

# MÜHENDİS VE MAKİNA

ENGINEER and MACHINERY

ISSN 1300-3402

EKİM/OCTOBER 2016 SAYI/NUMBER : 681



tmmob makina mühendisleri odası aylık yayın organı

[www.mmo.org.tr/muhendismakina](http://www.mmo.org.tr/muhendismakina)

## makale article

38

KIRIKKALE’LİNDE BULUNAN OLİMPİK YÜZME HAVUZUNDA SU ISITMA ÇİĞNİ TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI KULLANIMI  
THE OLYMPIC SWIMMING POOL IN KIRIKKALE FOR WATER HEATING USE GROUND SOURCE HEAT PUMP  
*Battal DOĞAN, Cemre YALÇINKAYA, Mehmet Gökberk BALCI*

49

ELEKTRİK VE HİDROJEN ÜRETİMİ ÇİĞNİ ENTEGRE SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ  
THERMODYNAMIC ANALYSIS OF INTEGRATED SYSTEM FOR ELECTRICITY AND HYDROGEN PRODUCTION  
*Abbas Alpaslan KOÇER, Murat ÖZTÜRK*

59

EKSERJİ ANALİZ YÖNTEMİ KULLANILARAK BİNAYA ISITMA SİSTEMLERİNİN İNCELENMESİ  
INVESTIGATION OF BUILDING HEATING SYSTEMS USING EXERGY ANALYSIS METHOD  
*Cem Tahsin YÜCER*

# ELEKTRİK VE HİDROJEN ÜRETİMİ İÇİN ENTEGRE SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

**Abbas Alpaslan Koçer**

Süleyman Demirel Üniversitesi,  
Uluborlu Selahattin Karasoy,  
Meslek Yüksekokulu, Isparta  
alpaslankocer@sdu.edu.tr

**Murat Öztürk\***

Doç. Dr.,  
Süleyman Demirel Üniversitesi,  
Teknoloji Fakültesi,  
Mekatronik Mühendisliği Bölümü,  
Isparta  
muratozturk@sdu.edu.tr

## ÖZ

Bu çalışmanın ana amacı, elektrik ve hidrojen üretim-depolama uygulamaları için güneş havuzu, fotovoltaik güneş sistemi ve rüzgar türbini destekli çok fonksiyonlu sistemin termodinamik analizini sunmaktır. Entegre sistem bileşenleri için enerji ve ekserji verimliliği ile termodinamik kayıplar arasındaki ilişkiler incelenmiştir. Termodinamik analiz güneş havuzu, fotovoltaik ve rüzgar türbini sistemlerinin ekserji analizlerini içeren entegre sistemin bileşenlerini kapsamaktadır. Enerji analizine bağlı olarak yaklaşık enerji verimlilikleri sırasıyla, güneş havuzunda %56, rüzgar türbininde %59, fotovoltaik sistemde %31, organik Rankine çevriminde (ORC) %16, proton değişimli membran yakıt hücresinde (PEMFC) %29, tüm sistem için maksimum enerji verimi %62 ve ekserji analizine bağlı olarak ekserji verimlilikleri sırasıyla, güneş havuzunda %40, rüzgar türbininde %38, fotovoltaik sistemde %17, organik Rankine çevriminde %25, proton değişimli membran yakıt hücresinde (PEMFC) %27, tüm sistem için maksimum ekserji verimi %46 olarak hesaplanmıştır. Entegre sistemin ekserji tüketiminin ekserji verimliliğine oranının ortam sıcaklığına, güneş radyasyonu akısına ve rüzgar hızına son derece bağlı olduğu; fakat güneş havuzu tabakalarının ekserji farkından az etkilendiği bulunmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Alternatif enerji kaynakları, entegre sistem, termodinamik analiz

# THERMODYNAMIC ANALYSIS OF INTEGRATED SYSTEM FOR ELECTRICITY AND HYDROGEN PRODUCTION

## ABSTRACT

The purpose of this study is to present thermodynamic analysis results of the solar pond, photovoltaic and wind based multigeneration energy production system for electricity and hydrogen production. The relationships between thermodynamic losses and energy and exergy efficiencies are investigated. Thermodynamic analysis performed in this paper contains exergy analyses of solar pond, photovoltaic and wind turbine subsystems. Energy efficiencies of solar pond, wind turbine, photovoltaic subsystem, organic Rankine cycle, PEM fuel cell and wholes system are 56%, 59%, 31%, 16%, 29% and 62%, respectively. On the other hand exergy efficiencies of solar pond, wind turbine, photovoltaic subsystem, organic Rankine cycle, PEM fuel cell and wholes system are 40%, 38%, 17%, 25%, 27% and 46%, respectively. The ratio of exergy consumption to exergy efficiency of integrated system is highly dependent to environment temperature, solar radiation flux and wind speed, however the effect of exergy difference on solar pond is very low.

**Keywords:** Alternative energy sources, integrated system, thermodynamic analysis

\* İletişim Yazarı

Geliş tarihi : 25.11.2015

Kabul tarihi : 28.10.2016

Koçer, A. A., Öztürk, M. 2016. "Elektrik ve Hidrojen Üretimi İçin Entegre Sisteminin Termodinamik Analizi," Mühendis ve Makina, cilt 57, sayı 681, s. 49-58.

## 1. GİRİŞ

Enerji kullanımı doğrudan kalkınmaya ve refaha bağlıdır. Güvenli ve çevreye duyarlı enerji kullanımının artan talebini karşılamak önemli bir sorundur. Enerji talebinin bir nedeni de kendimizi, ailemizi ve toplumumuzu geliştirme arzusudur. Yeryüzünde yaklaşık yedi milyar insan vardır ve nüfus artışı enerji talebindeki artışa yol açacağı gibi muhtemel enerji kaynaklarının yeterliliğine bağlıdır. Enerji üretim prosesleri ekosistem için zararlı olan birçok kirleniciyi yaydıkları için birçok ülkede artan kirlilik ve ekonomik kalkınma çevre için ciddi etkileri vardır. Fosil yakıtların yanması başta karbondioksit olmak üzere sera gazlarının salınımına neden olmaktadır. Fosil yakıtlara güneş, rüzgar, hidrojen ve nükleer enerji başta olmak üzere çeşitli alternatif opsiyonlar bulunmaktadır. Mevcut doğal enerji kaynaklarının çoğunun kullanılmasında güvenilirlik, kalite ve enerji yoğunluğu gibi sınırlamalar bulunduğu için alternatif kaynakların entegre kullanımı önem kazanmaya başlamıştır [1]. Yüksek verimliliğin yanında işletme maliyetlerinin düşük olması ve enerji üretimi başına kirlilik emisyon potansiyelinin az olması nedeniyle entegre sistemler önemli katkılar yapabilir [2].

Koroneos ve diğerleri [3], alternatif enerji kaynaklarının ekserji analizlerini sunmuşlardır. Güneş termal, rüzgar ve jeotermal güç dönüşüm sistemlerini incelemişler ve sonuçları konvansiyonel güç üretim sistemleri ile karşılaştırmışlardır. Dinçer ve Zamfirescu [4], elektrik, ısı, sıcak su, soğutma, hidrojen ve temiz su gibi ürünleri üretmek için alternatif enerji temelli çeşitli opsiyonları değerlendirmişler ve önerilen sistemlerin enerji ve ekserji analizlerini sunmuşlardır. Çalışkan ve diğerleri [5], birleşik alternatif enerji destekli hidrojen ve elektrik üretim ve depolama sistemlerinin enerji, ekserji ve sürdürülebilirlik yaklaşımlarını kullanarak analiz etmişlerdir.

Munoz ve diğerleri [6], güneş havuzlarındaki deneysel ve teorik gelişmeleri tartışmışlardır. Güneş havuzunun ısı ve kütle transferi yaklaşımları için geliştirmiş oldukları teorik modele göre, güneş havuzu sıcaklığının zamanın fonksiyonu olduğunu ve güneş havuzu tabakalarının kalınlığına bağlı olduğunu bildirmişlerdir. Karakılıç ve Dinçer [7], güneş havuzu sisteminin ekserji performansını deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir. Güneş havuzu tabakalarının ekserji ve verimlilik ifadelerini termodinamik yasalara bağlı olarak sunmuşlardır. En yüksek enerji ve ekserji verimlilik değerine güneş havuzunda ısı depolamasının yapıldığı en alt bölgede ulaştıklarını bildirmişlerdir.

Al-Sulaiman ve diğerleri [8], organik Rankine çevriminin bulunduğu üç farklı entegre sistemin performansını karşılaştırmışlar ve güneş enerjisi destekli entegre sistemlerin gelecekte kullanım potansiyellerinin artacağını bildirmişlerdir. Wang ve diğerleri [9], düşük sıcaklıklı atık ısı geri kazanımı için ORC

sistemi destekli entegre sistemin termodinamik analizini sunmuşlardır. Aynı zamanda çeşitli işletim parametrelerinin sistem performansı üzerine olan etkisini incelemişlerdir. Öztürk ve Dinçer [10], güneş enerjisi destekli ve hidrojen üretimi yapan çok fonksiyonlu enerji üretim sisteminin termodinamik analizini sunmuşlardır. Bu çalışmada değerlendirilen çok fonksiyonlu sistem Rankine çevrimi, ORC, absorpsiyonlu soğutma ve ısıtma ile hidrojen üretim sistemi olmak üzere dört ana alt sistemden oluşmaktadır. Aynı zamanda sistem performansları değişen dış ortam şartlarına bağlı olarak incelenmiştir. Barelli ve diğerleri [11], PEM yakıt pili temelli evsel kullanıma uygun kojenerasyon sisteminin ekserji analizini ve sistem performansını üzerine sıcaklık, basınç ve nem gibi tasarım parametrelerinin etkisini incelemek için parametrik çalışma sunmuşlardır. Bozkurt ve Karakılıç [12], daha verimli sistem tasarımı için dört adet düzlemsel güneş kolektörü ile entegre edilmiş güneş havuzu sisteminin enerji ve ekserji analizlerinin sonuçlarını sunmuşlardır. Yaptıkları çalışmada, düzlemsel güneş kolektörlerinin güneş havuzunun enerji ve ekserji verimliliği üzerine önemli etkileri olduğunu belirtmişlerdir.

Özlü ve Dinçer [13], güneş ve rüzgar enerjisi destekli çok fonksiyonlu enerji üretim sisteminin tasarımını ve termodinamik analizini sunmuşlardır. Enerji ve ekserji analizleri kullanılarak değişen işletim parametrelerinin çok fonksiyonlu sistemin performansı üzerine olan etkileri detaylı bir şekilde incelenmiştir. Rüzgar türbininin maksimum güç çıktısının 48 kW olduğunda, entegre sistemin enerji verimliliğini %43 ve ekserji verimliliğini %65 olarak hesaplamışlardır.

Khalid ve diğerleri [14], güç, ısıtma, soğutma, sıcak su ve sıcak hava üretimi için biyokütle ve güneş enerjisi destekli entegre sistemin tasarımını ve teorik analizini sunmuşlardır. İncelemesi yapılan prosesin performansının incelenmesinde enerji ve ekserji analizini kullanmışlar, aynı zamanda çeşitli sistem parametrelerinin tüm sistemin ve alt sistemlerinin enerji ve ekserji verimlilikleri üzerine olan etkilerini incelemişlerdir. Çok fonksiyonlu enerji üretim sisteminin enerji verimliliğini %66,5 ve ekserji verimliliğini ise %39,7 olarak hesaplamışlardır. Çalışmanın sonraki bölümlerinde, değişen dış ortam sıcaklığının sistemin enerji ve ekserji verimliliklerine olan etkilerini de detaylı olarak incelemişlerdir.

