



Araştırma Makalesi / Research Article

Adana İli Koşullarında Hava, Su ve Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemlerinin Termodinamik ve Termoekonomik Analizi

Thermodynamic and Thermoeconomic Analysis of Air, Water and Ground Source Heat Pump Systems in Adana Province

Ömer Çetin¹, Ali Hüsni Bademlioglu^{2*}

¹Bursa Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, omercetinn01@gmail.com
ORCID: <https://orcid.org/0009-0007-1459-7257>

²Bursa Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, hushnu.bademlioglu@btu.edu.tr
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6944-4900>

MAKALE BİLGİLERİ

Makale Geçmişi:

Geliş 2 Aralık 2025
Revizyon 16 Aralık 2025
Kabul 25 Aralık 2025
Online 26 Mart 2026

Anahtar Kelimeler:

Isı pompası, COP, ekserji verimi, termoekonomik analiz, ısı kaynağı, basit geri ödeme süresi

ÖZ

Bu çalışmada, Adana ili koşullarında 200 m² büyüklüğündeki bir müstakil konutun ısıtılmasına yönelik olarak hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin termodinamik ve termoekonomik performansları karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Çalışmada soğutucu akışkan olarak R290 kullanılmış; 2015-2025 yılları arasındaki ısıtma sezonuna (Kasım-Mart) ait meteorolojik veriler esas alınarak her bir ısı kaynağına karşılık gelen tasarım sıcaklıkları belirlenmiştir. Bu kapsamda enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiş, kondenser sıcaklığı (35-50 °C) ile kompresör izentropik veriminin (%70-%85) sistemin termodinamik performansı üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Ayrıca ekonomik analiz kapsamında, seviyelendirilmiş ısıtma maliyeti ile basit geri ödeme süresi karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Analizler sonucunda, su kaynaklı ısı pompasının incelenen çalışma koşullarında en yüksek COP (Performans Katsayısı) değerine ve ekserji verimine ulaştığı; hava kaynaklı sistemin ise düşük kaynak sıcaklığı nedeniyle en düşük termodinamik performansı gösterdiği belirlenmiştir. Buna bağlı olarak, hava kaynaklı ısı pompasının seviyelendirilmiş ısıtma maliyeti (0.0741 USD/kWh) diğer ısı kaynaklı sistemlere kıyasla daha yüksek gerçekleşmiştir. Hava kaynaklı sistemin düşük ilk yatırım maliyeti sayesinde düşük kondenser sıcaklıklarıyla en kısa geri ödeme süresi 4.33 yıl olarak hesaplanmıştır; ancak kondenser sıcaklığının yükselmesiyle bu avantaj ortadan kalkarak geri ödeme süresi 4.66 yıla çıkmıştır.

ARTICLE INFO

Article history:

Received 2 December 2025
Received in revised form 16 December 2025
Accepted 25 December 2025
Available online 26 March 2026

Keywords:

Heat pump, COP, exergy efficiency, thermoeconomic analysis, heat source, simple payback period

ABSTRACT

In this study, the thermodynamic and thermoeconomic performances of air-, water-, and ground-source heat pump systems designed for heating a 200 m² detached residential building under the climatic conditions of Adana, Turkey, were comparatively investigated. R290 was selected as the refrigerant, and the design temperatures for each heat source were determined based on meteorological data from the 2015-2025 heating seasons (November-March). Within this scope, energy and exergy analyses were conducted, and the effects of condenser temperature (35-50 °C) and compressor isentropic efficiency (70-85%) on the thermodynamic performance of the systems were evaluated. Additionally, the levelized heating cost and simple payback period were comparatively assessed as part of the economic analysis. The results revealed that the water-source heat pump achieved the highest COP (Coefficient of Performance) and exergy efficiency values under the investigated operating conditions, whereas the air-source system exhibited the lowest thermodynamic performance due to its lower source temperature. Accordingly, the levelized heating cost of the air-source heat pump (0.0741 USD/kWh) was higher than those of the other heat source alternatives. Thanks to the low initial investment cost of the air-source system, the shortest payback period was calculated as 4.33 years at low condenser temperatures; however, as the condenser temperature increased, this advantage disappeared and the payback period rose to 4.66 years.

Doi: 10.24012/dumf.1834222

* Sorumlu Yazar

Giriş

Artan nüfus, sanayileşme ve yükselen yaşam standartları, küresel enerji talebini sürekli artırmakta ve mevcut enerji kaynaklarının daha verimli ve sürdürülebilir biçimde kullanılmasını gerektirmektedir. Fosil yakıtların çevresel etkilerinin belirginleşmesi ve düşük karbonlu çözümlere duyulan ihtiyacın artması, enerji sistemlerinde yenilenebilir ve yüksek verimli teknolojilere yönelimi hızlandırmıştır. Elektrik üretiminde yenilenebilir enerji kullanımının yaygınlaşmasına karşın, ısıtma-soğutma sektöründe fosil yakıt ağırlığının devam etmesi alternatif ısıtma teknolojilerinin önemini artırmaktadır. Bu doğrultuda, yenilenebilir enerji kaynaklarından yararlanabilen ve yüksek verimlilik sunan ısı pompası sistemleri öne çıkan seçeneklerden biri hâline gelmiştir.

Isı pompaları, düşük sıcaklıktaki çevresel kaynaklardan (hava, su, toprak) aldıkları ısıyı daha yüksek sıcaklık seviyelerine taşıyarak ısıtma ve soğutma sağlayan yüksek verimli sistemlerdir. Enerji tasarrufu sağlamaları, düşük karbon emisyonu üretmeleri ve farklı iklim koşullarında güvenilir şekilde çalışabilmeleri sayesinde hem konutlarda hem de endüstriyel uygulamalarda giderek daha fazla tercih edilmektedir. Bununla birlikte, ısı pompalarının performansı; evaporasyon ve kondenzasyon sıcaklıkları, bölgesel iklim koşulları ve kullanılan soğutucu akışkanın özellikleri gibi pek çok parametreye bağlı olarak önemli ölçüde değişmektedir [1],[2]. Bu nedenle, farklı ısı kaynaklarının ve çeşitli soğutucu akışkanların performans üzerindeki etkilerini inceleyen karşılaştırmalı çalışmalar literatürde geniş yer bulmaktadır. Mevcut çalışmalar ayrıca, enerji analizlerinin yanında ekserji ve ekonomik analizlerin de sistem performansının daha kapsamlı değerlendirilmesi açısından önemli olduğunu göstermektedir [3],[4].

Bu kapsamda, literatürde ısı pompalarının enerji, ekserji ve ekonomik performansını farklı çalışma koşulları, soğutucu akışkanlar ve çevrim konfigürasyonları altında inceleyen çok sayıda çalışma bulunmaktadır. Raad ve ark. [5], buhar üretimi amacıyla kullanılan tek kademeli bir ısı pompasının performansını geliştirmek için enerji, ekserji ve ekonomik analizleri bir arada ele alan sistematik bir yöntem önermiştir. Çalışma kapsamında önerilen bu yöntemin daha etkili tasarım iyileştirmeleri sunduğu ve iç ısı değiştiricisi kullanımının COP değerini 2.3'ten 2.8'e yükselterek toplam maliyeti belirgin ölçüde azalttığı belirlenmiştir.

Bilen ve Demir [6], Ankara'nın Gölbaşı ilçesinde konut ısıtmasına yönelik hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompalarını beş farklı soğutucu akışkan için karşılaştırmalı olarak değerlendirmiştir. Elde ettikleri sonuçlar, en yüksek COP değerinin toprak kaynaklı sistemlerde, en yüksek ekserji veriminin ise hava kaynaklı sistemlerde gerçekleştiğini ortaya koymuş; tüm kaynak türlerinde en iyi performansı gösteren akışkanın R600a olduğunu göstermiştir. Vidinlioğlu ve Cimsit [7], R410A kullanılan su kaynaklı bir ısı pompasının yaz ve kış çalışma koşullarını incelemiş ve sistem performansının sıcaklık seviyelerinden önemli ölçüde etkilendiğini ortaya koymuştur. Kış modunda kondenser sıcaklığının artması COP değerinin düşmesine ve ekserji yıkımının artmasına yol açarken; yaz modunda evaporatör sıcaklığının yükselmesi COP değerini artırmış ve ekserji yıkımını azaltmıştır.

Soğutucu akışkan seçimi, ısı pompası sistemlerinin hem termodinamik performansı hem de çevresel etkileri açısından kritik bir tasarım parametresidir [8]. Sentetik akışkanlara yönelik düzenleyici kısıtlamaların artması, düşük küresel ısınma potansiyeline (GWP) sahip alternatif akışkanların tercih edilmesini teşvik etmiş ve özellikle R290 (propan) son yıllarda öne çıkan bir seçenek hâline gelmiştir. R290, hidrokarbon esaslı doğal bir soğutucu akışkan olup, düşük küresel ısınma potansiyeline (GWP = 3) ve sıfır ozon tüketim potansiyeline (ODP = 0) sahiptir. Yüksek gizli buharlaşma ısı ve uygun termofiziksel özellikleri sayesinde ısı pompası uygulamalarında yüksek performans sunabilmektedir. Bu kapsamda Zou ve Yu [9], düşük sıcaklıklarda R290 kullanılan hava kaynaklı ısı pompalarının performansını artırmak amacıyla buhar enjeksiyonu, ejektör ve alt soğutucuyu bir arada içeren geliştirilmiş bir çevrim önermiş; çalışma sonuçları bu bileşenlerin birlikte kullanılmasıyla kapasite artışı, genleşme kayıplarının geri kazanımı ve COP değerinde anlamlı bir iyileşme elde edildiğini ortaya koymuştur. Sulaiman ve ark. [10], düşük sıcaklıklı iklim koşullarında R290 kullanılan gelişmiş bir ejektörlü ısı pompası çevrimi geliştirmiş ve ejektör entegrasyonunun ısıtma kapasitesini yaklaşık %15 artırarak COP değerinde belirgin bir iyileşme sağladığını belirlemiştir.

