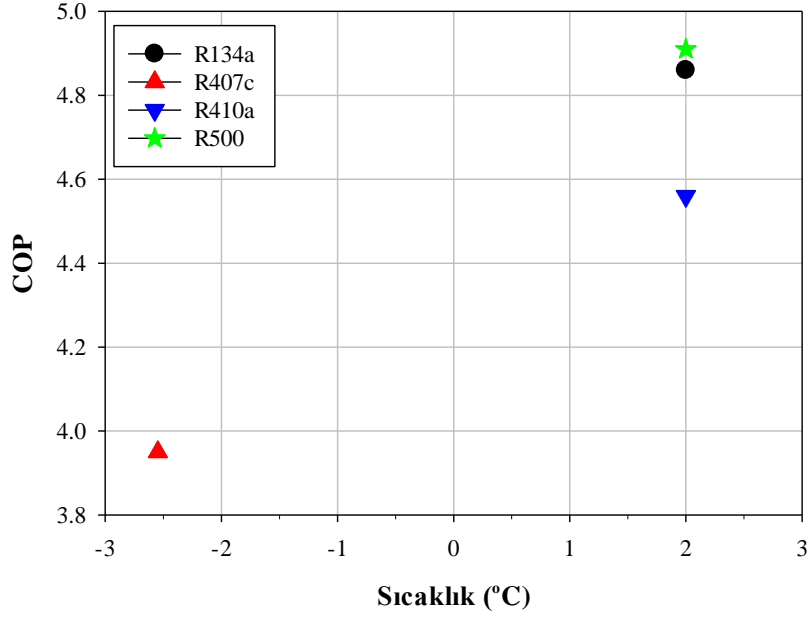
HKIP sistemi içinde farklı soğutucu akışkanlar için COP değerlerinin T_4 sıcaklıklarına göre karşılaştırılması Şekil 4’te gösterilmiştir. Sıcaklık değerlerinin artmasıyla HKIP sisteminin performans katsayısının giderek arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca R500 soğutucu akışkanının kullanımı ile COP değeri 3.152 seviyelerine ulaşmıştır. Dolayısıyla R407c yerine R500 kullanımında TKIP performans katsayısında %20.3 oranında artış sağlanabilmektedir.



Şekil 4. HKIP için farklı soğutucu akışkanların kullanımında COP değerleri.

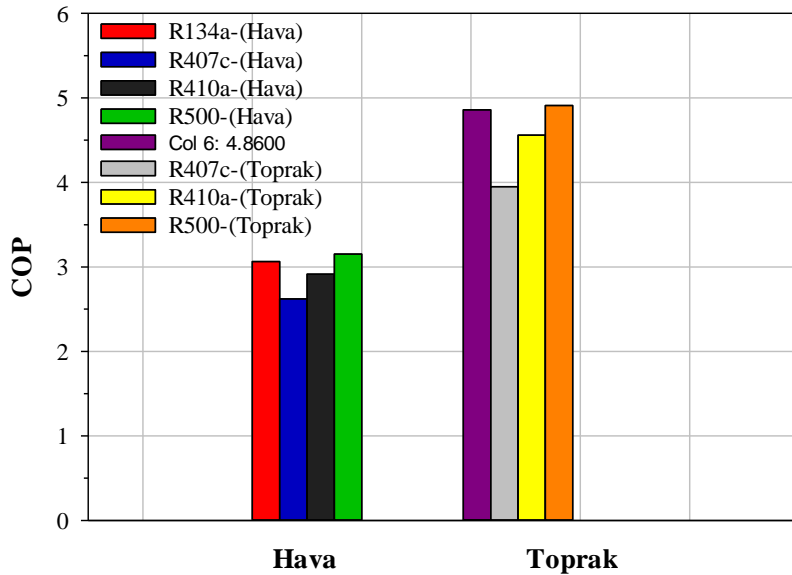
TKIP sistemi için aynı soğutucu akışkanların kullanımında COP değerleri karşılaştırılmış olup Şekil 5’te görüldüğü üzere en iyi performans yine R500 kullanımında elde edilmiştir. Sistemdeki tersinmezliklerin HKIP sistemine göre daha az olmasının da etkisiyle maksimum performans katsayısı

4.91 değerine ulaşmıştır. Bu durum HKIP yerine TKIP kullanımında COP değerinde %55.77 oranında iyileşme sağlandığını ortaya koymaktadır.