Biçer ve Dinçer [15], hidrojen üretimi ile beraber güç üretimi, soğutma ve ısıtma uygulamalarını destekleyebilen güneş ve jeotermal kaynakları kullanan yeni bir kombine sistemi önermişler ve pratik uygulamalar için termodinamik analizini sunmuşlardır. Çevrimin performansını değerlendirmek için enerji ve ekserji analizlerini sunmuşlar ve çeşitli sistem parametrelerinin tüm sistemin ve aynı zamanda alt sistemlerin enerji ve ekserji verimlilikleri üzerine olan etkisini incelemişlerdir.

Sunulan bu çalışmada, elektrik ve hidrojen üretimi için güneş ve rüzgar enerjisi destekli çok fonksiyonlu sistemin tasarımı

enerji ve ekserji analizleri kullanılarak modellenmiş ve analiz edilmiştir. Tasarlanan sistem, güneş havuzu sistemi, rüzgar türbini, güneş fotovoltaik sistem, organik Rankine çevrimi, PEM elektrolizi, hidrojen ve oksijen depolama sistemi ve PEM yakıt pili sisteminden oluşmaktadır. Yapılan analizlerde, çok fonksiyonlu enerji üretim sistemini oluşturan her bir alt sistemin enerji ve ekserji verimlilikleri hesaplanarak her bir sistem elemanının tersinmezlikleri tespit edilmiş, sistemin ne kadar başarılı bir şekilde işletilebileceğinin teorik analizi sunulmuş ve ortaya çıkan sonuçlar yorumlanmıştır. Sistemin daha iyi anlaşılması için dış ortam sıcaklığı, rüzgar hızı ve güneş radyasyonu gibi işletim koşullarının değişimleri parametrik çalışmalar ile incelenmiştir.

## 2. SİSTEM TANITIMI

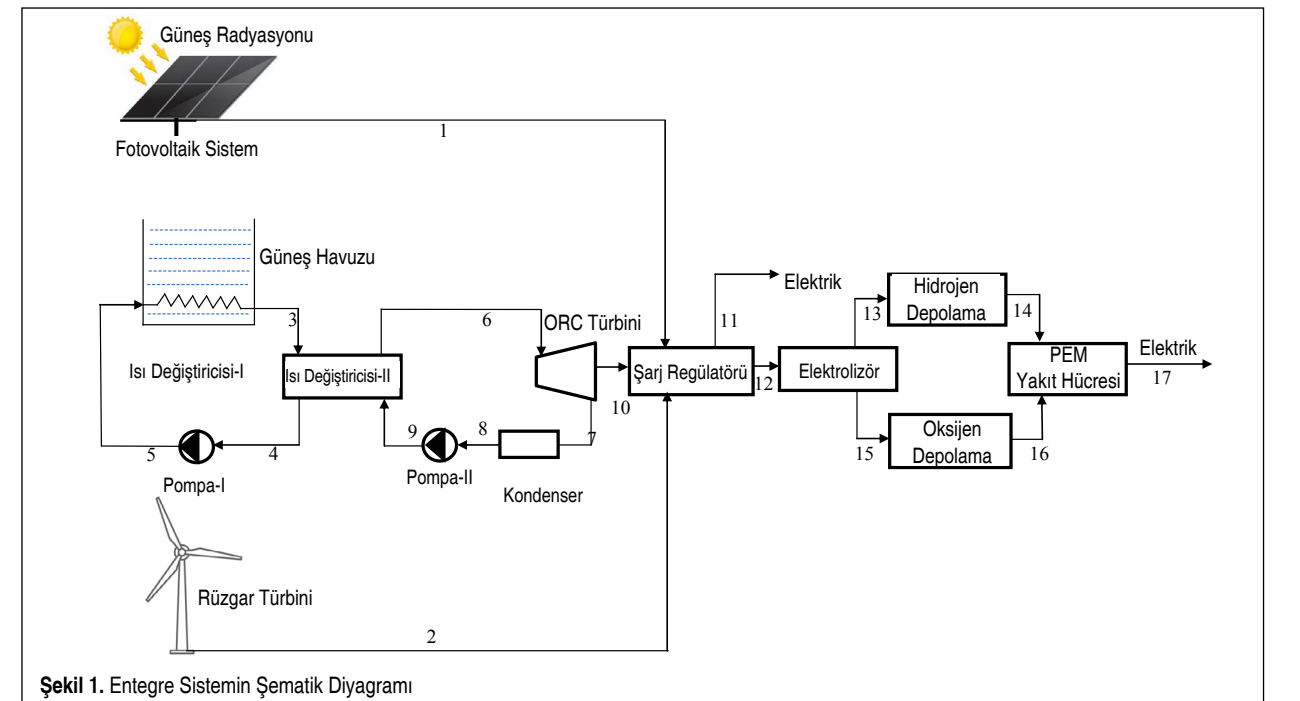
Güneş havuzu, güneş enerjisini toplama ve depolamada kullanılan sistemdir. Doğal güneş havuzlarına benzer şekilde oluşturulan yapay güneş havuzları genellikle üç bölgeden oluşmaktadır. Güneş havuzlarında en üst kısma üst konvektif bölge (ÜKB), orta kısma konvektif olmayan bölge (KOB) ve alt kısma ise alt konvektif bölge (AKB) veya depolama bölgesi adı verilir. Depolama bölgesi ısı katmanlı olabilen homojen, konsantrasyon çözeltisinin bulunduğu kısımdır. Depolama bölgesinin hemen üzerindeki KOB, ısı yalıtımı sağlayan ve tuz gradyanı içeren katmandır. Yüzey homojendir ve düşük yoğunlukta tuzlu sudan oluşur. Havuzun en alt kısmına ulaşan güneş ışığı hapsedilir ve daha sonra, biriken termal enerji havuzdan ısı değiştiricisi yardımıyla sıcak su halinde çekilir.

Fotovoltaik güneş enerjisi teknolojisi, güneş ışığını doğrudan

elektrik enerjisine çevirir ve doğru akımlı elektrik elde edilir. Üretilen elektrik enerjisi hemen kullanılabilir gibi, alternatif akıma çevrilebilir veya sonra kullanılmak üzere depolanabilir. Fotovoltaik güneş enerjisi sistemleri çevreye zarar vermeden çalışırlar ve hareketli parçaları yoktur. Güneş ışığıyla çalışan fotovoltaik cihazları son yıllarda farklı alanlarda geniş uygulama potansiyeli bulmuştur. Fotovoltaik sistemler fosil yakıtla çalışan santrallerden veya nükleer enerji santrallerinden farklı olarak modüler yapıya sahiptirler.

Sıcaklık, basınç ve nem gibi meteorolojik değişkenler rüzgarın meydana gelmesinde önemli rol oynamaktadırlar. Rüzgar, atmosferin alt kısmındaki ve yerkürenin hemen üzerindeki farklı soğuma ve ısınma olgularından dolayı meydana gelir. Meteorolojik sistemler bir bölgeden diğerine hareket ederler ve farklı hızlarda rüzgar üretilmesine neden olur. Hava kütlesi üzerine oluşan basınç kuvveti ise rüzgarda kinetik enerji değişimine yol açar [16]. Rüzgar türbini uygulamalarında rüzgar hızı sistemin verimli çalışması için önemlidir. Rüzgar hız sapmaları ve değişebilirlik zamana ve yere bağlıdır. Bu tür karakteristiklerin net bir şekilde anlaşılması için rüzgar hız modellemesinin yapılması önemlidir. Atmosfer sınır tabakasının belirlenmesi ve modellenmesi rüzgar gücünün belirlenmesinde önemli bir unsurdur.

Çevre sorunlarının giderek arttığı göz önünde bulundurulursa, alternatif enerji kaynaklarına bağlı temiz enerji üretimi daha da önemli hale gelmektedir. Fakat güneş ve rüzgar enerjisi belli bir bölgede uzun süre kalıcı değildir. Bu nedenle, alternatif kaynaklarının entegre bir şekilde kullanılması sürdürülebilirlik yaklaşımı için gereklidir. Bu çalışmada verilen



Şekil 1. Entegre Sistemin Şematik Diyagramı

yenilenebilir enerji destekli entegre sistem beş ana alt bölümden oluşmaktadır. Bunlar; i) fotovoltaiik güneş pili sistemi, ii) güneş havuzu, iii) rüzgar türbini, iv) ORC ve v) hidrojen üretim, depolama ve kullanım sistemidir. Şekil 1’de entegre sistemin şematiği sunulmuştur. Fotovoltaiik sisteme ulaşan güneş radyasyonu elektrik enerjisine dönüştürülür. Aynı zamanda güneş radyasyonunun termal enerjisinden yararlanmak için güneş havuzu kullanılabilir. Havuzun ilk katmanından itibaren yol alan güneş radyasyonu ısı enerji depolamasının yapıldığı AKB’ye ulaşır. Güneş havuzu tuzlu su ile doldurulmadan önce bölgeye yerleştirilmiş olan ısı değiştiricisi yardımıyla faydalı ısı çekilerek ORC tahrik edilmektedir. Sistemi sürdürülebilir yapmak için rüzgar türbini entegre edilmiştir. Güneş ve rüzgar enerjisi destekli çoklu üretim sisteminin diğer bir önemli amacı da hidrojen enerjisi üretmektir. Kesintisiz güç sağlamak için, depolanan hidrojen, güneş ve rüzgar enerjisinin güç üretmede yetersiz kaldığı zamanlarda veya üretilen enerjinin az olduğu durumlarda güç üretmek için PEM yakıt pillerinde kullanılabilir.

### 3. TERMODİNAMİK ANALİZ

#### 3.1 Denge Denklemleri

Bu bölümde, termodinamik yasalara bağlı olarak bazı tanımlayıcı açıklamalar entegre sistemin analizi için verilmiştir. Sırasıyla kütle, enerji ve ekserji denge denklemlerini kapsayan ilkeler [17] entegre sistemin iyileştirme potansiyelini araştırmak için incelenmiştir. Kararlı hal durumu için kütle dengesi aşağıdaki gibi verilebilir.

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\varphi \quad (1)$$

Burada  $\dot{m}$ , kütle akış hızını;  $g$  ve  $\varphi$  ise alt indisleri sırasıyla, sisteme giren ve çıkan madde akımını göstermektedir. Enerji denge denklemi genel olarak verilen prosesin değişim özelliğini açıklamada uygulanır. İncelemesi yapılan prosesin enerji dengesi termodinamiğin birinci yasasına göre sistem içinde korunur. Kinetik ve potansiyel enerji etkilerinin ihmal edilmesiyle kararlı hal şartları için enerji denge denklemi aşağıdaki gibi verilir.