Yüksek sıcaklıklı ısı pompası sistemlerinin performansını farklı tasarım ve uygulama koşulları altında inceleyen çalışmalar literatürde geniş yer tutmaktadır. Wu ve ark. [11], yüksek sıcaklıklı bir ısı pompası sisteminde plaka tip ısı değiştiriciler için kullanılan farklı iki fazlı ısı transferi korelasyonlarının sistem performansı üzerindeki etkisini araştırmıştır. Bu kapsamda, sistemin enerji, ekserji, ekonomik ve çevresel analizleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, ısı pompası sistemlerinde ısı değiştirici tasarımında kullanılan korelasyon seçiminin sistem performansının doğru değerlendirilmesi açısından kritik öneme sahip olduğunu ortaya koymuştur. Sadeghi ve ark. [12], bölgesel ısıtma sistemlerinden sağlanan yaklaşık 85 °C seviyesindeki ısının, yüksek sıcaklıklı ısı pompası kullanılarak buhar üretiminde kullanımını incelemiştir. Çalışmada, farklı açık ve kapalı çevrim konfigürasyonları için enerji ve ekonomik analizler gerçekleştirilerek sistem performansları karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar, özellikle düşük maliyetli veya ücretsiz ısı kaynaklarının mevcut olduğu durumlarda, yüksek sıcaklıklı ısı pompası sistemlerinin geleneksel buhar kazanlarına rekabetçi bir alternatif sunduğunu ortaya koymuştur.

Transkritik CO₂ ısı pompası sistemlerinin performansını farklı çalışma koşulları ve sistem konfigürasyonları altında inceleyen çalışmalar son yıllarda artış göstermektedir. Wei ve ark. [13], soğuk iklim koşullarında çalışan hava kaynaklı transkritik CO₂ ısı pompası destekli su ısıtma sistemlerinin enerji ve ekserji performansını deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada, ortam sıcaklığı, kompresör hızı ve çalışma basıncının COP ve ekserji verimi üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, çalışma koşulları ve bileşen performanslarının transkritik CO₂ ısı pompası sistemlerinin termodinamik verimliliği üzerinde belirleyici rol oynadığını ortaya koymuştur. Wang ve ark. [14], mekânsal ısıtma amacıyla kullanılan hava kaynaklı transkritik CO₂ ısı pompası sistemlerini, eşanjörlü ve eşanjörsüz konfigürasyonlar için karşılaştırmalı olarak

incelemiştir. Çalışma kapsamında sistemin enerji, ekserji ve termoeconomik analizleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, sistemde eşanjör kullanılması durumunda COP ve ekserji veriminin arttığını göstermiştir. Ayrıca, eşanjörün yatırım maliyetini artırmasına rağmen toplam ekserji maliyetini düşürdüğü ve sistemi termoeconomik açıdan daha avantajlı hâle getirdiği belirlenmiştir. Zhang ve ark. [15], çift ısı kaynaklı transkritik CO₂ ısı pompası sistemlerinde ejektör entegrasyonunun enerji, ekserji ve termoeconomik performans üzerindeki etkisini incelemiş ve sistemi geleneksel transkritik CO₂ ısı pompası ile karşılaştırmıştır. Elde edilen sonuçlar, ejektör entegrasyonu ve ilave ısı kaynağı sayesinde sistemin ısıtma kapasitesi, COP ve ekserji veriminin iyileştiğini ortaya koymuştur. Ayrıca, sistemin termoeconomik açıdan daha avantajlı olduğu belirlenmiştir.

Literatürde, farklı ısı kaynaklı ısı pompası sistemlerinin bölgeye özgü uzun dönemli meteorolojik veriler kullanılarak karşılaştırıldığı çalışmalar sınırlıdır. Ayrıca, bu sistemlerin aynı tasarım kapasitesi altında bütüncül biçimde değerlendirildiği çalışmaların sayısı da oldukça azdır. Bu çalışmada, Adana bölgesinde yer alan 200 m² büyüklüğündeki bir müstakil konutun ısıtma sezonu koşulları için, farklı ısı kaynaklarını kullanan ısı pompası sistemlerinin termodinamik ve termoeconomik performansları kapsamlı biçimde değerlendirilmiştir. Analizlerde, Adana iline ait 2015-2025 yıllarını kapsayan ısıtma sezonu meteorolojik verileri kullanılmıştır. Farklı kondenser sıcaklıkları ve kompresör izentropik verimleri altında enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiş; seviyelendirilmiş ısıtma sistemlerin ekonomik uygulanabilirliği ortaya konmuştur. Bu çalışma kapsamında, farklı ısı kaynaklı sistemlerin bölgesel iklim koşullarını temsil eden uzun dönemli gerçek veriler kullanılarak ve tutarlı çalışma kabulleri altında karşılaştırmalı olarak incelenmesi, literatürdeki çalışmaların genişletilmesine katkı sunmakta ve çalışmanın yenilikçi yönünü oluşturmaktadır.

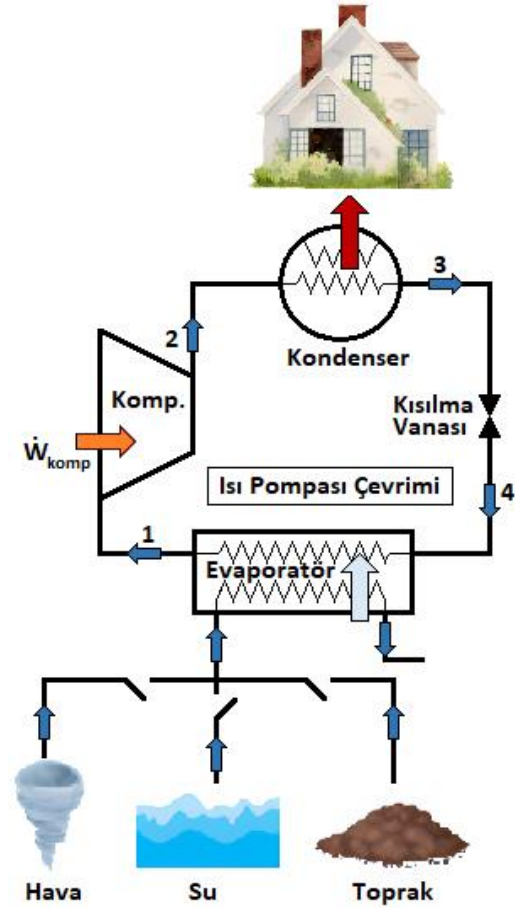
Materyal ve Yöntem

Isı pompası çevrimi temel olarak kompresör, kondenser, kısılma vanası ve evaporatör olmak üzere dört ana bileşenden oluşmaktadır. Çevrimde soğutucu akışkan önce kompresörde sıkıştırılarak yüksek basınç ve sıcaklık seviyesine çıkarılır. Ardından kondenserde çevreye ısı atarak yoğunlaşır ve doymuş sıvı hâline geçer. Daha sonra kısılma vanasında genişleşerek basıncı ve sıcaklığı düşürülür. Son aşamada düşük basınçlı soğutucu akışkan evaporatörde ısı kaynağından ısı çekerek buharlaşır ve çevrim tamamlanır. Isı pompası çevriminin tesisat şeması ve T-s diyagramı sırasıyla Şekil 1 ve Şekil 2’de verilmiştir.

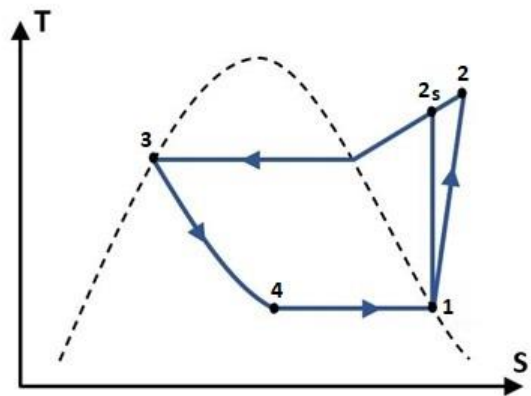
Çalışma kapsamında ısı pompası çevriminin analizleri için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Sistemde meydana gelen basınç kayıpları ve basınç düşümleri ihmal edilmiştir.
- Çalışma süresi boyunca ısı kaynaklarına ait termodinamik özelliklerin zamana bağlı olarak değişmediği kabul edilmiştir.
- Kompresörde gerçekleşen sıkıştırma işleminin adyabatik olduğu kabul edilmiştir.

- Çevrimde dolaşan soğutucu akışkanın kütleli debisinin sabit olduğu ve zamana bağlı olarak değişmediği kabul edilmiştir.
- Soğutucu akışkanın kompresöre doymuş buhar hâlinde girdiği kabul edilmiştir.



Şekil 1. Isı pompası çevriminin tesisat şeması.