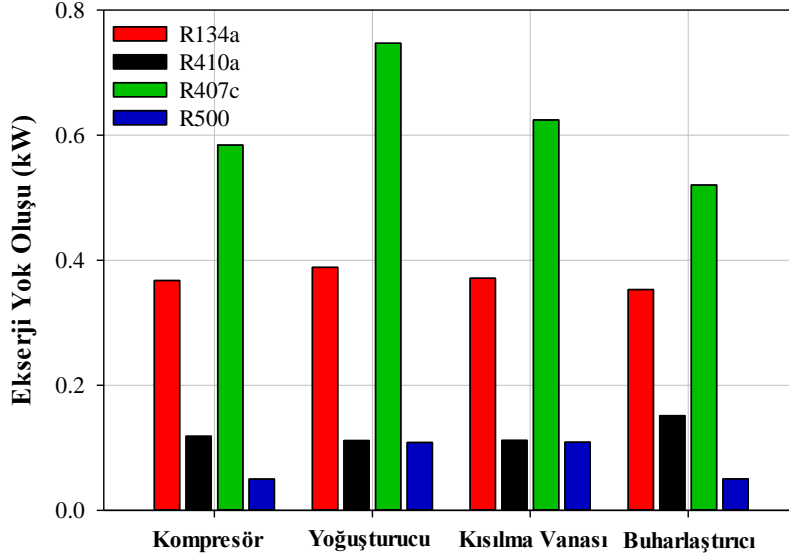
Şekil 5. TKIP için farklı soğutucu akışkanların kullanımında COP değerleri.

HKIP ve TKIP çevrimlerinde soğutucu akışkan türlerine göre COP değerlerinin bir arada karşılaştırılması Şekil 6'da belirtilmiştir. TKIP sistemleri her durumda HKIP'na göre daha yüksek performans göstermektedir. Ayrıca R407c her iki durumda da en düşük ısıtma performansına neden olurken R500 kullanımının en uygun soğutucu akışkan tercihi olduğu gözlemlenmiştir.

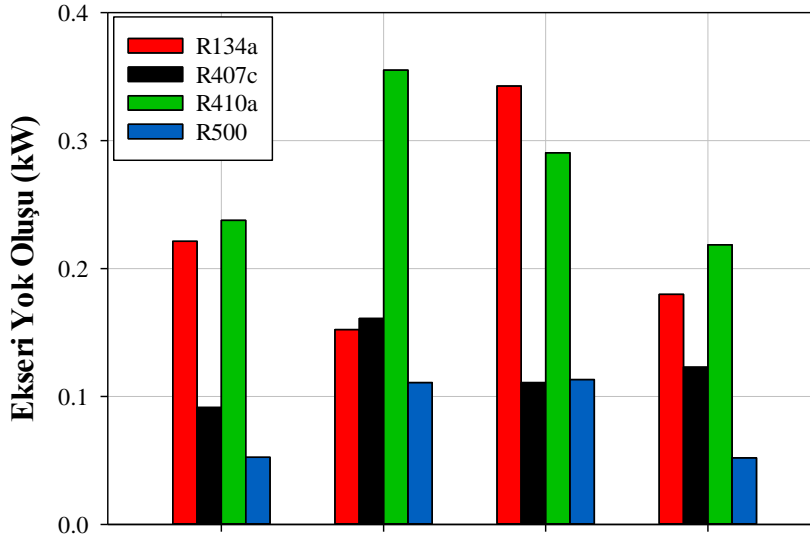


Şekil 6. HKIP ve TKIP için COP değerlerinin karşılaştırılması.