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_g h_g = \dot{W}_{net} + \sum \dot{m}_\varphi h_\varphi \quad (2)$$

Ekserji analizi, enerji kaynaklarının ekonomik ve etkin kullanımını için stratejiler oluşturmada destekleyicidir ve enerji üretim sistemlerinin dizaynlarının incelenmesinde kullanılmaktadır. Entegre sistemin termodinamik analizi için kullanılan ekserji denge denklemi aşağıdaki gibi verilir.

$$\sum \dot{m}_g ex_g + \dot{E}x_Q = \sum \dot{m}_\varphi ex_\varphi + \dot{E}x_W + \dot{E}x_D \quad (3)$$

Isı ve iş akımlarının ekserji ifadeleri ise aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\dot{E}x_Q = \left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right) \dot{Q} \quad (4)$$

$$\dot{E}x_W = \dot{W} \quad (5)$$

Kinetik ve potansiyel ekserji ihmal edildiği için fiziksel ve kimyasal ekserji, sistem bileşenleri için tanımlanmıştır. i.inci akışın fiziksel ekserjisi aşağıdaki gibi verilir.

$$ex_{fz,i} = (h_i - h_o) - T_o (s_i - s_o) \quad (6)$$

Kimyasal ekserji ise maddenin kimyasal dengesinden kimyasal yapısının uzaklığı ile bağlantılıdır. Yakıtların spesifik kimyasal ekserjileri molar kimyasal ekserji ( $\xi_i$ ) ve ilgili yakıtın alt ısı değeri (LHV<sub>y</sub>) kullanılarak tanımlanır. Hidrojen için  $\xi_{H_2} = 0,985$  olarak hesaplanmıştır [17].

$$\dot{E}x_{km}^y = \xi_i LHV_y \quad (7)$$

Ekserji analizi bakış açısından hareketle, alternatif enerji kaynakları tarafından desteklenen entegre sistemin performansını değerlendirmek için sistem ile sistemin tüm bileşenlerinin hem ürün ve hem de girdi ilişkisinin belirlenmesi gereklidir. Entegre güç üretim sisteminin her bir komponentinin ekserji yıkım miktarları yukarıda verilen ifadeler kullanılarak ilgili formüller türetilmiş ve Tablo 1’de sunulmuştur. Buradan elde edilen ekserji denge denklemleri tüm sistemin ve sistem komponentlerinin ekserji yıkım oranlarının hesaplanmasında kullanılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Aynı zamanda, yukarı-

Tablo 1. Entegre Sistem Komponentlerin Ekserji Yıkım Denklemleri

Sistem Komponenti	Ekserji Yıkım Denklemleri
PV Güneş Pili	$\dot{E}x_{PV}^D = \dot{E}x_{güneş-PV} - \dot{E}x_{PV}$
Rüzgar Türbini	$\dot{E}x_{RT}^D = \dot{E}x_{girdi} - \dot{E}x_{RT}$
Güneş Havuzu	$\dot{E}x_{GH}^D = \dot{E}x_{güneş-GH} - \dot{E}x_{GH}^Q$
Isı Değiştiricisi I	$\dot{E}x_{HEX-I}^D = \dot{E}x_{GH}^Q + \dot{m}_5 ex_5 - \dot{m}_3 ex_3$
Isı Değiştiricisi II	$\dot{E}x_{HEX-II}^D = \dot{m}_3 ex_3 + \dot{m}_9 ex_9 - \dot{m}_4 ex_4 - \dot{m}_6 ex_6$
Pompa I	$\dot{E}x_{pompa-I}^D = \dot{m}_4 ex_4 - \dot{m}_5 ex_5 + \dot{W}_{pompa-I}$
ORC Türbin	$\dot{E}x_{ORC-türbin}^D = \dot{m}_6 ex_6 - \dot{m}_7 ex_7 - \dot{W}_{ORC-türbin}$
Kondanser	$\dot{E}x_{kondanser}^D = \dot{m}_7 ex_7 - \dot{m}_8 ex_8 - \dot{E}x_{kondanser}^Q$
Pompa II	$\dot{E}x_{pompa-II}^D = \dot{m}_8 ex_8 - \dot{m}_9 ex_9 + \dot{W}_{pompa-II}$
Sarj Regülatörü	$\dot{E}x_{sarj-regülatörü}^D = \dot{E}x_{10}^W - \dot{E}x_{11}^W - \dot{E}x_{12}^W$
Elektrolizör	$\dot{E}x_{elektrolizör}^D = \dot{E}x_{12}^W - \dot{E}x_{13}^{H_2} - \dot{E}x_{15}^{O_2}$
Hidrojen Depolama	$\dot{E}x_{H_2-depolama}^D = \dot{E}x_{13}^{H_2} - \dot{E}x_{14}^{H_2}$
Oksijen Depolama	$\dot{E}x_{O_2-depolama}^D = \dot{E}x_{15}^{O_2} - \dot{E}x_{16}^{O_2}$
PEM Yakıt Pili	$\dot{E}x_{PEM}^D = \dot{E}x_{14}^{H_2} + \dot{E}x_{16}^{O_2} - \dot{E}x_{PEM}^Q - \dot{W}_{PEM}$

daki kabullere bağlı olarak sistemin alt bileşenleri için enerji ve ekserji analiz ifadeleri aşağıdaki alt bölümlerde verilmiştir.

#### 3.2 Alt Sistemlerin Termodinamik Analizi

##### 3.2.1 Güneş Havuzu

Güneş havuzu sistemindeki enerji akımları Şekil 2’de gösterilmiştir. Güneş havuzu için enerji denge denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{Q}_{güneş} - \dot{Q}_{kayıp,çevre} - \dot{Q}_{kayıp,i} - \dot{Q}_{kayıp,izolasyon} = \dot{Q}_{depolanan} \quad (8)$$

Burada alt indis i, sırasıyla güneş havuz tabakalarıdır (ÜKB, KOB ve AKB). Güneş havuzunun en üst tabakasından çevreye olan ısı kaybının ekserjisi aşağıdaki gibi verilir.

$$\dot{Q}_{kayıp,çevre} = k_{ÜKB} A_{havuz} (T_{ÜKB} - T_o) \quad (9)$$

Tabakalardan olan ısı kaybı aşağıdaki gibi yazılır.

$$\dot{Q}_{kayıp,i} = k_y A_{y,i} (T_i - T_{yan,i}) \quad (10)$$

İzolasyon bölgesinden olan ısı kaybı aşağıdaki gibi verilir.

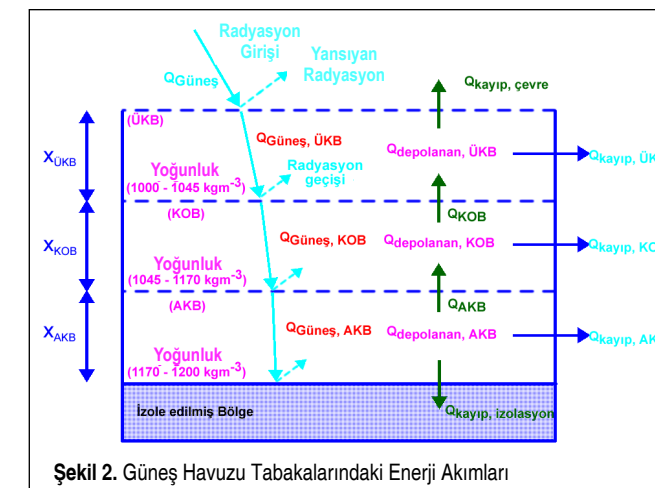
$$\dot{Q}_{kayıp,izolasyon} = k_{AKB} A_{havuz} (T_{AKB} - T_{izolasyon}) \quad (11)$$

Güneş havuzu için ekserji denge denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{E}x_{Güneş}^Q - \dot{E}x_{kayıp,çevre}^Q - \dot{E}x_{kayıp,i}^Q - \dot{E}x_{kayıp,izolasyon}^Q = \dot{E}x_{Depolanan}^Q + \dot{E}x^D \quad (12)$$

Burada  $\dot{E}x_{Güneş,ÜKB}^Q$  ÜKB yüzeyine ulaşan güneş radyasyonunun ekserjisidir ve aşağıdaki gibi alınmıştır [18].

$$\dot{E}x_{Güneş,ÜKB}^Q = S_T \left[ 1 - \frac{4T_o}{3T_s} + \frac{1}{3} \left( \frac{T_o}{T_s} \right)^4 \right] A_{havuz} \quad (13)$$



Şekil 2. Güneş Havuzu Tabakalarındaki Enerji Akımları

Burada  $T_o$ , güneşin yüzey sıcaklığını ( $\approx 5777$  K) göstermektedir. ÜKB’den çevreye transfer edilen ısı transferinin ekserjisi aşağıdaki gibi verilebilir [7].

$$\dot{E}x_{ÜKB}^Q = m_{ÜKB} C_{p,ÜKB} \left[ (T_{ÜKB} - T_o) - T_o \left( \ln \frac{T_{ÜKB}}{T_o} \right) \right] \quad (14)$$

Burada  $m_{ÜKB}$ , ÜKB’deki su-tuz karışımın kütleliğini ve  $C_{p,ÜKB}$ , ÜKB’nin spesifik ısısını göstermektedir. Herhangi bir katmanından yalıtımlı duvara doğru olan ısı kaybının ekserjisi aşağıdaki gibi verilebilir [7].

$$\dot{E}x_{kayıp,i}^Q = m_i C_{py,i} m_i C_{py,i} \left[ (T_i - T_{yd,i}) - T_o \left( \ln \frac{T_i}{T_{yd,i}} \right) \right] \quad (15)$$

Güneş havuzunun en altında yer alan izolasyon bölgesinden transfer olan ısının ekserjisi aşağıdaki gibi verilebilir [7].

$$\dot{E}x_{kayıp,izolasyon}^Q = m_{AKB} C_{p,izolasyon} \left[ (T_{AKB} - T_{izolasyon}) - T_o \left( \ln \frac{T_{AKB}}{T_{izolasyon}} \right) \right] \quad (16)$$

##### 3.2.2 Fotovoltaiik Sistem

Fotovoltaiik modülleri üzerine yapılan deneysel çalışmalara göre, böyle bir sistemden üretililecek maksimum elektrik üretimi güneş hücresi üzerine gelen toplam güneş radyasyonu ( $S_t$ ) ve çevre sıcaklığına bağlı olarak verilebilir [19].

$$P_m = -11,017 + 0,34 S_t 2,73^{-0,003 T_o} \quad (17)$$

Toplam güneş radyasyonu aşağıda verilen ifade yardımı ile hesaplanabilir [20].

$$S_t = \left[ 1 + 0,033 \cos \left( \frac{360^\circ n}{365,25} \right) \right] S_o \quad (18)$$

Burada  $S_o$ , güneş sabiti ( $\approx 1373$  Wm<sup>-2</sup>) ve n ise 1 Ocak’tan itibaren gün sayısıdır. Güneş pili sisteminin ekserjisi dengesi aşağıda verilen denklem kullanılarak hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_{PV} = \dot{E}x_{elek} - \dot{E}x_{ısı} \quad (19)$$

Fotovoltaiik sisteminin elektrik ekserjisi aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_{elek} = V_m I_m \quad (20)$$

Fotovoltaiik yüzeyinden çevreye olan ısı kaybını içeren ekserji ifadesi aşağıdaki gibi verilebilir.

$$\dot{E}x_{ısı} = \left( 1 - \frac{T_o}{T_{PV}} \right) \dot{Q} \quad (21)$$

Burada  $T_{PV}$ , fotovoltaiik sisteminin yüzey sıcaklığını vermektedir. Fotovoltaiik sistemin yüzeyinden taşınım ile oluşan

ısı transferi aşağıda verilen ifade kullanılarak hesaplanabilir [20].

$$\dot{Q} = h_{c,PV} A_{PV} (T_{PV} - T_o) \quad (22)$$

$$h_{c,PV} = 5,7 + 3,8\vartheta_{PV} \quad (23)$$

Burada PV, fotovoltaik sistemin hemen üzerindeki rüzgar hızıdır. Denklem (19) ve (23) arasındaki ifadeleri kullanarak fotovoltaik sistemin ekserjisi aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_{PV} = V_m I_m - \left[ \left( 1 - \frac{T_o}{T_{PV}} \right) (5,7 + 3,8\vartheta_{PV}) A (T_{PV} - T_o) \right] \quad (24)$$

### 3.2.3 Rüzgar Türbini

Rüzgar türbini içerisinde geçen rüzgarın yavaşlaması iki aşamada i) rüzgar türbini rotoru içerisinde geçmeden önce, ve ii) geçtikten sonra olmaktadır [14]. Birim zamanda rotor üzerinden geçen hava kütlesi  $m_r$  olmak şartıyla, momentum hız değişimi  $[m_r (\vartheta_{r1} - \vartheta_{r2})]$  ortaya çıkan itmeye eşittir. Burada  $\vartheta_{r1}$  ve  $\vartheta_{r2}$  rotordan önemli bir uzaklıkta içeriye doğru ve dışarıya doğru rüzgar hızını göstermektedir. Türbini tarafından üretilen güç aşağıdaki gibi verilir.