Şekil 2. Isı pompası çevriminin T-s diyagramı.

Isı Pompası Çevriminin Enerji Analizi

Isı pompası çevriminin enerji analizi için, termodinamiğin birinci kanunu temel alınarak her bir çevrim elemanına ait enerji dengesi oluşturulmuş ve ısıl performansları değerlendirilmiştir.

1-2s arasındaki izentropik kompresör işi aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{W}_{komp_s} = \dot{m}_{sa}(h_{2s} - h_1) \quad (1)$$

Burada $\dot{m}_{sa}$ ısı pompasındaki soğutucu akışkan debisini ifade etmektedir. Gerçek kompresör işi ve kompresör çıkışındaki gerçek entalpi değeri ise aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\eta_{komp,s} = \frac{\dot{W}_{komp_s}}{\dot{W}_{komp}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

Burada $\dot{W}_{komp_s}$ izentropik kompresör işini, $\dot{W}_{komp}$ gerçek kompresör işini ve $\eta_{komp,s}$ kompresörün izentropik verimini tanımlamaktadır. 2-3 arasında, kondenserde soğutucu akışkandan ısıtılacak ortama olan ısı geçişi aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{sa}(h_2 - h_3) \quad (3)$$

4-1 arasında evaporatörde, kaynaktan ısı çekilerek soğutucu akışkana ısı verilmektedir. Kaynaktan çekilen ısı miktarı aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{sa}(h_1 - h_4) = \dot{m}_k(h_{kaynak_g} - h_{kaynak_c}) \quad (4)$$

Burada $\dot{m}_k$ ısı kaynağının debisini ifade etmekte olup, $kaynak_g$ ve $kaynak_c$ noktaları ise sırasıyla ısı kaynağının evaporatöre giriş ve çıkış noktaları olarak tanımlanmaktadır.

Isı pompası çevriminin ısıtma performansı COP değeri ile ifade edilmektedir ve aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanır [11].

$$COP = \frac{\dot{Q}_{kond}}{\dot{W}_{komp}} \quad (5)$$

Isı Pompası Çevriminin Ekserji Analizi

Isı pompası çevriminin ekserji analizi için, termodinamiğin ikinci kanunundan yararlanılarak her bir çevrim elemanı için ekserji dengesi oluşturulmuş; ekserji yıkımları hesaplanmıştır.

Çevrimdeki her bir nokta için özgül ekserji aşağıdaki şekilde ifade edilir [12].

$$e_i = h_i - h_0 - (T_0(s_i - s_0)) \quad (6)$$

Burada T_0 ölü hal sıcaklığını, h_0 ve s_0 sırasıyla çevrimde kullanılan akışkanın ölü hal şartlarındaki özgül entalpisini ve entropisini ifade etmektedir. Çevrimdeki her bir nokta için ekserji akımı ise aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanır.

$$E_i = \dot{m}_i e_i \quad (7)$$

Çevrimdeki her bir proses için ekserji dengesi aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\sum \dot{E}_{giris} - \sum \dot{E}_{çiktis} = \dot{I} \quad (8)$$

Burada $\dot{I}$ ekserji yıkımını ifade etmektedir. Kompresördeki ekserji yıkımı aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{I}_{komp} = \dot{W}_{komp} + (\dot{E}_1 - \dot{E}_2) \quad (9)$$

Burada $\dot{I}_{komp}$ kompresördeki ekserji yıkımını tanımlamaktadır. Kondenserdeki ekserji yıkımı ise aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\dot{I}_{kond} = \dot{E}_2 - \dot{E}_3 - \dot{Q}_{kond} \left(1 - \frac{T_0}{T_3}\right) \quad (10)$$

Burada $\dot{I}_{kond}$ kondenserdeki ekserji yıkımını ifade etmektedir. Kısılma vanasındaki ekserji yıkımı aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{I}_{kv} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 \quad (11)$$

Burada $\dot{I}_{kv}$ kısılma vanasındaki ekserji yıkımını tanımlamaktadır. Evaporatördeki ekserji yıkımı ise aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\dot{I}_{evap} = (\dot{E}_4 + \dot{E}_{kaynak_g}) - (\dot{E}_1 + \dot{E}_{kaynak_c}) \quad (12)$$

Burada $\dot{I}_{evap}$ evaporatördeki ekserji yıkımını ifade etmektedir. Isı pompası çevriminin ekserji verimi aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanır [13].

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_3}{\dot{W}_{komp}} = \frac{\dot{Q}_{kond} \left(1 - \frac{T_0}{T_3}\right)}{\dot{W}_{komp}} \quad (13)$$

Isı Pompası Çevriminin Termoeconomik Analizi

Termoeconomik analiz, sistemdeki enerji dönüşümlerini bileşen maliyetleriyle ilişkilendirerek teknik ve ekonomik performansın birlikte değerlendirilmesini sağlar. Bu kapsamda, sistemi oluşturan her bir bileşenin toplam yatırım maliyetinin belirlenmesi gerekir. Bu maliyet, bileşenin ilk yatırım maliyeti ile bakım, onarım ve işletme giderlerinin toplamı olarak tanımlanır ve aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{IY} + \dot{Z}_k^{BO} \quad (14)$$

Burada $\dot{Z}_k$ komponentin toplam yatırım maliyetini, $\dot{Z}_k^{IY}$ ilk yatırım maliyetini, $\dot{Z}_k^{BO}$ ise bakım, onarım ve işletme maliyetini ifade etmektedir. $\dot{Z}_k^{IY}$ ilk yatırım maliyeti aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{Z}_k^{IY} = \frac{\dot{C}_k CRF}{\tau} \quad (15)$$

Burada $\dot{C}_k$ komponentin satın alma maliyetini, CRF yatırım maliyeti geri kazanım oranını ve τ ise yıllık çalışma süresini tanımlamaktadır. Yatırım maliyeti geri kazanım oranı (CRF), bir yatırımın ekonomik ömrü boyunca sabit yıllık taksitler halinde geri ödenmesini sağlayan bir katsayıdır. CRF değeri, aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanır [14].

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (16)$$

Burada i bileşik faiz oranını, n ise sistemin ömrünü tanımlamaktadır. Bakım, onarım ve işletme maliyeti aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\dot{Z}_k^{BO} = \dot{Z}_k^{IY} \varphi \quad (17)$$

Burada φ bakım, onarım ve işletme maliyet faktörü olarak tanımlanmakta olup, bu çalışma kapsamında %6 olarak alınmıştır [15],[16].

Komponentlere ait toplam yatırım maliyetleri belirlendikten sonra, sistemin işletilmesi sırasında kompresörde tüketilen elektriğin maliyeti de dikkate alınmalıdır. Tüketilen elektrik maliyeti aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$\dot{Z}_e = \dot{W}_{komp} c_e \quad (18)$$

Burada $\dot{Z}_e$ sistemin elektrik tüketimine karşılık gelen maliyeti, c_e birim elektrik fiyatını ifade etmektedir. Bu çalışma kapsamında birim elektrik fiyatı 0.09 USD/kWh olarak alınmıştır [17].

Elektrik tüketim maliyeti hesaplandıktan sonra, sistem yatırım maliyeti aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$\dot{Z}_{sis} = \dot{Z}_k^{IY} + \dot{Z}_k^{BO} + \dot{Z}_e \quad (19)$$

Çalışmada ısı pompası çevrimine ait bileşenlerin satın alma maliyetlerinin hesaplanmasında, literatürde yaygın olarak kullanılan denklemler Tablo 1’de verilmiştir. Bu denklemler, literatürde belirtilen referans yıllarına ve bu yıllara ait Chemical Engineering Plant Cost Index (CEPCI) değerlerine dayanmaktadır. Ekipman maliyetlerinin güncel koşullara uyarlanabilmesi amacıyla, her bir denklemin referans yılına karşılık gelen CEPCI değeri esas alınmış ve tüm maliyetler 2024 yılı CEPCI değeri olan 798.8 (Haziran 2024 değeri) kullanılarak aşağıdaki oransal dönüşüm ile yeniden hesaplanmıştır [18],[19].

$$\dot{C}_{2024} = \dot{C}_{ref} \left(\frac{CEPCI_{2024}}{CEPCI_{ref}} \right) \quad (20)$$

Burada $\dot{C}_{2024}$ 2024 yılı fiyat düzeyine göre güncellenmiş satın alma maliyetini, $\dot{C}_{ref}$ referans yılına göre hesaplanan orijinal satın alma maliyetini, $CEPCI_{2024}$ 2024 yılına ait CEPCI değerini, $CEPCI_{ref}$ referans yılın CEPCI değerini ifade etmektedir.

Tablo 1’de sunulan maliyet denklemlerinin uygulanabilmesi için bazı bileşenlere ait ısı transfer yüzey alanlarının hesaplanması gerekmektedir. Söz konusu yüzey alanları aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{ln} \quad (21)$$

Burada U toplam ısı transfer katsayısını, A ısı transfer yüzey alanını ve ΔT_{ln} logaritmik sıcaklık farkını tanımlamaktadır. Literatürdeki çalışmalar dikkate alınarak, bu çalışma kapsamında kullanılan kondenser ve evaporatör için toplam

ısı transfer katsayısı sırasıyla 500 W/m² °C ve 1100 W/m² °C olarak kabul edilmiştir [20],[21]. Logaritmik sıcaklık farkı aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{h_{giris}} - T_{c_{cikis}}) - (T_{h_{cikis}} - T_{c_{giris}})}{\ln \left(\frac{T_{h_{giris}} - T_{c_{cikis}}}{T_{h_{cikis}} - T_{c_{giris}}} \right)} \quad (22)$$

Burada $T_{c_{giris}}$ ve $T_{c_{cikis}}$ sırasıyla soğuk akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıklarını, $T_{h_{giris}}$ ve $T_{h_{cikis}}$ ise sıcak akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıklarını tanımlamaktadır.