Soğutucu akışkan türüne göre ısı pompalarındaki yapı elemanlarına göre faydalanılmayan ekserji değerleri Şekil 7'de sunulmuştur. R134a kullanımında ekserji yok oluşu büyüklükleri (kW) kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve kısılma vanasında neredeyse aynı kalırken yapı elemanlarında ekserji yok oluş miktarlarındaki dalgalanma en fazla R407c soğutucu akışkan için elde edilmiştir.

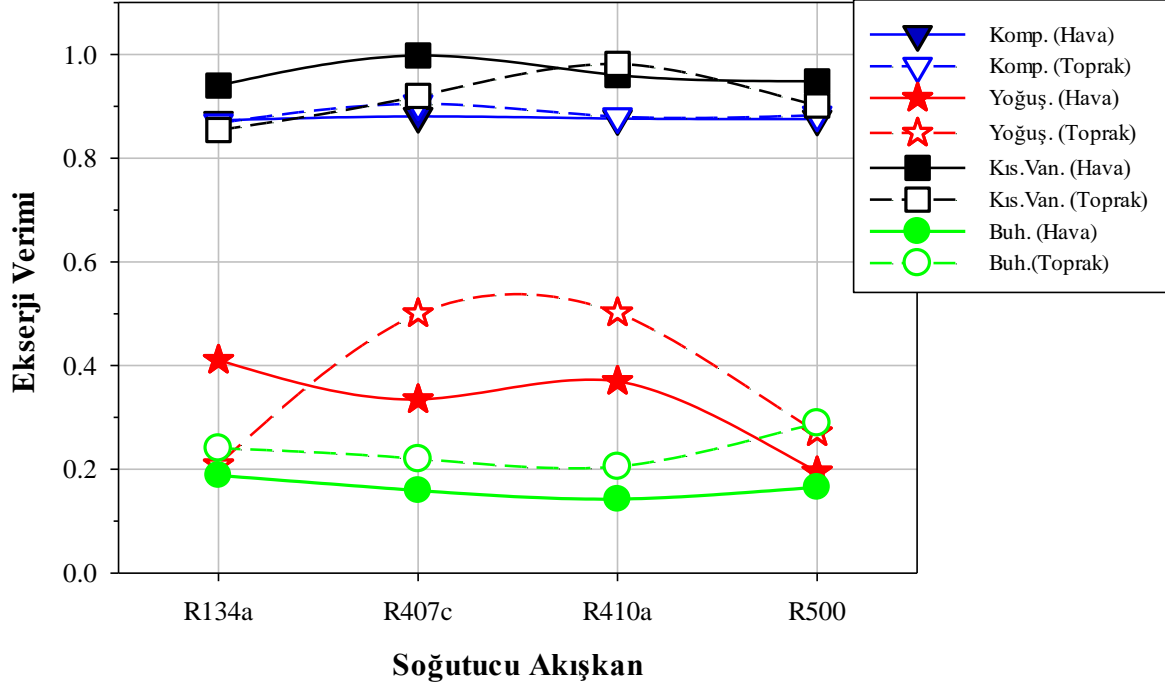


Şekil 7. HKIP için farklı soğutucu akışkanların kullanımında ekserji yok oluşunun karşılaştırılması.



Şekil 8. TKIP için farklı soğutucu akışkanların kullanımında ekserji yok oluşunun karşılaştırılması.