$$P_{rt} = m_r (\vartheta_{r1} - \vartheta_{r2}) \bar{\vartheta} \quad (25)$$

Aynı zamanda rüzgardaki kinetik enerjinin değişim miktarı aşağıdaki gibi verilebilir.

$$E_{k,r} = \frac{1}{2} m_r (\vartheta_{r1}^2 - \vartheta_{r2}^2) \quad (26)$$

Denklem (25) ve (26)'da verilen ifadeler eşit olması gerektiğinden rotor tarafından ortaya çıkan güç aşağıdaki gibi yazılır.

$$P_{rt} = \rho_h A_{rt} \bar{\vartheta} (\vartheta_{r1} - \vartheta_{r2}) \bar{\vartheta} \quad (27)$$

Ortalama hız ifadesi yukarıdaki denklemde yerine konulursa;

$$P_{rt} = \rho_h A_{rt} (\vartheta_{r1} - \vartheta_{r2}) \left( \frac{\vartheta_{r1} + \vartheta_{r2}}{2} \right)^2 \quad (28)$$

ifadesi elde edilir. Yukarıda verilen ifadeyi daha genel bir şekle dönüştürmek için katsayısı  $\alpha = \vartheta_{r2} / \vartheta_{r1}$  şeklinde tanımlanırsa, Denklem (28) aşağıdaki gibi verilebilir.

$$P_{rt} = \frac{\rho_h A_{rt} \vartheta_{r1}^3}{2} \left[ (1 + \alpha)(1 - \alpha^2) \right] \quad (29)$$

Denklemin sağ tarafında çarpım halinde verilen ikinci ifade rotor güç katsayısıdır ( $C_p$ ).

$$P_{rt} = \frac{\rho_h A_{rt} \vartheta_{r1}^3}{2} C_p \quad (30)$$

$(\vartheta_{r2} / \vartheta_{r1})$  oranı 1/3'ü eşit olduğu zaman  $C_p$ , maksimum değeri olan 0,59'a ulaşır [21]. Rüzgar türbini sisteminde yükseklik değişmediği ve rüzgar türbininde kimyasal reaksiyon olmadığı için potansiyel ve kimyasal ekserji değişiminin sıfır olduğu kabul edilmiştir. Toplam kinetik ekserji farkı üretilen elektrik enerjisini vereceği için aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{E}x_k = \dot{E}_{\text{üretilen}} \quad (31)$$

Aynı zamanda rüzgar türbinin ekserjisi, türbin kanatlar boyunca akan havanın akış ekserjisine bağlı olarak aşağıdaki gibi verilebilir.

$$\dot{E}x_{\text{akış}} = \dot{m}_r (\Delta h - T_o \Delta s) \quad (32)$$

$$\Delta h = C_{p,o} (T_{r2} - T_{r1}) \quad (33)$$

Burada  $T_{r1}$  ve  $T_{r2}$  sırasıyla, rüzgar türbini girişindeki ve çıkışındaki rüzgar soğutma sıcaklığını göstermektedir. Rüzgar soğutma sıcaklığı aşağıdaki gibi hesaplanır [22].

$$T_{g,rüz-soğ} = 13,12 + 0,6215T_o - 11,37\vartheta_r^{0,16} + 0,3965T_o\vartheta_r^{0,16} \quad (34)$$

Toplam entropi farkı aşağıdaki gibi verilebilir [17].

$$\Delta s = C_{p,o} \ln \left( \frac{T_{r2}}{T_{r1}} \right) - R \ln \left( \frac{P_{r2}}{P_{r1}} \right) - \frac{\dot{Q}_{\text{kayıp}}}{T_o} \quad (35)$$

Burada  $P_{r1}$  ve  $P_{r2}$  sırasıyla, rotor bıçağına girişteki ve çıkıştaki basıncı göstermektedir.

$$\dot{Q}_{\text{kayıp}} = \dot{m}_r C_{p,o} \left( T_o - \frac{T_{r1} + T_{r2}}{2} \right) \quad (36)$$

Genel olarak rüzgar türbini sisteminin ekserji denge denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{E}x_{RT} = \dot{E}_{\text{üretilen}} + \dot{m}_r C_{p,o} (T_{r2} - T_{r1}) + \dot{m}_r T_o \left[ C_p \ln \left( \frac{T_{r2}}{T_{r1}} \right) - R \ln \left( \frac{P_{r2}}{P_{r1}} \right) - \frac{\dot{Q}_{\text{kayıp}}}{T_o} \right] \quad (37)$$

### 3.3 Enerji ve Ekserji Verimlilikleri

Bu çalışmada incelenen fotovoltaik sistem, güneş havuzu, rüzgar türbini, organik Rankine çevrimi, hidrojen üretim ve depolama alt sistemi ile tüm birleşik sistem için enerji verimlilik denklemleri aşağıdaki gibi türetilmiştir.

$$\eta_{PV} = \frac{\dot{W}_{PV}}{S_t A_{PV}} \quad (38)$$

$$\eta_{\text{güneş_havuzu}} = \frac{\dot{Q}_{\text{HEX-1}}}{S_t A_{GH}} \quad (39)$$

$$\eta_{\text{rüzgar_türbini}} = \frac{\dot{W}_{RT}}{\dot{E}_{\text{girdi}}} \quad (40)$$

$$\eta_{\text{ORC}} = \frac{\dot{W}_{\text{net,ORC}}}{\dot{Q}_{\text{HEX-1}}} \quad (41)$$

$$\eta_{\text{hidrojen}} = \frac{\dot{W}_{\text{PEM}}}{\dot{W}_{\text{net,12}}} \quad (42)$$

$$\eta_{\text{sistem}} = \frac{\dot{W}_{\text{net,PV}} + \dot{W}_{\text{net,WT}} + \dot{W}_{\text{net,ORC}}}{S_t A_{PV} + S_t A_{GH} + \dot{E}_{\text{girdi}}} \quad (43)$$

Alt bileşenlerin ve tüm sistemin ekserji verimlilikleri için kullanılan denklemler aşağıda verildiği gibi türetilmiştir.

$$\Psi_{PV} = \frac{\dot{E}x_{PV}}{\dot{E}x_{\text{güneş-PV}}} \quad (44)$$

$$\Psi_{\text{güneş_havuzu}} = \frac{\dot{E}x_{\text{HEX-1}}^Q}{\dot{E}x_{\text{güneş-GH}}} \quad (45)$$

$$\Psi_{\text{rüzgar_türbini}} = \frac{\dot{E}x_{RT}}{\dot{E}x_{\text{girdi}}} \quad (46)$$

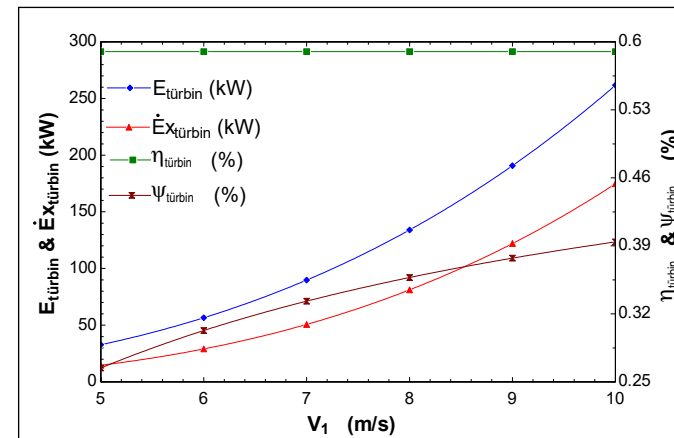
$$\Psi_{\text{ORC}} = \frac{\dot{E}x_{\text{ORC}}^W}{\dot{E}x_{\text{HEX-1}}^Q} \quad (47)$$

$$\Psi_{\text{hidrojen}} = \frac{\dot{E}x_{\text{PEM}}^W}{\dot{E}x_{\text{net-12}}^W} \quad (48)$$

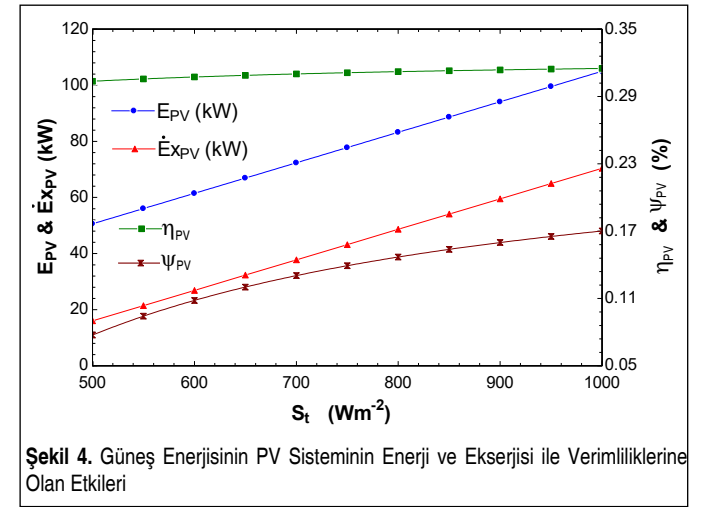
$$\Psi_{\text{sistem}} = \frac{\dot{E}x_{\text{net,PV}} + \dot{E}x_{\text{net,RT}} + \dot{E}x_{\text{net,ORC}}}{\dot{E}x_{\text{güneş-PV}} + \dot{E}x_{\text{güneş-GH}} + \dot{E}x_{\text{girdi}}} \quad (49)$$

## 4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Güneş havuzu, fotovoltaik sistem ve rüzgar türbini destekli entegre sisteminde bulunan akışların sıcaklık, basınç, kütle akış hızı, entalpi, entropi, enerji ve ekserji değerleri EES



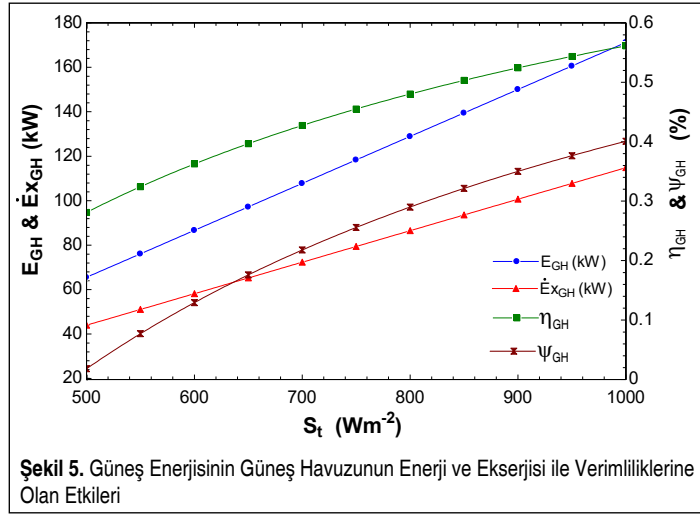
Şekil 3. Rüzgar Hızının Türbinin Enerji ve Ekserjisi ile Verimliliklerine Olan Etkileri



Şekil 4. Güneş Enerjisinin PV Sisteminin Enerji ve Ekserjisi ile Verimliliklerine Olan Etkileri

(Engineering Equation Solver) bilgisayar yazılım programı [23] kullanılarak hesaplanmıştır. Termodinamik modelleme çalışmasında referans sıcaklığı ve basıncı sırasıyla, 25 °C ve 101,3 kPa olarak alınmış ve ısı değiştiricisi akışkan olarak su ve izobütan seçilmiştir. Termodinamiğin ikinci kanununun bir göstergesi olan ekserji kayıpları incelendiğinde ise en yüksek ekserji kaybı 164 kW ile güneş havuzu sisteminde ortaya çıkmaktadır. Güneş havuzu sistemini, organik Rankine çevrimi 106 kW, güneş fotovoltaik sistemi 78 kW ve diğerleri takip etmektedir. Bu sonuç, iyileştirme çalışmalarının özellikle güneş havuzu sistemi üzerinde yoğunlaşması gerektiği anlamına gelmektedir. Günümüzde, performansı yüksek güneş havuzu sistemleri konusunda deneysel ve teorik araştırmalar devam etmektedir. İyi bir sistem dizaynı, yüksek bir enerji depolama kapasitesi ve ısı kaybını azaltma gibi etmenlerin daha da geliştirilmesi sonucunda bu tip sistemler enerji depolama konusunda oldukça fayda sağlayacaktır.