Seviyelendirilmiş ısıtma maliyeti (SIM), bir ısıtma sisteminin ekonomik ömrü boyunca oluşan toplam maliyetlerin, aynı süre içinde sağlanan toplam net ısıtma enerjisine oranıdır. Bu çalışma kapsamında, seviyelendirilmiş ısıtma maliyeti aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanmıştır.

$$SIM = \frac{\dot{Z}_{sis}}{\dot{Q}_{kond}} \quad (23)$$

Basit geri ödeme süresi (BGÖ), sistemin ekonomik geri dönüş hızını değerlendirmek amacıyla kullanılan bir performans göstergesidir. Bu çalışma kapsamında basit geri ödeme süresi hesaplanırken sistem bileşenlerinin satın alma maliyetleri esas alınmıştır. Basit geri ödeme süresi aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanmıştır.

$$BGÖ = \frac{\dot{C}_{komp} + \dot{C}_{kond} + \dot{C}_{evap} + \dot{C}_{kv}}{(\dot{Q}_{evap} c_e \tau) - [(\dot{Z}_e \tau) + (\dot{Z}_k^{BO} \tau)]} \quad (24)$$

Tablo 1. Isı pompası çevrimine ait bileşenlerin maliyet denklemleri [21]-[24].

Bileşen	Maliyet Denklemleri	CEPCI
Kompresör	$\dot{C}_{komp} = 71.1 \dot{m}_{sa} \left(\frac{1}{0.9 - \eta_{komp,s}} \right) \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)$	368.1
Kondenser	$\dot{C}_{kond} = 8000 \left(\frac{A_{kond}}{100} \right)^{0.6}$	394.1
Evaporatör	$\dot{C}_{evap} = 16000 \left(\frac{A_{evap}}{100} \right)^{0.6}$	394.1
Kısılma Vanası	$\dot{C}_{kv} = 114.5 \dot{m}_{sa}$	394.1

Validasyon

Bu çalışma kapsamında geliştirilen termodinamik modelin doğruluğunu değerlendirmek amacıyla, ısı pompası çevriminin COP değeri ve ekserji veriminin farklı çalışma parametrelerine bağlı değişimi, literatürde yer alan çeşitli çalışmalar ile karşılaştırılmıştır [7],[25],[26]. Tablo 2’de sunulan karşılaştırma sonuçlarından görüldüğü üzere, farklı çalışma parametreleri ve soğutucu akışkanlar için bu çalışmada elde edilen sonuçlar, literatürdeki verilerle iyi bir uyum içerisindedir. Elde edilen bu bulgular, geliştirilen

termodinamik modelin ısı pompası sistemlerinin analizi açısından güvenilir ve tutarlı olduğunu göstermektedir.

Tablo 2. Validasyon Parametreleri ve Sonuçları

Çalışma	Akışkan	T_{evap}	T_{kond}	$\eta_{komp,s}$	COP	η_{ex}
Özgür ve Koçaslan [25]	R32	-10	40	0.82	4.32	0.283
Mevcut Çalışma	R32	-10	40	0.82	4.26	0.271
Akan [26]	R407C	10	40	0.85	6.58	---
Mevcut Çalışma	R407C	10	40	0.85	6.51	---
Vidinlioğlu ve Cimsit [7]	R410A	0	51	0.8	3.87	---
Mevcut Çalışma	R410A	0	51	0.8	3.83	---

Bulgular ve Tartışma

Bu çalışma kapsamında, Adana bölgesinde yer alan 200 m² büyüklüğündeki bir müstakil konutun ısıtılması amacıyla farklı ısı kaynaklarını kullanan ısı pompası sistemlerinin termodinamik ve ekonomik analizleri gerçekleştirilmiştir. 2015-2025 yılları arasındaki ısıtma sezonuna (Kasım-Mart dönemi) ait Adana ilinin hava, su ve toprak sıcaklıkları Meteoroloji Genel Müdürlüğü verilerinden elde edilmiş; çalışma kapsamında tutarlı ölçüm değerleri arasından seçilen ve dönemin en düşük kaynak sıcaklıklarını temsil eden değerler (T_{kaynak}) analizlerde kullanılmıştır. Kaynak akışkanlarının evaporatör boyunca uğradıkları sıcaklık düşüşleri (ΔT_s) ve soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı ile kaynak akışkanının evaporatör çıkış sıcaklığı arasındaki fark (ΔT_{min}) ısı taşınım katsayıları ve donma/kırağı güvenliği dikkate alınarak belirlenmiştir. Bu çalışmada kullanılan ısı kaynaklarına ait tasarım sıcaklıkları Tablo 3'te verilmiştir.

Tablo 3. Isı Kaynaklarına Ait Tasarım Sıcaklıkları

Isı Kaynağı	T_{kaynak} (°C)	ΔT_s (°C)	ΔT_{min} (°C)
Hava	-2.8	2.5	1.7
Su	6.2	3.5	1.3
Toprak	3.5	3	1.5

Çalışma kapsamında kullanılan tasarım parametreleri ve çalışma şartları, konut tipi ısı pompası uygulamalarında yaygın olarak karşılaşılan değerler ve Adana ili için gerçekçi çalışma koşulları dikkate alınarak belirlenmiştir. Soğutucu akışkan olarak seçilen R290, düşük küresel ısınma potansiyeline sahip olması ve ısı pompası uygulamalarında elverişli termodinamik özellikler sunması nedeniyle tercih edilmiştir. Kondenser sıcaklığı 35-50 °C aralığında seçilmiş olup, bu aralık yerden ısıtma ve düşük sıcaklıklı radyatör sistemleri gibi konut tipi ısıtma uygulamalarında yaygın olarak karşılaşılan çalışma koşullarını temsil etmektedir. Kompresör izentropik verimi ise %70-%85 aralığında alınmış olup, bu aralık küçük ve orta kapasiteli ısı pompası sistemleri için gerçekçi çalışma değerlerini kapsamaktadır. Isıtma

kapasitesi 15 kW olarak belirlenmiş ve bu değer, Adana iklim koşullarında yaklaşık 200 m² büyüklüğündeki müstakil bir konutun ısıtma yükünü karşılayabilecek tipik bir tasarım kapasitesini temsil etmektedir. Analizlerde dikkate alınan tasarım parametreleri ve çalışma şartları Tablo 4'te verilmiştir.

Tablo 4. Tasarım Parametreleri ve Çalışma Şartları [3],[9],[11],[16],[27]-[30].

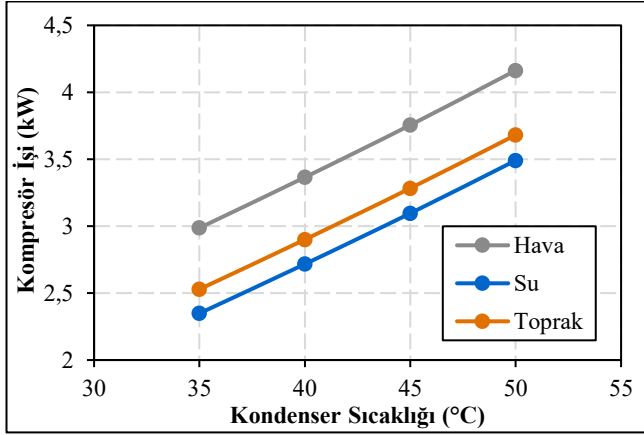
Parametre	Değer
Soğutucu Akışkan	R290
Kondenser Sıcaklığı (T_{kond})	35-50 °C
Kompresör İzentropik Verimi ($\eta_{komp,s}$)	%70-%85
Isıtma Kapasitesi ($\dot{Q}_{kond}$)	15 kW
Ölü Hal Sıcaklığı (T_0)	20 °C
Ölü Hal Basıncı (P_0)	101.325 kPa
Bileşik Faiz Oranı (i)	%15
Sistemin Ömrü (n)	20 yıl
Yıllık Çalışma Süresi (τ)	1500 saat

Adana ili ısıtma sezonu koşullarında yapılan analizler doğrultusunda hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası çevrimlerinde kompresör işinin kondenser sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 3'te verilmiştir. Kondenser sıcaklığının artmasıyla, kompresörün çıkış basıncı yükselmekte ve buna bağlı olarak kompresör giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkı belirgin şekilde artmaktadır. Bu durum kompresörün akışkanını düşük basınç seviyesinden yüksek basınç seviyesine taşınması için gerekli izentropik sıkıştırma işinin yükselmesine neden olmaktadır. Bu nedenle, kondenser sıcaklığının 35 °C'den 50 °C'ye yükselmesi tüm ısı kaynak tipleri için kompresör işinde belirgin bir artışa yol açmıştır.