Termodinamiğin ikinci yasasına göre ikincil verim ya da ekserji verimi ısı pompası sistemlerinin etkinliği her bir yapı elemanı için ayrı ayrı Çizelge 5'te yer alan basitleştirilmiş denklemlere göre hesaplanmıştır. Şekil 9'da sistem elemanlarına ait ekserji verimleri verilmiştir. Isıtma dönemi için yapılan ekserji analizi ile elde edilen sonuçlara göre HKIP ve TKIP sistem elemanlarının ekserji verimleri sırasıyla kompresörde ortalama %87.63 ve %88.4, yoğuşturucuda ortalama %32.76 ve %37.06, kısılma vanasında ortalama %96.2 ve %91.45 buharlaştırıcıda ortalama %16.38 ve %23.86 olarak bulunmuştur. Soğutucu akışkanın tüm sistemden geçtiği durum için en yüksek ekserji verimi ise TKIP için R410a kullanımında %64.22 olarak elde edilmiştir.



Şekil 9. HKIP ve TKIP için ekserji verimlerinin (ikincil verimler) karşılaştırılması.

4. Sonuçlar

Bu çalışmada R134a, R407c, R410a, R500 soğutucu akışkanları için, toprak ve hava kaynaklı ısı pompalarının, aynı iklim koşulları altında enerji analizi ve ekserji analizi yapılarak bir karşılaştırma yapılmıştır. Bu sayede ısı kaynağı seçiminin coğrafi şartlara ve soğutucu akışkana göre yapılmasının, ısı pompası etkinliği üzerine etkisini gözlemleyerek Kastamonu ili için uygun ısı pompası kaynağı tespit edilmek istenmiştir. Elde edilen sonuçlar aşağıdaki şekilde özetlenmiştir.

- HKIP ve TKIP karşılaştırıldığında aynı şartlar altında toprak kaynaklı ısı pompasının enerji ve ekserji verimliliği daha yüksektir.
- Hem HKIP hem de TKIP sistemlerinde en yüksek COP ve ekserji verimi R500 soğutucu akışkan kullanımında elde edilmiştir.
- Tüm durumlar arasında tersinmezlik etkilerinin en fazla ortaya çıktığı HKIP ve TKIP sistemleri için sırasıyla R407c ve R500 soğutucu akışkan kullanımlarında ortaya çıkmıştır.
- Hava ya da toprak sıcaklığının ısı pompası performansını doğrudan etkilediği belirlenmiştir. Bu nedenle ısı pompası uygulamaları öncesinde mutlaka uygun ısı kaynak türü belirlenmelidir.
- Buharlaştırıcı sıcaklığına genişletilen akışkan sıcaklığının azalmasıyla kompresörde sıkıştırma gücü artış göstermektedir.
- Soğutucu akışkanın sıkıştırılması için gereken kompresör gücünün azalması ile ısı pompası performans katsayısı (COP) artış göstermektedir.
- Yoğuşturucu enerji ve ekserji veriminin artışıyla mahale aktarılan ısı kapasitesi artış göstermektedir. Bu sayede ısı pompası etkinliğinde artışlar sağlanabilmektedir.

Teşekkür

Hava ve toprak sıcaklık bilgilerinin temin edilmesinde katkılarından dolayı Kastamonu Meteoroloji Müdürlüğü ve çalışanlarına teşekkür ederim.