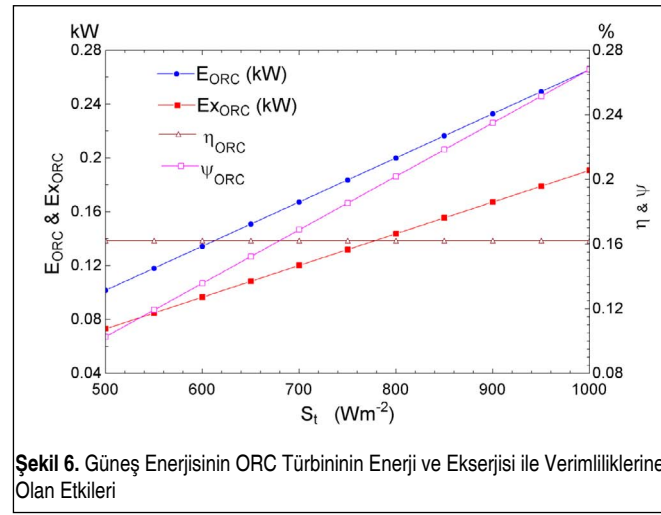
Bu çalışmada, tasarımı yapılan entegre sistemin performansının değişen dış şartlar altında nasıl bir davranış sergilediğini incelemek için çeşitli parametrik çalışmalar yapılmıştır. Entegre sistemin ilk parametrik incelemesi rüzgar türbini için yapılmış ve bu çalışmada sistem analizi için havanın yoğunluğu 1,255 kg/m<sup>3</sup>, türbinin yarıçapı 15 m, ortalama rüzgar hızı 7 ms<sup>-1</sup> ve Cp 0,59 olarak alınmıştır. Şekil 3'te, 5 ile 10 ms<sup>-1</sup> aralığında değişen rüzgar hızına karşılık rüzgar türbinin enerji ve ekserji değeri ile türbinin enerji ve ekserji verimliliğinin nasıl değiştiği sunulmuştur. Şekilden görüldüğü gibi, rüzgar hızı 5 ms<sup>-1</sup> değerinden 10 ms<sup>-1</sup> değerine yükseldiğinde enerji üretim değeri 32 kW'dan 261 kW değerine çıkarken, ekserji üretim değeri ise 14,5 kW'dan 175 kW değerine yükselmiştir. Ekserji analizinde sistemde oluşan kayıplar dikkate alındığı için sistemin ürettiği güç hakkında daha net bilgi vermektedir. Rüzgar enerjisinden sağlanan enerji ve ekserji değeri türbinine ulaşan rüzgar hızının küpü ile doğru orantılı olduğu için ortalama rüzgar hızı değerinin ne kadar önemli



Şekil 5. Güneş Enerjisinin Güneş Havuzunun Enerji ve Ekserjisi ile Verimliliklerine Olan Etkileri

olduğu görülmektedir. Aynı zamanda rüzgar türbininin enerji verimliliği sabit kaldığı halde, türbinin ekserji verimliliği ise artan rüzgar hızıyla birlikte bir miktar arttığı görülmüştür. Sunulan çalışmada inceleme yapılan rüzgar türbininin seçilen çalışma parametreleri altında enerji verimliliği %58,74 olarak hesaplandığı halde, değişen rüzgar hızına bağlı olarak rüzgar türbininin ekserji verimliliğinin %27,12'den %45,26'ya kadar yükseldiği görülmektedir. Benzer olarak, Ghosh ve Dinçer [24] yapmış oldukları çalışmada rüzgar türbininin ekserji verimliliğini %60 olarak hesaplamışlardır.

Sunulan bu çalışmada termodinamik analizi yapılan entegre sistemin ikinci parametrik incelemesi, fotovoltaik sistem için yapılmıştır. Sistemin analizi için gerekli olan parametreler sırasıyla, fotovoltaik sistem üzerine gelen güneş radyasyonu  $850 \text{ Wm}^{-2}$  ve modül sıcaklığı  $29 \text{ }^\circ\text{C}$  alınmıştır. Şekil 4'te gösterildiği gibi, 500 ile  $1000 \text{ Wm}^{-2}$  aralığında değişen güneş radyasyonuna ve hesaplama sonuçlarına bağlı olarak fotovoltaik sistemin enerji ve ekserji analizi ile birlikte sistemin enerji ve ekserji verimlilikleri sunulmuştur. Güneş radyasyonu  $500 \text{ Wm}^{-2}$ 'den  $1000 \text{ Wm}^{-2}$ 'ye yükseldiği anda fotovoltaik sistemin enerji üretim değeri  $51 \text{ kW}$ 'den  $105 \text{ kW}$  değerine çıkarken, sistemin ekserji üretim değeri ise  $16 \text{ kW}$ 'den  $70 \text{ kW}$  değerine kadar hemen hemen doğrusal bir şekilde arttığı görülmektedir. Fotovoltaik sistemden sağlanan maksimum enerji ve ekserji üretim değeri fotovoltaik sistemin yüzey alanına ulaşan güneş radyasyonu değeri ile doğru orantılı olarak değiştiği için ortalama güneş radyasyonu değerinin önemli olduğu görülmüştür. Şekil 4'te belirtildiği üzere, fotovoltaik sistemin enerji verimliliği güneş radyasyonu değerinin değişmesine rağmen hemen hemen sabit kaldığı halde, sistemin ekserji verimliliği ise %0,7'den %17'ye kadar artmıştır. Fotovoltaik sistem için ekserji verimliliği güneş radyasyonunun ekserjisini ve sistem kayıplarını içerdiği için enerji verimliliğinden daha fazla güvenilir bilgiyi sunmaktadır. Benzer sonuçlar Çalışkan vd. [5] tarafından hesaplanmıştır. Sundukları çalışmada, fotovoltaik güneş pili sistemin ekserji verimliliğinin artan dış ortam sı-

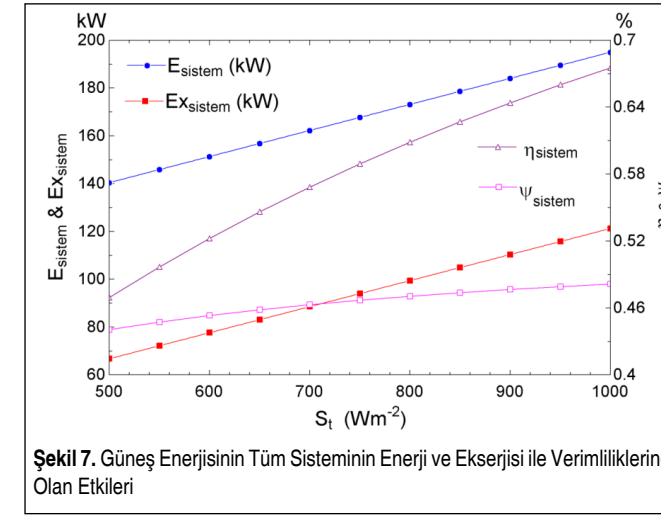


Şekil 6. Güneş Enerjisinin ORC Türbininin Enerji ve Ekserjisi ile Verimliliklerine Olan Etkileri

caklığına bağlı olarak %9,67'den %9,74 değerine değiştiği hesaplanmıştır.

Entegre sistemin üçüncü parametrik çalışması, güneş havuzu sisteminin değerlendirilmesi için yapılmıştır ve sistem analizi için güneş havuzu üzerine ulaşan toplam güneş radyasyonu  $850 \text{ Wm}^{-2}$ ; ÜKB, KOB ve AKB tabakalarının sıcaklıkları ise sırasıyla,  $25$ ,  $55$  ve  $105 \text{ }^\circ\text{C}$ , güneş havuzu yüzey alanı  $150 \text{ m}^2$  alınmıştır. Şekil 5'te,  $500$  ile  $1000 \text{ Wm}^{-2}$  aralığında değişen güneş radyasyonuna bağlı olarak güneş havuzu sisteminin enerji ve ekserji analizi sonuçları ile enerji ve ekserji verimliliğinin değişimi sunulmuştur. Güneş radyasyonu  $500 \text{ Wm}^{-2}$ 'den  $1000 \text{ Wm}^{-2}$ 'ye yükseldiği anda güneş havuzu tabakalarında toplanan faydalı enerjinin arttığı belirlenmiştir. Şekil 5'te görüldüğü gibi, AKB bölgesinde toplanan enerji miktarı, artan güneş radyasyonuna bağlı olarak  $65 \text{ kW}$ 'den  $170 \text{ kW}$ 'ye ve ekserjisi ise  $44 \text{ kW}$ 'den  $115 \text{ kW}$ 'ye ulaşmaktadır. Güneş havuzu sisteminden sağlanan maksimum enerji ve ekserji üretim değeri güneş havuzu sisteminin yüzey alanına ulaşan güneş radyasyonu miktarı ile doğru orantılı olarak değiştiği görülmektedir. Aynı zamanda güneş havuzu sisteminin enerji verimliliğinin %28'den %56'ya ve ekserji verimliliğinin %5'ten %39'a ulaştığı görülmektedir. Güneş havuzu sisteminin yalıtımına ve ısı değiştiricisi verimine bağlı olarak etkinliği iyileştirilebilir.

Entegre sistemin dördüncü parametrik incelemesi, ORC sisteminin değerlendirilmesi için yapılmıştır. Şekil 6'da,  $500$  ile  $1000 \text{ Wm}^{-2}$  aralığında değişen güneş radyasyonunu için ORC sisteminin enerji ve ekserji analizi ile sistemin enerji ve ekserji verimliliklerinin sonuçları sunulmuştur. Güneş radyasyonu değeri  $500 \text{ Wm}^{-2}$ 'den  $1000 \text{ Wm}^{-2}$ 'ye arttığında sisteminin enerjisi  $0,1 \text{ kW}$ 'den  $0,26 \text{ kW}$ 'ye, sistemin ekserjisi ise  $0,07 \text{ kW}$ 'den  $0,19 \text{ kW}$ 'ye yükseldiği görülmektedir. Değişen güneş radyasyonu değerlerine karşı sistemin enerji verimliliği %16,21 değerinde sabit kaldığı görülürken, ekserji verimliliğinin ise %10,27'den %26,81'e yükseldiği görülmektedir.



Şekil 7. Güneş Enerjisinin Tüm Sisteminin Enerji ve Ekserjisi ile Verimliliklerine Olan Etkileri

ORC sisteminin enerji ve ekserji üretiminin güneş havuzu yüzey alanına ulaşan güneş radyasyonu değeri ile doğru orantılı olduğu için güneş radyasyonu değerinin önemli olduğu görülmektedir.