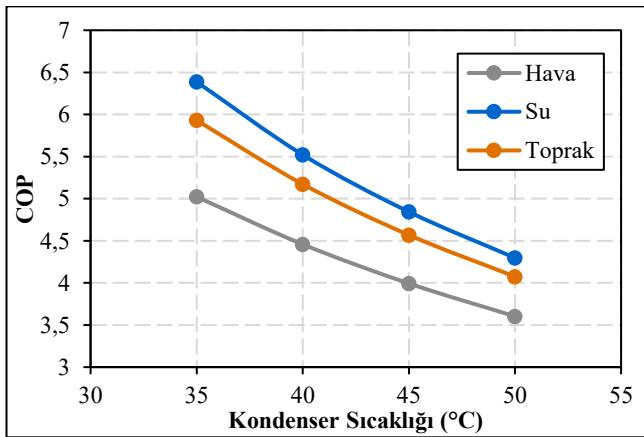
Isı kaynakları karşılaştırıldığında, su kaynaklı ısı pompası tüm çalışma noktalarında en düşük kompresör işini göstermektedir. Bunun nedeni, su sıcaklığının daha yüksek ve kararlı olması nedeniyle evaporasyon sıcaklığının yükselmesi ve basınç farkının daha düşük gerçekleşmesidir. Toprak kaynaklı sistemde kompresör işi suya göre daha yüksek, ancak hava kaynağına göre daha düşüktür; çünkü toprak sıcaklığı yıl boyunca hava sıcaklığına kıyasla daha istikrarlıdır. En yüksek kompresör işi ise, kış aylarında en düşük kaynak sıcaklığına sahip olan hava kaynaklı sistemde elde edilmiştir. Sabit çalışma koşullarında, ısı kaynağı ve kondenser sıcaklığına bağlı olarak kompresör işi 2.349 kW ile 4.163 kW arasında değişmiştir.

Adana iline ait ısıtma sezonu sıcaklık verileri kullanılarak hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası çevrimlerine ait COP değerinin kondenser sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 4'te verilmiştir. Kondenser sıcaklığının yükselmesi, kompresörün gerçekleştirmesi gereken sıkıştırma işini artırmakta; kompresör işindeki bu artış ısı pompası çevriminin toplam performansını olumsuz etkileyerek COP değerinin azalmasına neden olmaktadır. Bu nedenle, kondenser sıcaklığındaki artış tüm ısı kaynağı türlerinde COP değerinin azalmasına yol açmıştır.

Su kaynaklı ısı pompası, kaynak sıcaklığının daha yüksek ve kararlı olması nedeniyle tüm kondenser sıcaklıklarında en yüksek COP değerlerini sağlamıştır. Buna karşılık, ısıtma sezonunda en düşük kaynak sıcaklığına sahip olan hava kaynaklı sistem en düşük COP değerlerini göstermiştir. Kondenser sıcaklığının 35 °C'den 50 °C'ye yükselmesiyle su kaynaklı ısı pompasının COP değeri 6.39'dan 4.30'a, toprak kaynaklı sistemin COP değeri 5.93'ten 4.08'e ve hava kaynaklı sistemin COP değeri ise 5.02'den 3.60'a düşmüştür. Bu kapsamda, Şekil 3 ve Şekil 4'te verilen kompresör işi ve COP değerinin kondenser sıcaklığına bağlı değişimi, literatürdeki benzer çalışmalarla [31], [32] uyumlu olup elde edilen sonuçların tutarlı olduğunu göstermektedir.



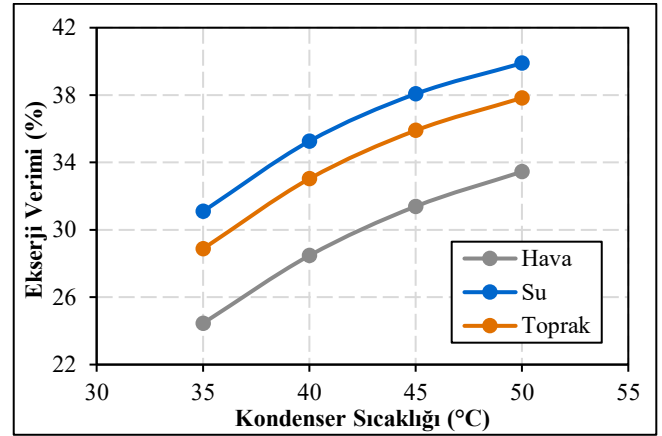
Şekil 3. Hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası çevrimlerinde kompresör işinin kondenser sıcaklığına bağlı değişimi.



Şekil 4. Hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası çevrimlerine ait COP değerinin kondenser sıcaklığına bağlı değişimi.

Adana iline ait ısıtma sezonu sıcaklık verileri dikkate alınarak hesaplanan hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası çevrimlerinin ekserji veriminin kondenser sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 5'te verilmiştir. Kondenser sıcaklığı arttıkça, hem kondenserden dışarı verilen ısınn ekserjisi hem kompresör gücü artmaktadır. Ancak kompresör gücündeki artışın daha sınırlı kalması nedeniyle, ekserji verimi tüm ısı kaynağı türlerinde kondenser sıcaklığının artmasıyla birlikte artış göstermektedir.

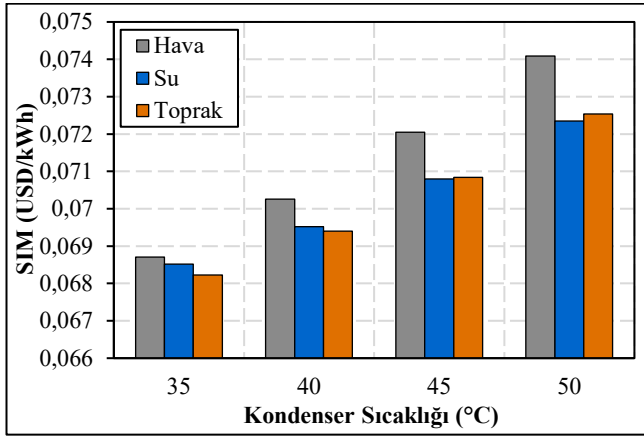
Su kaynaklı ısı pompası çevrimlerinde kaynak sıcaklığının diğer sistemlere göre daha yüksek olması, kompresörün daha düşük basınç oranlarında çalışmasına olanak tanımakta ve gerekli kompresör işini azaltmaktadır. Bu nedenle tüm çalışma aralığında en yüksek ekserji verimi su kaynaklı sistemde elde edilmiştir. Kaynak sıcaklığı orta seviyede olan toprak kaynaklı sistem ikinci sırada yer alırken, en düşük kaynak sıcaklığına sahip hava kaynaklı sistem en düşük ekserji verimlerini üretmiştir. Sabit çalışma koşullarında, ısı kaynağı ve kondenser sıcaklığına bağlı olarak ısı pompası çevriminin ekserji verimi %24.45 ile %39.89 arasında değişmiştir. Bu kapsamda, Şekil 5'te sunulan ekserji veriminin kondenser sıcaklığına bağlı genel eğilimi, literatürdeki çalışmalarla [32], [33] uyumlu olup elde edilen sonuçların güvenilirliğini desteklemektedir.



Şekil 5. Hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası çevrimlerinin ekserji veriminin kondenser sıcaklığına bağlı değişimi.

Adana ili ısıtma sezonu koşullarında yapılan termoeconomik analizler doğrultusunda hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası çevrimleri için seviyelendirilmiş ısı maliyetinin kondenser sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 6'da verilmiştir. Kondenser sıcaklığının yükselmesi, kompresörün daha yüksek basınç oranlarında çalışmasını gerektirmekte ve buna bağlı olarak elektrik tüketimini artırmaktadır. Artan elektrik tüketimi ise tüm ısı kaynağı türlerinde seviyelendirilmiş ısıtma maliyetinin yükselmesine yol açmaktadır.

Tüm kondenser sıcaklıklarında en yüksek ısıtma maliyeti hava kaynaklı ısı pompasında elde edilmiştir. Bunun temel nedeni, hava kaynaklı ısı pompasının ısıtma sezonunda daha düşük kaynak sıcaklıklarında çalışması ve aynı ısıtma kapasitesi için daha yüksek kompresör işi gerektirmesidir. Su ve toprak kaynaklı ise daha yüksek kaynak sıcaklıkları sayesinde daha düşük güç tüketimiyle çalışarak maliyet avantajı sağlamaktadır. Sabit çalışma koşullarında, ısı kaynağı ve kondenser sıcaklığına bağlı olarak seviyelendirilmiş ısıtma maliyeti 0.06823 USD/kWh ile 0.07409 USD/kWh arasında değişmiştir.

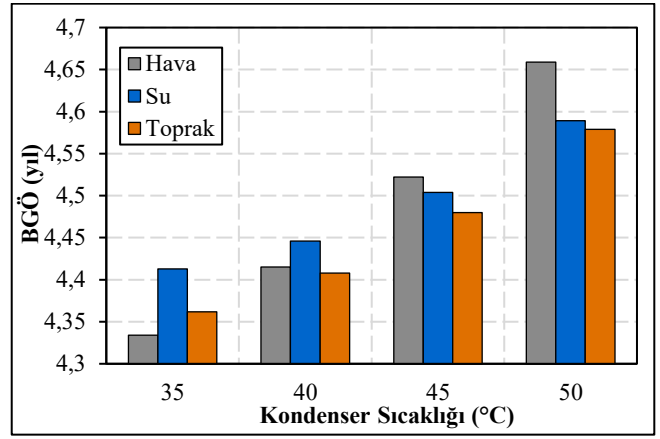


Şekil 6. Hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası çevrimleri için seviyelendirilmiş ısıtma maliyetinin (SIM) kondenser sıcaklığı ile değişimi.

Hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası çevrimleri için ısıtma sezonuna ait yıllık enerji tüketimi ve maliyet değerleri esas alınarak hesaplanan basit geri ödeme süresinin kondenser sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 7’de verilmiştir. Kondenser sıcaklığının artmasıyla kompresör gücü ve yıllık enerji tüketimi yükselmekte, buna bağlı olarak yıllık net tasarruf azalmaktadır. Her ne kadar kondenser sıcaklığının yükselmesine bağlı olarak ilk yatırım maliyetlerinde sınırlı bir düşüş gözlemlense de, bu düşüş yıllık net tasarruftaki azalmayı karşılamamaktadır. Bu nedenle basit geri ödeme süresi tüm sistemler için artış göstermektedir.

35 °C kondenser sıcaklığında hava kaynaklı ısı pompası, su ve toprak kaynaklı ısı pompasına kıyasla daha düşük COP değerine sahip olmasına rağmen en kısa basit geri ödeme süresini sağlamaktadır. Bunun temel nedeni, hava kaynaklı sistemlerin ilk yatırım maliyetinin diğer iki kaynağa göre belirgin biçimde daha düşük olmasıdır. Su ve toprak kaynaklı sistemler aynı kondenser sıcaklığında daha yüksek COP sundukları için yıllık elektrik tüketimleri daha düşük ve yıllık net tasarrufları daha yüksek gerçekleşmektedir; ancak bu avantaj, başlangıçta gereken daha yüksek yatırım maliyetini karşılamaya yeterli olmadığından geri ödeme süreleri hava kaynaklı sisteme kıyasla daha uzun olmaktadır.

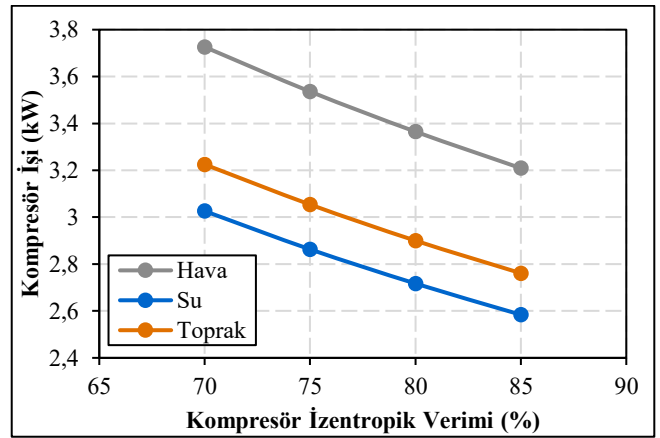
Kondenser sıcaklığının artmasıyla birlikte, hava kaynaklı ısı pompasının basit geri ödeme süresi, su ve toprak kaynaklı sistemlere kıyasla daha yüksek değerlere ulaşmaktadır. Kondenser sıcaklığı yükseldiğinde tüm sistemlerin COP değerleri azalmakla birlikte, hava kaynaklı sistem başlangıçta zaten daha düşük COP ile çalıştığı için, COP’deki ilave düşüş elektrik tüketimini daha belirgin biçimde artırmaktadır. Bu nedenle kondenser sıcaklığındaki her artış, hava kaynaklı sistemin yıllık net tasarrufunu su ve toprak kaynaklı sistemlere göre daha hızlı azaltmaktadır. Sonuç olarak, düşük kondenser sıcaklıklarında ilk yatırım maliyeti avantajı sayesinde ekonomik olarak daha uygun görünen hava kaynaklı sistem, kondenser sıcaklığı yükseldikçe bu avantajını kaybetmekte ve basit geri ödeme süresi diğer iki sistemin üzerine çıkmaktadır. Sabit çalışma şartlarında ısı kaynağı ve kondenser sıcaklığına bağlı olarak basit geri ödeme süresi 4.33 yıl ile 4.66 yıl arasında değişmiştir.



Şekil 7. Hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası çevrimleri için basit geri ödeme süresinin kondenser sıcaklığı ile değişimi.

Adana ili için gerçekleştirilen analizler kapsamında, hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası çevrimlerinde kompresör işinin kompresör izentropik verimine bağlı değişimi ısıtma sezonu için Şekil 8’de verilmiştir. Kompresör izentropik verimi arttıkça aynı basınç oranını elde etmek için gereken iş azalmakta; dolayısıyla tüm ısı kaynaklarında izentropik verim artışıyla birlikte kompresör işi düzenli bir şekilde düşmektedir.

Kaynak türleri karşılaştırıldığında, hava kaynaklı ısı pompası tüm izentropik verim değerlerinde en yüksek kompresör işine sahiptir. Bunun temel nedeni, hava kaynağının su ve toprak kaynaklarına kıyasla daha düşük sıcaklığa sahip olması ve buna bağlı olarak kompresör giriş basıncının daha düşük gerçekleşmesidir. Giriş basıncının düşük olması, aynı kondenser basıncına ulaşmak için daha yüksek bir basınç oranı gerektirmekte; bu durum kompresördeki özgül işin artmasına neden olmaktadır. Hava kaynaklı sistemi sırasıyla toprak ve su kaynaklı ısı pompaları takip etmektedir. Sabit çalışma koşullarında, ısı kaynağı ve kompresör izentropik verimine bağlı olarak kompresör işi 2.584 kW ile 3.726 kW arasında değişmiştir.



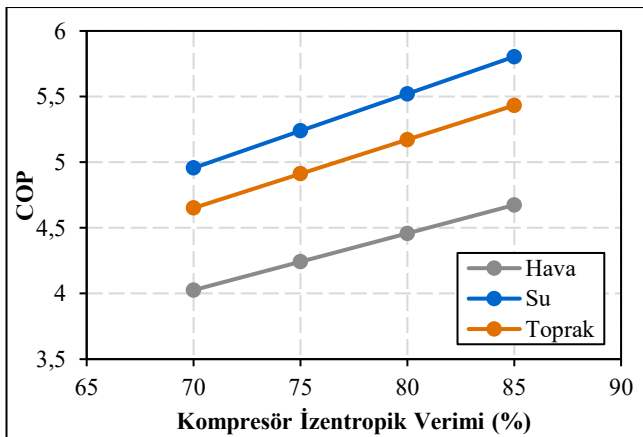
Şekil 8. Hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası çevrimlerinde kompresör işinin kompresör izentropik verimine bağlı değişimi.

Adana iline ait ısıtma sezonu sıcaklık verileri kullanılarak hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası çevrimlerine ait COP değerlerinin kompresör izentropik verimine bağlı değişimi Şekil 9'da verilmiştir. Kompresör izentropik verimi arttıkça, gerekli kompresör işi azalmakta ve bağlı olarak COP değeri tüm ısı kaynakları için iyileşmektedir.

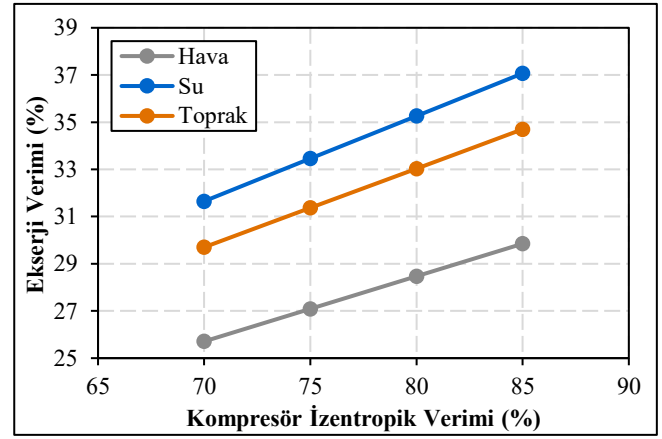
Kaynak sıcaklığının etkisi nedeniyle su kaynaklı ısı pompası çevrimleri tüm izentropik verim değerlerinde en yüksek COP değerlerini elde ederken, hava kaynaklı çevrimler en düşük COP değerlerine sahiptir. İzentropik verimdeki artış her üç sistemde de performansı iyileştirse de, kaynak sıcaklıklarının belirleyici etkisi nedeniyle COP sıralaması değişmemektedir. Sabit çalışma koşullarında, ısı kaynağı ve kompresör izentropik verimine bağlı olarak ısı pompası çevrimlerine ait COP değerleri 4.03 ile 5.80 arasında değişmiştir. Bu kapsamda, Şekil 8 ve Şekil 9'da verilen kompresör işi ve COP değerinin kompresör izentropik verimine bağlı değişimi, literatürdeki benzer çalışmalarla [31], [32] uyumlu olup elde edilen sonuçların tutarlı olduğunu doğrulamaktadır.

Adana iline ait ısıtma sezonu sıcaklık verileri dikkate alınarak hesaplanan hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası çevrimlerinin ekserji veriminin kompresör izentropik verimine bağlı değişimi Şekil 10'da verilmiştir. Kompresör izentropik verimi arttıkça kompresördeki tersinmezlikler azalmakta, aynı basınç oranına ulaşmak için gereken kompresör işi düşmekte ve bunun sonucunda çevrimin ekserji verimi tüm ısı kaynakları için yükselmektedir.