Kaynakça

- Alkan, R., Kabul, A., & Kızıllıkan, Ö. (2014). Toprak kaynaklı bir ısı pompasının farklı soğutucu akışkanlar için termodinamik analizi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 34(1), 27-34.
- Bilen, K., & Demir, O. (2021). Hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompalarının farklı soğutucu akışkanlar için enerji ve ekserji analizi. *El-Cezerî Fen ve Mühendislik Dergisi*, 8(2), 688-705. doi:10.31202/ecjse.865741
- Caner, M., Duman, N., Buyruk, E., & Kılınç, F. (2019). Yatay toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin Sivas şartlarında performans analizi. *Journal of Science and Technology of Dumlupınar University*, 042, 47-53.
- Çakır U., & Çomaklı, K. (2011, Nisan). Hava kaynaklı bir ısı pompasının farklı çalışma şartları altında termodinamik performans analizi. X. Ulusal Tesilat Mühendisliği Kongresi, İzmir.
- Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Heat and Mass Transfer-Fundamentals and Applications* (4th ed.). New York, USA: Mc Graw Hill.
- Erdoğan, S., Yılmaz, M., Şahin, B., & Özyurt, Ö. (2006). Isı pompası sistemlerinin seçimi. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 92, 40-49.
- Gomri, R., Karoune, N., & Khellaf, N. (2018). Energy and exergy analyses of different transcritical CO refrigeration cycles. *El-Cezeri Journal of Science and Engineering*, 5(2), 425-436. doi:10.31202/ecjse.402904
- Hepbasli, A., & Akdemir, O. (2004). Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system. *Energy Conversion and Management*, 45(5), 737-753. doi:10.1016/S0196-8904(03)00185-7
- Koyun, T., Koyun, A., & Acar, M. (2005). Soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar ve bu akışkanların ozon tabakası üzerine etkileri. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 88, 46-53.
- Klein, S. A., & Alvarado, F. L. (2002). Engineering equation solver. *F-Chart Software*, Madison, WI, 1.
- Liu, S., Li, Z., Dai, B., Zhong, Z., Li, H., Song, M., & Sun, Z. (2019). Energetic, economic and environmental analysis of air source transcritical CO₂ heat pump system for residential heating in China. *Applied Thermal Engineering*, 148, 1425-1439. doi:10.1016/j.applthermaleng.2018.08.061
- Mao, Q., & Chen, Y. (2017). Experimental investigation of thermal performance of a ground source heat pump system for spring season. *Energy and Buildings*, 152, 336-340. doi:10.1016/j.enbuild.2017.07.067
- Michineau, T., Cavalier, G., & Devin, E. (2014, June). *F-gases in refrigerated transport*. <http://tecnea-italia.it/documents/F-gases-in-Refrigerated-Transport.pdf> Erişim tarihi: 02.04.2023.
- Naili, N., Hazami, M., Kooli, S., & Farhat, A. (2015). Energy and exergy analysis of horizontal ground heat exchanger for hot climatic condition of northern Tunisia. *Geothermics*, 53, 270-280. doi:10.1016/j.geothermics.2014.07.004
- Özgür, A. E., & Manır, M. (2020). R32 Soğutkanlı bir ısı pompasının termodinamik analizi. *Uluslararası Teknolojik Bilimler Dergisi*, 12(2), 77-83.
- Staffell, I., Brett, D., Brandon, N., & Hawkes, A. (2012). A review of domestic heat pumps. *Energy & Environmental Science*, 5(11), 9291-9306. doi:10.1039/C2EE22653G
- Toksöz, S., Soyhan, H. S., Topaçoğlu, Y., Taymaz, İ., & Büyükkaya, E. (2011, Kasım). Toprak kaynaklı ısı pompasında ikinci yasa verimi. Ulusal İklimlendirme Kongresi ve Fuarı, Antalya.
- Ünlü, K. (2005). *Hava ve toprak kaynaklı ısı pompalarına etki eden parametrelerin incelenmesi*. (PhD), Bursa Uludağ University, Institute of Science Bursa, Türkiye.
- Wang, Z., Wang, F., Ma, Z., & Song, M. (2017). Numerical study on the operating performances of a novel frost-free air-source heat pump unit using three different types of refrigerant. *Applied Thermal Engineering*, 112, 248-258. doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.10.040
- Wu, W., & Skye, H. M. (2018). Progress in ground-source heat pumps using natural refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 92, 70-85. doi:10.1016/j.ijrefrig.2018.05.028
- Yamankaradeniz, R., Horuz, I., & Coskun, S. (2002). *Soğutma Tekniği ve Uygulamaları*. Bursa, Turkey: Vipaş AŞ Yayınları.
- Yakut, A. (2014). Yeni nesil soğutucu akışkan: R32. https://cloud.essiad.org.tr/sogutma_dunyasi/64.pdf Erişim tarihi:02.04.2023