Elektrik ve hidrojen üretimi için bu çalışmada sunulan entegre sistemin değişen güneş radyasyonu altında ki enerji ve ekserji analizi ile enerji ve ekserji verimliliklerinin değişimi hesaplanmış ve sonuçlar Şekil 7'de verilmiştir. Bu çalışmada kullanılan fotovoltaik sistemi, rüzgar türbini ve güneş havuzu ile birleşik ORC sistemlerinin ayrı ayrı kullanımı yerine, entegre kullanımında ekserji kayıplarının azaldığı ve buna bağlı olarak ekserji verimliliğinin de arttığı ortaya konmuştur. Şekil 7'de, güneş radyasyonu değeri  $500 \text{ Wm}^{-2}$ 'den  $1000 \text{ Wm}^{-2}$ 'ye yükseldiği anda entegre sistemin enerji verimliliği %49,93'ten %67,54'e artarken ve ekserji verimliliği ise %44,05'ten %48,15'e arttığı görülmektedir. Aynı zamanda, entegre sistemin enerjisi  $140,11 \text{ kW}$ 'den  $194,24 \text{ kW}$  değerine yükselirken, sistemin ekserjisi ise artan güneş radyasyonu değerine bağlı olarak  $63,65 \text{ kW}$ 'den  $116,84 \text{ kW}$  değerine yükseldiği hesaplanmıştır.

## 5. SONUÇ

Bu çalışmada, güneş havuzu, fotovoltaik ve rüzgar türbini güç dönüşüm sistemlerinin çalışma parametreleri sunulmuş, güneş ve rüzgar enerjisi destekli entegre sistemin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Ekserji analizinin, incelemesi yapılan sistemdeki gerçek kayıpların yerleri ve büyüklükleri hakkında yeterli bilgiyi sundukları, ekserji verimliliğinin sistem performansının değerlendirilmesi ve birbirleri ile karşılaştırılmasında önemli bir araç oldukları belirlenmiştir. Aynı zamanda, ekserji analizini kullanarak sistem performansının ne kadar artırılacağı hakkında daha önemli bilgileri sunabileceği, yapılan bu çalışmada gösterilmiştir. Sunulan çalışmanın ikinci önemli yaklaşımı ise üç alternatif güç dönüşüm

sisteminin entegre bir şekilde kullanılması için önerilen prostestir. Buradaki dizayn parametreleri termodinamik modellemenin sonuçlarına bağlı olarak ortaya konmuştur. Entegre prosesin her bir alt sisteminin güç üretimi, ekserji verimliliği ve ekserji yıkımları belirlenmiş ve birleşik tüm sistem sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Aynı zamanda, çalışma sıcaklığı, güneş radyasyon akısı ve rüzgar hızına bağlı olarak, sistem bileşenlerinin sistem performansı ve ekserji yıkım hızlarını incelemek için parametrik çalışmalar sunulmuştur. Bu çalışmada belirlenen ana sonuçlar aşağıdaki gibidir;

- Kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri sistemin anlaşılmasında ve modellenmesinde önemlidir ve denge denklemlerinin kullanılmasıyla sistem bileşenlerinin verimliliklerinin belirlenmesi gibi daha geniş kapsamlı sonuçlara ulaşılabilir.
- Entegre sistemin enerji ve ekserji verimlilikleri %62,68 ve %47,37 olarak bulunmuştur.
- Ekserji analizi sonuçlarına göre en büyük ekserji yıkımına güneş havuzu sisteminin sahip olduğu görülmektedir. Bunu takiben organik Rankine çevrim sisteminin ve fotovoltaik güneş pili sisteminin en büyük ikinci ve üçüncü ekserji yıkım değerlerine sahiptir.
- Entegre sistemi oluşturan bileşenlerin ekserji yıkım miktarlarının azaltılması ekserji verimliliğini arttırmaktadır. Verimlilik artışı, üretim prosesi süresince çevreye salınan emisyonların azaltılmasında, daha düşük çevresel etki değerlerinin elde edilmesinde ve sürdürülebilir sistemlerin kullanıma sunulmasında önemlidir.
- Ortam sıcaklığı, rüzgar hızı ve güneş radyasyonu akısındaki artış ile birlikte sistemlerin ekserji verimliliğinin iyileştiği görülmüştür.

## SEMBOLLER

A	yüzey alanı ( $\text{m}^2$ )
AKB	alt konvektif bölge
$C_p$	spesifik ısı ( $\text{J/gK}$ )
$ex$	spesifik ekserji akışı ( $\text{kJ/kg}$ )
$\dot{E}x_D$	ekserji yıkım hızı ( $\text{kW}$ )
$\dot{E}x_Q$	ısınmın ekserjisi ( $\text{kW}$ )
$\dot{E}x_W$	işin ekserjisi ( $\text{kW}$ )
h	entalpi ( $\text{kJ/kg}$ )
k	ısı kayıp katsayısı ( $\text{W/m}^2\text{K}$ )
KOB	konvektif olmayan bölge
$\dot{m}$	kütle akış hızı ( $\text{m/s}$ )
ORC	organik Rankine çevrimi
P	basınç ( $\text{kPa}$ )

$P_{rt}$	rüzgar türbini gücü (kW)
$\dot{Q}$	ısı transfer hızı (kW)
$s$	entropi (kJ/kgK)
$S_t$	güneş radyasyonu (W/m <sup>2</sup> )
$T$	sıcaklık (K, °C)
ÜKB	üst konvektif bölge
$V$	hacim (m <sup>3</sup> )
$\dot{W}$	iş transfer hızı (kW)

**Alt indis**

ç	çıkan
g	giren
km	kimyasal
o	referans durum

**Yunan alfabesi**

$\vartheta$	rüzgar hızı
$\eta$	enerji verimliliği
$\psi$	ekserji verimliliği
$\xi$	molar kimyasal ekserji
$\rho$	yoğunluk

**KAYNAKÇA**

1. **De Oliveira, J. S.** 2012. Exergy: Production, Cost and Renewability, Springer, London, 2012.
2. **Ozturk, M., Dincer, I.** 2013. "Thermodynamic Assessment of an Integrated Solar Power Tower and Coal Gasification System for Multi-Generation Purposes," Energy Conversion and Management, vol. 76, p. 1061-1072.
3. **Koroneos, C., Spachos, T., Moussiopoulos, N.** 2013. "Exergy Analysis of Renewable Energy Sources," Renewable Energy, vol. 28, p. 295-310.
4. **Dincer, I., Zamfirescu, C.** 2012. "Renewable Energy Based Multigeneration Systems," International Journal of Energy Research, vol. 36 (15), p. 1403-1415.
5. **Caliskan, H., Dincer, I., Hepbasli, A.** 2013. "Energy, Exergy and Sustainability Analyses of Hybrid Renewable Energy Based Hydrogen and Electricity Production and Storage Systems: Modeling and Case Study," vol. Applied Thermal Engineering, vol. 61 (2), p. 784-798.
6. **Munoz, F., Almanza, R.** 1992. "A Survey of Solar Pond Developments," Energy, vol. 17 (10), p. 927-938.
7. **Karakilcik, M., Dincer, I.** 2008. "Exergetic Performance Analysis of a Solar Pond," International Journal of Thermal Science, vol. 47, p. 93-102.
8. **Al-Sulaiman, F. A., Hamdullahpur, F., Dincer, I.** 2011. "Performance Comparison of Three Trigeneration Systems Using Organic Rankine Cycles," Energy, vol. 36, p. 5741-5754.
9. **Wang, J., Yan, Z., Wang, M., Li, M., Dai, Y.** 2013. "Multi-Objective Optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) for Low Grade Waste Heat Recovery Using Evolutionary Algorithm," Energy Conversion and Management, vol. 71, p. 146-158.
10. **Ozturk, M., Dincer, I.** 2013. "Thermodynamic Analysis of a Solar-Based Multi-Generation System with Hydrogen Production," Applied Thermal Engineering, vol. 51, p. 1235-1244.
11. **Barelli, L., Bidini, G., Gallorini, F., Ottaviano, A.** 2011. "An Energetic-Exergetic Analysis of a Residential CHP System Based on PEM Fuel Cell," Applied Energy, vol. 88, p. 4334-4342.
12. **Bozkurt, I., Karakilcik, M.** 2015. "Exergy Analysis of a Solar Pond Integrated with Solar Collector," Solar Energy, vol. 112, p. 282-289.
13. **Ozlu, S., Dincer, I.** 2015. "Development and Analysis of a Solar and Wind Energy Based Multigeneration System," Solar Energy, vol. 122, p. 1279-1295.
14. **Khalid, F., Dincer, I., Rosen, M. A.** 2015. Energy and Exergy Analyses of a Solar-Biomass Integrated Cycle for Multigeneration," Solar Energy, vol. 112, vol. 290-299.
15. **Bicer, Y., Dincer, I.** 2015. Development of a New Solar and Geothermal Based Combined System for Hydrogen Production," Solar Energy, vol. 127, p. 269-284.
16. **Freris, L. L.** 1990. Wind Energy Conversion Systems, Prentice Hall, New York.
17. **Dinçer, İ., Rosen, M. A.** 2013. Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development, Elsevier, New York.
18. **Petela, R.** 2003. "Exergy of Undiluted Thermal Radiations," Solar Energy, vol. 74, p. 469-488.
19. **Akyüz, E., Coşkun, C., Oktay, Z., Dinçer, İ.** 2012. "A Novel Approach for Estimation of Photovoltaic Exergy Efficiency," Energy, vol. 44, p. 1059-1066.
20. **Zamfirescu, C., Dincer, I.** 2009. "How Much Exergy One can Obtain from Incident Solar Radiation?," Journal of Applied Physics, vol. 105, p. 44911.
21. **Patel, M. R.** 1999. Wind and Solar Power Systems, CRC Press, New York.
22. **Nelson, C. A., Tew, M., Phetteplace, G. E.** 2002. "Review of the Federal Interagency Process used to Select the Wind Chill Temperature (WCT) Index," 18th International Conference on Interactive Information, 13-17 January 2002, Orlando, p. 196-198.
23. F-Chart Software. "Engineering Equation Solver," <http://www.fchart.com/ees/>, son erişim tarihi: 15.09.2015.
24. **Ghosh, S., Dincer, I.** 2014. "Development and Analysis of a New Integrated Solar-Wind-Geothermal Energy System," Solar Energy, vol. 107, p. 728-745.

# KIRIKKALE İLİNDE BULUNAN OLİMPİK YÜZME HAVUZUNDA SU ISITMA İÇİN TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI KULLANIMI

**Battal Doğan\***

Kırıkkale Üniversitesi,  
Makine Mühendisliği Bölümü,  
Kırıkkale  
bttldgn@gmail.com

**Cemre Yalçınkaya**

Kırıkkale Üniversitesi,  
Makine Mühendisliği Bölümü,  
Kırıkkale  
cemreyalcinkaya@gmail.com

**Mehmet Gökberk Balcı**

Kırıkkale Üniversitesi,  
Makine Mühendisliği Bölümü,  
Kırıkkale  
mehmetgokberkbalcı@gmail.com

## ÖZ

Olimpik havuz tesisatlarında ısıtma için genellikle kömür, doğalgaz ve elektrik enerjisi kullanılmaktadır. Günümüzde bu enerji kaynaklarının yanı sıra alternatif yöntemler de kullanılmaktadır. Bu çalışmada, olimpik havuzlarda havuz suyunun ısıtılmasında alternatif yöntem olarak toprak kaynaklı ısı pompası kullanımının enerji verimliliğine etkisi incelenmiştir. Hesapların uygulamaya yönelik olması açısından Kırıkkale ilinde yer alan olimpik havuzun mimari bilgileri kullanılmıştır. Olimpik havuzun ısı ihtiyaçlarının belirlenmesinde; radyasyon, iletim, buharlaşma ve taşınım yollarıyla gerçekleşen ısı kayıpları göz önüne alınmıştır. Isı kayıplarını doğalgazlı kazan ve toprak kaynaklı ısı pompası birlikte karşılayacak şekilde havuzun ısıtma tesisatı tasarımı yapılmıştır. Havuzun mevcut ısıtma sistemi doğalgazlı kazanlarla yapılmaktadır. Bu çalışmada, toprak kaynaklı ısı pompası destekli sistem ile mevcut sistemin ilk yatırım ve işletmenlik maliyetleri karşılaştırılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Havuz tasarımı, ısıtma, toprak kaynaklı ısı pompası, doğalgaz, ekonomik analiz

## THE OLYMPIC SWIMMING POOL IN KIRIKKALE FOR WATER HEATING USE GROUND SOURCE HEAT PUMP

## ABSTRACT

Olympic pool heating systems normally use coal, natural gas or electricity. However these days such energy sources are giving way to other alternative management systems. In this study, while considering pool design the benefits of using a heat pump system has been evaluated. The proposed heat pump heating needs are determined by; radiation, conduction and evaporation actual heat loss in the pipes. Such a heat pump system used with a sporting natural gas power has been calculated. An example of this application is found in the Kırıkkale province, which was compared to traditional heating methods, it was calculated heat the initial investment cost and upkeep between the systems favored by heat pumps.