Isı kaynakları karşılaştırıldığında, su kaynaklı ısı pompası çevrimleri daha yüksek ve daha kararlı kaynak sıcaklığına bağlı olarak en yüksek ekserji verimlerini üretirken, hava kaynaklı çevrimler en düşük ekserji verimine sahiptir. Bunun nedeni, düşük kaynak sıcaklığı nedeniyle hava kaynaklı sistemlerde kompresör giriş basıncının düşük gerçekleşmesi ve aynı kondenser basıncına ulaşmak için daha yüksek bir basınç oranı ile daha fazla kompresör işine ihtiyaç duyulmasıdır. Sabit çalışma koşullarında, ısı kaynağı ve kompresör izentropik verimine bağlı olarak ısı pompası çevriminin ekserji verimi %25.71 ile %37.07 arasında değişmiştir.



Şekil 9. Hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası çevrimlerine ait COP değerinin kompresör izentropik verimine bağlı değişimi.



Şekil 10. Hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası çevrimlerinin ekserji veriminin kompresör izentropik verimine bağlı değişimi.

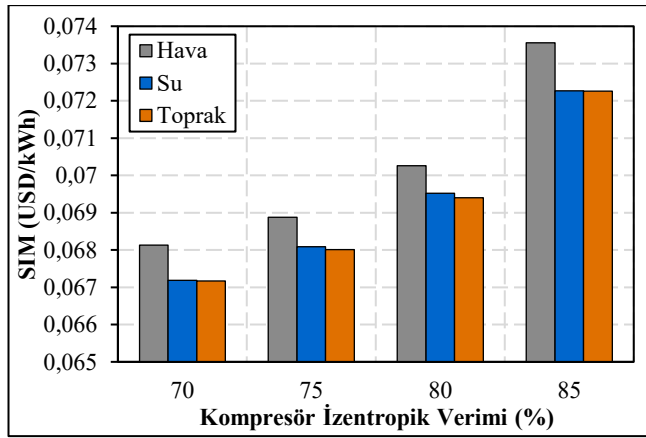
Adana ili ısıtma sezonu koşullarında yapılan termoeconomik analizler doğrultusunda, hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası çevrimleri için seviyelendirilmiş ısıtma maliyetinin kompresör izentropik verimine bağlı değişimi Şekil 11'de verilmiştir. Kompresör izentropik verimi arttıkça kompresörün elektrik tüketimi azalmaktadır; ancak bu azalma, toplam maliyet üzerindeki etkisi sınırlı kaldığından seviyelendirilmiş ısıtma maliyetinde bir düşüşe neden olmamaktadır. Bunun temel nedeni, izentropik verimdeki artışa paralel olarak ısı pompası bileşenlerinin yatırım maliyetlerinin belirgin şekilde yükselmesidir. Yatırım maliyetindeki bu artış, enerji tüketimindeki iyileşmeye kıyasla daha baskın olduğundan, sonuç olarak seviyelendirilmiş ısıtma maliyeti kompresör izentropik verimi arttıkça yükselme eğilimi göstermektedir.

Kaynak türleri karşılaştırıldığında, hava kaynaklı ısı pompası tüm izentropik verim değerlerinde en yüksek seviyelendirilmiş ısıtma maliyetine sahiptir. Bunun nedeni, hava kaynağının düşük sıcaklığı nedeniyle çevrimin daha fazla kompresör işi gerektirmesi ve buna bağlı olarak işletme maliyetlerinin daha yüksek gerçekleşmesidir. Su ve toprak kaynaklı sistemler ise daha yüksek ve daha kararlı kaynak sıcaklıkları sayesinde daha düşük elektrik tüketimiyle çalıştıkları için hava kaynağına göre daha düşük maliyetlerle ısı üretmektedir. Sabit çalışma koşullarında, ısı kaynağı ve kompresör izentropik verimine bağlı olarak seviyelendirilmiş ısıtma maliyeti 0.0672-0.0736 USD/kWh aralığında değişmiştir.

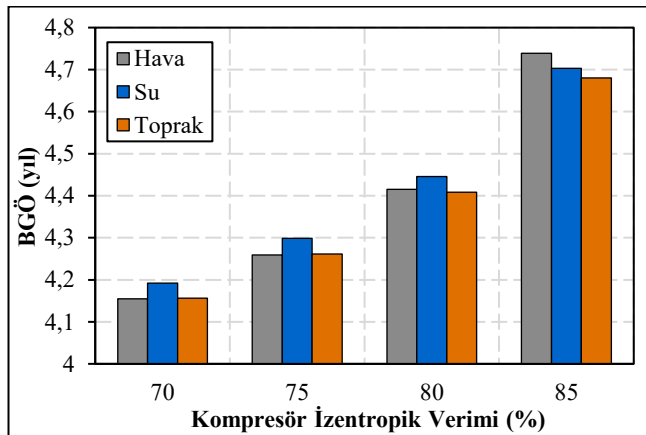
Hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası çevrimleri için ısıtma sezonuna ait yıllık enerji tüketimi ve maliyet değerleri esas alınarak hesaplanan basit geri ödeme süresinin kompresör izentropik verimine bağlı değişimi Şekil 12'de verilmiştir. Kompresör izentropik verimi arttıkça kompresörün elektrik tüketimi azalmasına rağmen, kompresör ve diğer çevrim bileşenlerinin yatırım maliyetleri yükselmektedir. Elektrik tüketimindeki azalışın sağladığı ekonomik fayda, yatırım maliyetlerindeki artışı karşılayamadığından, kompresör izentropik veriminin yükselmesi tüm sistemlerde basit geri ödeme süresinin artmasına neden olmaktadır.

Şekil 12'de görüldüğü gibi, kompresör izentropik veriminin %70-80 aralığında su kaynaklı ısı pompası en yüksek geri

ödeme süresine sahiptir. Bunun nedeni, su kaynaklı sistemlerin başlangıç yatırım maliyetinin diğer iki kaynağa göre daha yüksek olması ve bu verim aralığında elde edilen yıllık tasarrufun yatırım farkını karşılayamamasıdır. Ancak kompresör verimi %85 seviyesine ulaştığında ise en yüksek geri ödeme süresine hava kaynaklı ısı pompası sahip olmaktadır. Bu verim düzeyinde her üç sistem için de elektrik tüketimi belirgin şekilde azalmakta, dolayısıyla yıllık net tasarruf artmaktadır. Bununla birlikte, hava kaynaklı sistemlerde kompresör veriminin yükselmesiyle birlikte yatırım maliyetindeki artış su ve toprak kaynaklı sistemlere kıyasla daha belirgin olmakta; bu yatırım artışı yıllık tasarruftaki iyileşmeden daha hızlı büyüdüğü için geri ödeme süresi en yüksek değerine ulaşmaktadır. Sabit çalışma şartlarında ısı kaynağı ve kompresör izentropik verimine bağlı olarak basit geri ödeme süresi 4.16 yıl ile 4.74 yıl arasında değişmiştir.



Şekil 11. Hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası çevrimleri için seviyelendirilmiş ısıtma maliyetinin (SIM) kompresör izentropik verimi ile değişimi.



Şekil 12. Hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası çevrimleri için basit geri ödeme süresinin kompresör izentropik verimi ile değişimi.

Sonuç

Bu çalışmada, Adana ili iklim koşullarında 200 m² büyüklüğünde bir konutun ısıtılması amacıyla hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri termodinamik ve

termoekonomik açıdan karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. Bu kapsamda, sistemin enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiş; kondenser sıcaklığı (35-50 °C) ve kompresör izentropik veriminin (%70-%85) sistem performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Ayrıca ekonomik analiz kapsamında seviyelendirilmiş ısıtma maliyeti ve basit geri ödeme süresi hesaplanmıştır. Bu doğrultuda elde edilen başlıca sonuçlar aşağıda sunulmuştur.

- Su kaynaklı ısı pompası, tüm çalışma koşullarında en yüksek COP ve ekserji verimine ulaşarak en iyi termodinamik performansı sergilemiştir. Kondenser sıcaklığına bağlı olarak su kaynaklı sistemde COP değeri en yüksek 6.39'a ulaşırken, ekserji verimi ise maksimum %39.89 olarak gerçekleşmiştir. Benzer şekilde, kompresör izentropik veriminin artmasıyla COP değeri en yüksek 5.80'e, ekserji verimi ise %37.07 düzeyine ulaşmıştır.
- Toprak kaynaklı ısı pompası, mevsim boyunca daha kararlı bir kaynak sıcaklığı sunduğu için hava kaynaklı sisteme göre daha yüksek, su kaynaklı sisteme göre ise biraz daha düşük bir termodinamik performans sergilemiştir.
- Hava kaynaklı ısı pompası, düşük kaynak sıcaklığı nedeniyle en düşük COP ve ekserji verimi değerlerini elde etmiş; bu durum termodinamik performansının diğer kaynaklara göre daha zayıf olmasına neden olmuştur.
- Hava kaynaklı ısı pompası sistemi, düşük termodinamik performansı nedeniyle diğer sistemlere kıyasla daha yüksek ısıtma maliyetleri sergilemiştir. Ayrıca, düşük ilk yatırım maliyeti bazı çalışma koşullarında kısa geri ödeme süresi sağlasa da, kondenser sıcaklığının artmasıyla bu avantajı kaybetmiştir.
- Genel olarak, ısı kaynağının sıcaklığı arttıkça sistemin COP ve ekserji veriminde belirgin bir artış, ısıtma maliyetinde ise azalma gözlenmiştir. Bu durum, su ve toprak gibi daha yüksek kaynak sıcaklığına sahip sistemlerin termodinamik açıdan hava kaynaklı sistemlere kıyasla daha avantajlı olduğunu göstermiştir.
- Bu çalışma, bölgeye özgü uzun dönemli ısıtma sezonu verileriyle farklı ısı kaynaklı ısı pompası sistemlerinin gerçekçi performansını karşılaştırmalı olarak sunmuştur.