**Keywords:** Pool design, heating, ground source heat pumps, natural gas, economic analysis

\* İletişim Yazarı

Geliş tarihi : 28.06.2016

Kabul tarihi : 17.10.2016

Doğan, B., Yalçınkaya, C., Balcı, M. G. 2016. "Kırıkkale İlinde Bulunan Olimpik Yüzme Havuzunda Su Isıtma İçin Toprak Kaynaklı Isı Pompası Kullanımı," Mühendis ve Makina, cilt 57, sayı 681, s. 38-48.

## 1. GİRİŞ

Teknolojik olarak gelişen dünyada enerji temini bütün toplumlar için büyük sorunlar oluşturmaktadır. Mühendislik çalışmalarıyla birlikte ilerleyen teknoloji, bu sorunların üstesinden gelmek için farklı enerji kaynakları ortaya koymaktadır. Yapılmış olan çalışmalarda alternatif yöntem olarak doğa dostu olan güneş enerjisi sistemlerinin kullanıldığı görülmektedir [1].

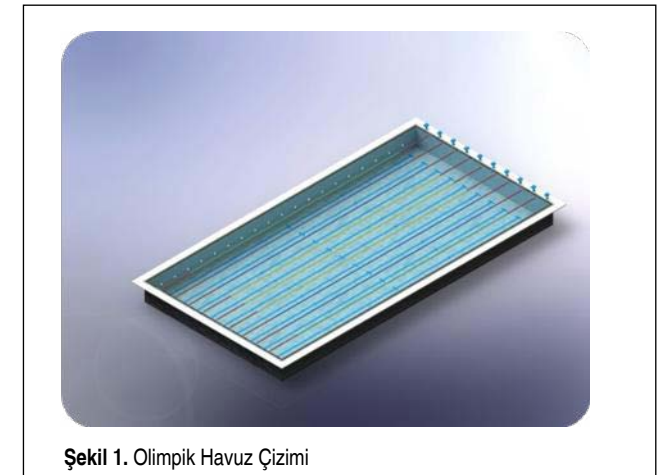
Güneş enerjisinin yayılma ve kararsız yapısı nedeniyle, doğrudan tutulması pahalı ve güçtür [2]. Bugün tüketilen enerji kaynaklarının başında fosil yakıtlar gelmektedir. Yeterli enerji kaynaklarına sahip olmayan ülkemizde, yalıtım bilinci de yeterince gelişmediğinden, ithal edilen enerjinin çok büyük bir kısmı ısıtma-soğutma ihtiyaçlarının karşılanmasında kullanılmaktadır [3]. Fosil yakıtlar bir taraftan tükenme eğilimine girmiş, diğer taraftan da çevre kirliliğinin baş aktörü durumuna gelmiştir. Bu nedenle, alternatif enerji kaynakları arayışı başlamış; bunlar güneş enerjisi, rüzgâr enerjisi, jeotermal enerji gibi yenilenebilir enerji çeşitleridir. Son yıllarda kararlı bir enerji kaynağıyla çalışma göz önüne alındığında ise toprak; ısıtma sezonunda dış havadan daha yüksek sıcaklıkta, soğutma sezonunda ise havadan daha düşük sıcaklıkta kalarak, tüm yıl boyunca yaklaşık olarak sabit sıcaklıktadır ve bu özelliğiyle daha çok tercih edilen bir doğal kaynak olarak karşımıza çıkmaktadır [4-5].

Bu çalışmada, yenilenebilir enerji sistemlerinin uygulama alanlarından olan, kapalı yüzme havuzlarının ısıtılması amaçlanmaktadır. Ülkemizde yıl içerisinde sürekli olarak kullanılan birçok kapalı havuz bulunmakta ve bu havuzların ısıtılmasında yüksek miktarda enerji harcanmaktadır. Çalışmada, havuz suyu ısı ihtiyacını karşılamak amacıyla gerekli fizibilite çalışmaları yapılarak, toprak kaynaklı ısı pompası kullanımının enerji verimliliğine etkisi incelenmiştir. Doğalgazla ısıtmaya ek olarak, yaygın kullanılan bir sistem olan güneş enerjisi ile ısıtma sistemine göre toprak kaynaklı ısı pompası sistemi kullanımının avantajları öne sürülmüştür. Bu bağlamda, sistemler detaylı şekilde incelenerek ısıl, mekanik ve ekonomik avantajları saptanmıştır.

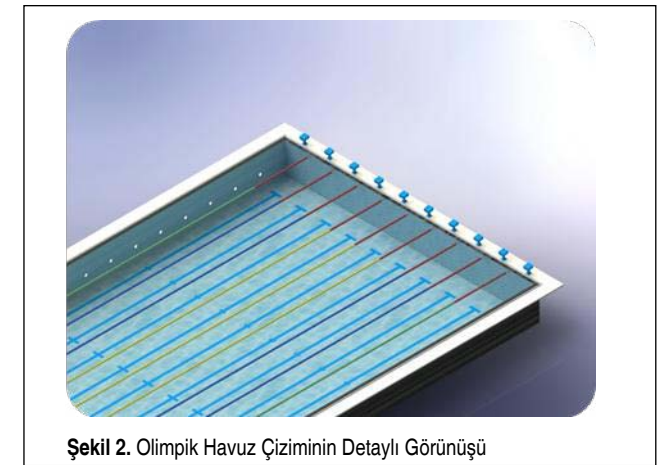
## 2. KIRIKKALE İLİNDE OLİMPİK HAVUZ TASARIMI

Kırıkkale ilinde tasarlanan olimpik yüzme havuzu TS11899 Standardı'nda belirtilen değerlere uygun olarak yapılmaktadır [6]. Bu standarta göre havuz suyu sıcaklığı 25-28 °C olmalıdır. Havuz su sıcaklığı belli bir seviyede tutulmalı, herhangi bir değişime izin verilmemelidir [7].

Tasarımı yapılan olimpik havuz, Şekil 1 ve Şekil 2'de verildiği gibi 25 x 50 m boyutlarında ve 2 m derinliktedir.



Şekil 1. Olimpik Havuz Çizimi



Şekil 2. Olimpik Havuz Çiziminin Detaylı Görünüşü

### 2.1. Olimpik Havuz Isı Kayıpları ve Hesaplamaları

Bir olimpik havuzda ısı kayıpları hesapları yapılırken, konveksiyonla duyulur ısı transferi, su yüzeyinden buharlaşmaya bağlı olan gizli ısı kayıpları, havuzun yüzeyi ile çevresi arasında meydana gelen net radyasyon ısı kaybı ve havuzun yan duvarları ile havuzun tabanından toprağa olan konduksiyonla ısı kayıpları dikkate alınmalıdır.

#### 2.1.1 Konveksiyon ile Isı Kayıpları

Konveksiyon ısı kayıpları hava ve havuz suyu sıcaklıkları arasındaki farka bağlıdır. Hava hızının yokluğunda, yani ( $v=0$ ) olduğunda doğal, olmadığı durumlarda ise zorlamalı konveksiyon meydana gelir. Buharlaşma, havanın bağıl nem derecelerine bağlı olarak yoğunluktaki değişim sebebiyle doğal konveksiyon ısı transfer oranını etkiler. Su ve hava sıcaklıkları eşit olduğu zaman, konveksiyon ısı transferi oluşmaz ve sadece havuz suyunun buharlaşmasına bağlı olan gizli ısı kayıpları, havayı donma noktasına getirmeyi sağlamadan (tam doyma olmayacak şekilde) havuz suyundan oda havasına difüzyon meydana getirir. Eşitlik bozulduğu takdirde kayıp ve kazanç yönünde ısı transferi olur [8].



Bu çalışmada, havuz ısı kayıpları belirlenirken, konveksiyonla gerçekleşen ısı kaybı hesaplamalarında istenilen havuz suyu sıcaklığı, istenilen havuz holü hava sıcaklığı, havuz karakteristik uzunluğu, havuz su yüzeyinde ani olarak doymuş hale gelen hava yoğunluğu, oda havası yoğunluğu, kinematik viskozite, holdeki havanın hızı, hava özgül ısı, olimpik havuz yüzey alanı ve ısı iletim katsayısı belirlenmiştir.

Bu değerler doğrultusunda, Eşitlik 1 ve Eşitlik 2'den ortalama sıcaklık ve ortalama yoğunluk belirlenerek gerekli hesaplamalar yapıldıktan sonra, Eşitlik 3-11 kullanılarak doğal konveksiyon ve zorlanmış konveksiyon durumlarına göre Nusselt değerlerine bağlı olarak taşınım katsayısı hesaplanmıştır. Daha sonra, havuz suyu sıcaklığı ve havuz holü sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı ve havuz yüzey alanıyla birlikte havuzun konveksiyonla olan ısı kayıp miktarı Eşitlik 12'den belirlenmiştir.

Tw (°C)	: İstenilen havuz suyu sıcaklığı
Ta (°C)	: İstenilen havuz holü hava sıcaklığı
L (m)	: Havuz karakteristik uzunluğu
rhs (kg/m <sup>3</sup> )	: Havuz su yüzeyinde ani olarak doymuş hale gelen hava yoğunluğu
rh (kg/m <sup>3</sup> )	: Oda havası yoğunluğu
u (m <sup>2</sup> /s)	: Kinematik viskozite
v (m/s)	: Holdeki havanın hızı
cp (kJ/kgK)	: Hava özgül ısı
Ap (m <sup>2</sup> )	: Olimpik havuz yüzey alanı
k (kW/m <sup>2</sup> °C)	: Isı iletim katsayısı

$$T_{ort} = \frac{T_w + T_a}{2} [^{\circ}\text{C}] \quad (1)$$

$$\rho_{ort} = \frac{\rho_{hs} + \rho_h}{2} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (2)$$

$$\text{Gr} = \left[ \frac{g(\rho_h - \rho_{hs}) L^3}{\rho_{ort} \nu^2} \right] \quad (3)$$

$$\text{Pr} = \nu \times \rho_{ort} \times \frac{c_p}{k} \quad (4)$$

$$R_e = \nu \times \frac{L}{\nu} \quad (5)$$

Zorlamalı durumda, yani hava hızı sıfırdan farklı (V≠0) ise;

$$(\text{Gr} \times \text{Pr}) > 7 \times 10^{-7} \Rightarrow \text{Nu} = 0,14 \times (\text{Gr} \times \text{Pr})^{1/3} \quad (6)$$

$$10^{-5} \leq (\text{Gr} \times \text{Pr}) \geq 7 \times 10^{-7} \Rightarrow \text{Nu} = 0,54 \times (\text{Gr} \times \text{Pr})^{1/3} \quad (7)$$

$$10^{-5} \leq (\text{Gr} \times \text{Pr}) \geq 7 \times 10^{10} \Rightarrow \text{Nu} = 0,27 \times (\text{Gr} \times \text{Pr})^{1/4} \quad (8)$$

Zorlamalı durumda, yani hava hızı sıfırdan farklı (V≠0) ise;

$$\text{Re} \leq 3 \times 10^5 \Rightarrow \text{Nu} = 0,664 \times \text{Pr}^{1/3} \times \text{Re}^{1/2} \quad (9)$$

$$\text{Re} \geq 3 \times 10^5 \Rightarrow \text{Nu} = 0,037 \times \text{Pr}^{1/3} \times \text{Re}^{4/5} \quad (10)$$

$$h = \frac{\text{Nu} \times k}{L} \left[ \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}} \right] \quad (11)$$

$$Q_{konv} = h \times A_p \times (T_w - T_a) [\text{kW}] \quad (12)$$

### 2.1.2 Buharlaşma ile Isı Kayıpları

Bir su yüzeyinden buharlaşan suyun birim zamandaki miktarı, su yüzeyindeki film katsayısının basıncı ile ortam havası basıncının farkına göre değişir. Buharlaşma miktarı bu fark ile doğru orantılı olarak artar. Yüzme havuzlarındaki buharlaşma miktarında ise ayrıca su yüzeyindeki dalgalanmaların da etkisi vardır [9].