Gelecek çalışmalarda, farklı konut tipleri için yenilenebilir enerji destekli hibrit ısı pompası sistemlerinin ve karbon emisyonu etkilerinin değerlendirilmesi önerilmektedir.

Etik kurul onayı ve çıkar çatışması beyanı

Hazırlanan makalede etik kurul izni alınmasına gerek yoktur.

Hazırlanan makalede herhangi bir kişi/kurum ile çıkar çatışması bulunmamaktadır.

Yazar Katkıları

Çetin: Araştırma, Veri toplama, Verilerin analizi ve yorumlanması, Taslağın oluşturulması

Bademlioğlu: Çalışma konsepti ve tasarım, Araştırma, Verilerin analizi ve yorumlanması, Revizyon.

Kaynaklar

- [1] A. Saleh, "Experimental performance evaluation of water source heat pumps in different circumstances and comparison to air source heat pumps," *J. Therm. Eng.*, vol. 9, no. 4, pp. 945-958, 2023.
- [2] J. Nyers and A. Nyers, "Investigation of heat pump condenser performance in heating process of buildings using a steady-state mathematical model," *Energy Build.*, vol. 75, pp. 523-530, 2014.
- [3] H. Yin, S. Ying, G. Liu, Q. Yang, Y. Zhao and L. Li, "Energy, exergy, economic, and environmental analysis of waste heat source heat pump industrial steam generation system," *Energy Convers. Manage.*, vol. 330, pp. 119662, 2025.
- [4] E. Saloux, M. Sorin and A. Teyssedou, "Assessing the exergy performance of heat pump systems without using refrigerant thermodynamic properties," *Int. J. Refrig.*, vol. 93, pp. 1-9, 2018.
- [5] B. D. Raad, M. V. Lieshout, L. Stougie and A. Ramirez, "Identifying techno-economic improvements for a steam-generating heat pump with exergy-based cost minimization," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 267, pp. 125632, 2025.
- [6] K. Bilen and O. Demir, "Energy and exergy analysis of air, water and ground source heat pumps for different refrigerants," *El-Cezeri J. Sci. Eng.*, vol. 8, no. 2, pp. 688-705, 2021.
- [7] H. C. Vidinlioglu and C. Cimsit, "Energy and exergy analysis in water source heat pump system for R410A fluid," *European J. Sci. Tech.*, vol. 51, pp. 115-124, 2023.
- [8] C. Höges, L. Wissing, C. Vering and D. Müller, "Choosing the optimal refrigerant in heat pumps: Influence of the ecologic evaluation method," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 263, pp. 125313, 2025.
- [9] L. Zou and J. Yu, "4E assessment of ejector-enhanced R290 heat pump cycle with a sub-cooler for cold region applications," *Energy*, vol. 298, pp. 131369, 2024.
- [10] A. Y. Sulaiman, D. Cotter, C. Arpagaus and N. Hewitt, "Theoretical evaluation of energy, exergy, and minimum superheat in a high-temperature heat pump with low GWP refrigerants," *Int. J. Refrig.*, vol. 153, pp. 99-109, 2023.
- [11] D. Wu, B. Ma, X. Huang, X. Wu, Y. Yang, C. Wen and J. Zhang, "Heat exchanger design and performance evaluation for a high-temperature heat pump system under different two-phase correlations: 4E analysis," *Appl. Energy*, vol. 384, pp. 125492, 2025.
- [12] M. Sadeghi, T. Petersen, Z. Yang, B. Zühlsdorf and K. S. Madsen, "Thermal and economic performance assessment of different high temperature heat pump layouts for upgrading district heating to process heating of steam production at 160 °C," *Energy*, vol. 313, pp. 133832, 2024.
- [13] M. Wei, B. Zhu, B. Peng, H. Shi, Q. Zhang and Z. Zhou, "Energy and exergy analysis of air-source transcritical CO₂ heat pump water heaters in cold regions: An experimental and numerical study," *Energy Build.*, vol. 350, pp. 116682, 2026.
- [14] Y. Wang, Z. Ye, X. Yin, Y. Song and F. Cao, "Energy, exergy and exergoeconomic evaluation of the air source transcritical CO₂ heat pump with internal heat exchanger for space heating," *Int. J. Refrig.*, vol. 130, pp. 14-26, 2021.
- [15] Y. Zhang, X. Wei and X. Qin, "Experimental study on energy, exergy, and exergoeconomic analyses of a novel compression/ejector transcritical CO₂ heat pump system with dual heat sources," *Energy Convers. Manage.*, vol. 271, pp. 116343, 2022.
- [16] M. Yu and J. Yu, "Theoretical study of a modified ejector enhanced vapor injection heat pump cycle with hybrid solar-air source for dryer application," *Sol. Energy*, vol. 248, pp. 171-182, 2022.
- [17] A. Pirmohamadi, H. Ghaebi, B. M. Ziapour and M. Ebadollahi, "Exergoeconomic analysis of a novel hybrid system by integrating the Kalina and heat pump cycles with a nitrogen closed Brayton system," *Energy Rep.*, vol. 7, pp. 546-564, 2021.
- [18] R. Pelaez, P. Marin and S. Ordonez, "Hydrogen production through the integration of biomass gasification and residual steelmaking streams," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 176, pp. 151420, 2025.
- [19] H. Lu, C. Fan, D. Li, Y. Chen and F. Yao, "Economic and exergy assessments for ocean thermal energy conversion using environment-friendly fluids," *Processes*, vol. 13, pp. 2780, 2025.
- [20] M. S. Yousef, A. A. Hawwash and D. Santana, "Assessment of a sustainable multigeneration system integrating supercritical CO₂ Brayton cycle and LNG regasification: Thermodynamic and exergoeconomic evaluation," *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 56, pp. 104205, 2024.
- [21] C. Wu, X. Xu, Q. Li, J. Li, S. Wang and C. Liu, "Proposal and assessment of a combined cooling and power system based on the regenerative supercritical carbon dioxide Brayton cycle integrated with an absorption refrigeration cycle for engine waste heat recovery," *Energy Convers. Manage.*, vol. 207, pp. 112527, 2020.
- [22] X. Zhang, R. Zeng, K. Mu, X. Liu, X. Sun and H. Li, "Exergetic and exergoeconomic evaluation of co-firing biomass gas with natural gas in CCHP system integrated with ground source heat pump," *Energy Convers. Manage.*, vol. 180, pp. 622-640, 2019.
- [23] M. Pan, F. Lu, Y. Zhu, G. Huang, J. Yin, F. Huang, G. Chen and Z. Chen, "Thermodynamic, exergoeconomic and multi-objective optimization analysis of new ORC and heat pump system for waste heat recovery in waste-to-energy combined heat and power plant," *Energy Convers. Manage.*, vol. 222, pp. 113200, 2020.
- [24] M. N. Khan, M. Zoghi, H. Habibi, A. Zanj and A. E. Anqi, "Waste heat recovery of two solar-driven supercritical CO₂ Brayton cycles: Exergoeconomic analysis, comparative study, and monthly performance," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 214, pp. 118837, 2022.

- [25] A. E. Ozgur and Y. Kocasan, "Thermodynamic analysis of a heat pump with sub-cooler cycle," *Int. J. Technol Sci*, vol. 16, pp. 27-32, 2024.
- [26] A. E. Akan, "Analysis of the heat pump performance of different refrigerants in a building with determined heating load according to TS825," *Eur. J. Tech.*, vol. 10, pp. 402-414, 2020.
- [27] A. Huicochea, "A novel advanced absorption heat pump (Type III) for cooling and heating using low-grade waste heat," *Energy*, vol. 278, pp. 127938, 2023.
- [28] A. Kijo-Kleczkowska, P. Brus and G. Wieceiorkowski, "Economic analysis of heat pump exploitation – A case study," *Energy*, vol. 280, pp. 128184, 2023.
- [29] R. Scoccia, T. Toppi, M. Aprile and M. Motta, "Absorption and compression heat pump systems for space heating and DHW in European buildings: Energy, environmental and economic analysis," *J. Build. Eng.*, vol. 16, pp. 94-105, 2018.
- [30] S. G. Hacıpasaoglu, "Thermoeconomic analysis and optimization of an organic Rankine cycle-based ejector refrigeration cycle for waste heat utilization," *Int. J. Refrig.*, vol.180, pp. 1-11, 2025.
- [31] N. Koruga, M. Dobrnjac, D. Golubovic and N. Dobrnjac, "Analysis of the influence of condensation temperature and compressor efficiency on heat pump system efficiency," *IOP Conf. Ser.-Mater. Sci. Eng.*, vol. 1208, pp. 1-10, 2021.
- [32] M. Purjam and K. Goudarzi, "High efficiency sub-critical carbon dioxide supplementary heat pump for low temperature climates (energy and exergy analysis)," *Renew. Energy*, vol. 133, pp. 166-176, 2019.
- [33] F. Li, Z. Chang, X. Li and Q. Tian, "Energy and exergy analyses of a solar-driven ejector-cascade heat pump cycle," *Energy*, vol. 165, pp. 419-431, 2018.