### VDI 2089 Normuna Göre Buharlaşma Miktarının Bulunması

$$W = A_p \times \epsilon \times (\rho_s - \rho_h) [g/h] \quad (13)$$

W (g/h): Buharlaşan su miktarı
Ap (m <sup>2</sup> ): Su yüzeyi
ε(g/h.m <sup>2</sup> .mbar): Toplam buharlaşma sayısı (Tablo 1)
ρ <sub>s</sub> (mbar): Su sıcaklığındaki havanın doyma eğrisindeki basıncı
ρ <sub>h</sub> (mbar): Hol havasının basıncı

**Tablo 1.** Kullanım Etkinliğine Göre Buharlaşma Sayısının Belirlenmesi (VDI Norm 2089)

Kullanım Etkinliği	Buharlaşma Sayısı (ε) (g/h.m <sup>2</sup> .mbar)
Düşük İşletme (Özel Havuzlar, Otel Havuzları)	13
Orta İşletme (Normal Kullanımlı Havuzlar)	28
Aşırı İşletme (Yapay Dalgalandırılmış Özel Yarışma Havuzları)	35

Tablo 1'de verilen değerler doğrultusunda yapılan hesaplamalarda ε = 35 olarak alınmıştır.

### Recknagel'e Göre Buharlaşma Miktarının Bulunması

$$W = \sigma \times (x_s - x_h) \quad (14)$$

w (kg/h.m <sup>2</sup> ): Buharlaşan su miktarı
σ [kg/h.m <sup>2</sup> .(kg/kg)]: Buharlaşma katsayısı (Tablo 2)
x <sub>s</sub> (kg/kg kuru hava): Su sıcaklığındaki havanın doyma eğrisindeki mutlak nem
x <sub>h</sub> (kg/kg kuru hava): Hol havasındaki mutlak nem
v: Su yüzeyi üzerinde holdeki hava hızı

$$\sigma = 25 + 19 \cdot v \quad (15)$$

**Tablo 2.** Havuz Tipine Göre σ Değerleri

	Kapalı Havuz	Açık Havuz (Korumalı)	Açık Havuz (Yarı Korumalı)	Açık Havuz (Korumasız)
v	0.6	1	2	4
σ	36	44	63	101

Çalışmada, kapalı olimpik yüzme havuzu esas alındığı için buharlaşma katsayısı, σ = 36 olarak kabul edilmiştir. Su yüzeyi üzerinde holdeki hava hızı ise özel havuzlarda v = 0,1-0,3 m/s, genel kullanım havuzlarda ise v = 0,5 m/s alınması tavsiye edilmektedir [10].

Yapılan çalışmalar sonucunda, VDI normundaki değerlerin biraz daha fazla emniyetli tutulduğu görülmüştür. Bundan dolayı, Recknagel'e göre yapılacak hesap gerçeğe daha yakın sonuçlar verecektir [11].

### Buharlaşma Etkisi ile Suyun Soğuması

Buharlaşan su çevresinden ısı çeker. Bu ısı geçişi önce suyun kendi bünyesinde oluşur ve ayrılan kısım gerekli ısıyı kalan kütleden alır. Yani, başka yerden ısı almıyorsa kalan küttele soğuma meydana gelir. Havuz tesisatlarında bu soğutma miktarı hesaplanır ve su sıcaklığının aynı değerde korunabilmesi için aynı miktarda ısıtma yapılır. Bu ısı, buharlaşan su ile havaya gizli ısı olarak geçmektedir.

Buharlaşma gizli ısı, 0°C'deki suyun fiziksel özellikleri temel alınarak şöyle hesaplanabilir:

$$r = (r_0 + c_b \times t_s) - (c_b \times t_s) \quad (16)$$

r (kcal/kg): t <sub>s</sub> sıcaklığındaki suyun buharlaşma gizli ısı
r <sub>0</sub> (597 kcal/kg): 0°C sıcaklığındaki suyun buharlaşma gizli ısı
c <sub>b</sub> (0,46 kcal/kg°C): Su buharının ortalama ısınma ısı
c <sub>s</sub> (1,0 kcal/kg°C): Suyun ısınma ısı
t <sub>s</sub> (°C): Buharlaşan suyun sıcaklığı

$$Q_{vap} = \frac{W_{nr}}{860} [\text{kW}] \quad (17)$$

### 2.1.3 Radyasyonla Isı Kaybı Hesabı

Isı, kapalı oda duvarları ile bir radyasyon değişimi sağlayacak şekilde havuz yüzeyi arasında transfer edilmiştir. Burada dış sıcaklık, iç sıcaklık, camın ısı iletimi, iç ısı, dış ısı, cam kalınlığı, Stefan Boltzman Sabiti, duvardan geçen ısı ve duvar sıcaklığı göz önünde bulundurulmuştur.

$$Q_{duv} = \frac{(T_i - T_h)}{\left[ \left( \frac{1}{\alpha_i} \right) + \left( \frac{L_c}{\lambda_c} \right) + \left( \frac{1}{\alpha_d} \right) \right]} \quad (18)$$

$$T_{duv} = T_i - \frac{Q_{duv}}{\alpha_i} \quad (19)$$

$$Q_{rad} = SB \times 10^{-3} A_p \left[ (T_w + 273)^4 - (T_{duv} + 273)^4 \right] [\text{kW}] \quad (20)$$

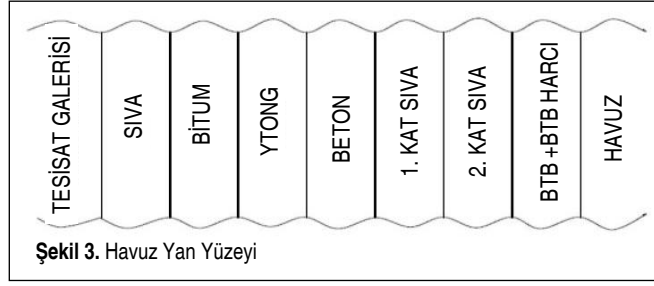
Th (°C): Dış sıcaklık
Ti (°C): İç sıcaklık
λ <sub>c</sub> (kcal/mh°C): Camın ısı iletimi
α <sub>i</sub> (kcal/m <sup>2</sup> h°C): İç ısı
α <sub>d</sub> (kcal/m <sup>2</sup> h°C): Dış ısı
Lc (m): Cam kalınlığı
SB (W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> ): Stefan Boltzman Sabiti
Q <sub>duv</sub> (kcal/m <sup>2</sup> h): Duvardan geçen ısı
T <sub>duv</sub> (°C): Duvar sıcaklığı

### Kondüksiyon Isı Kaybı Hesabı

Kondüksiyonla olan ısı kaybı ise havuz yan duvarları ve havuz tabanından kaybedilen ısı olarak iki aşamada incelenmiştir.

### Havuz Yan Duvarlarından Kaybedilen Isı

Yan duvarların yapımında üç faktör göz önüne alınmalıdır.



Şekil 3. Havuz Yan Yüzeyi

Bunlar, havuz yan yüzeyinin su basıncına dayanabilmesi, su yalıtımı ve ısı yalıtımını sağlar.

Bundan dolayı, ısı yalıtımı sağlayacak olan malzemeleri tesisat galerisi tarafındaki iç siva ile beton arasına Şekil 3'teki gibi yerleştirmek en iyi çözüm olacaktır.

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_{\text{galeri}}} + \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{k_i} + \frac{1}{h_{\text{havuz}}} \quad (21)$$

Tablo 3. Malzemelerin Isıl Geçirgenlik Değerleri

Malzeme	Isıl Geçirgenliği (kcal/mh°C)	Kalınlık (L) (cm)
Perlit	0,035	10
Ytong	0,035	10
Poliüretan	0,020	5
Cam Yünü	0,034	5
Talaşlı Levha	0,12	1,5
Bitüm	0,15	2
Ruberoit	0,16	2
BTB+BTB Harcı	0,90	3
2. Kat Siva	0,75	2
1. Kat Siva	1,20	3
İç Siva	1,20	2
Beton	1,5	25 veya 35

Çeşitli kombinasyonlar sonucu uygun malzemelerin ısı transfer katsayıları aşağıdaki gibi hesaplanmıştır. Hesaplarda tesisat galerisinin film katsayısı 7 kcal/(m<sup>2</sup>h°C) ve havuz suyunun film katsayısı 500 kcal/(m<sup>2</sup>h°C) olarak alınmıştır. Toprağın film katsayısı ise sonsuz olarak kabul edilmiştir.

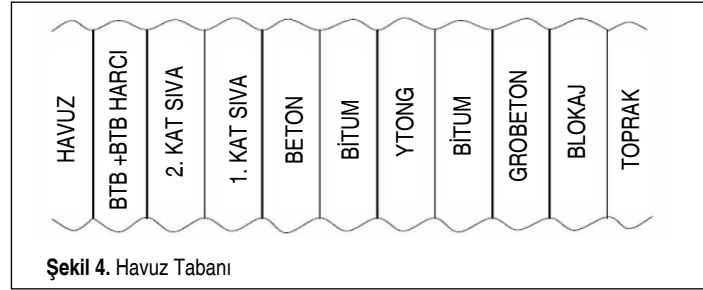
$$Q_{\text{kondy}} = \frac{K_{\text{yan}} \times A_{\text{ty}} \times (T_w - T_g)}{860} [\text{kW}] \quad (22)$$

$A_{\text{ty}}$  (m<sup>2</sup>): Havuz toplam yan yüzey alanı  
 $T_g$  (°C): Yer sıcaklığı  
 $K_{\text{yan}}$  (kcal/m<sup>2</sup>h°C): Yan yüzey ısı transfer katsayısı

### Havuz Tabanından Kaybedilen Isı

Havuz tabanında da daha önce belirtilen ısı yalıtım malzemeleri kullanılacaktır. Yapıda kullanılmasına karşın grobeton ile blokajın ısı iletimi göz önüne alınmayacaktır.

Çünkü bu malzemeler toprakla doğrudan temas halindedir ve nemlenmeleri halinde ısıl geçirgenlik katsayıları değişir. Topraktan direkt olarak ısılanmalar bile zamanla nemleneceklerdir. Bu yüzden, ısıl iletkenlik hesabına alınırca sonucu yanıtacaklardır. Grobetondan sonra bitüm tabakasının konulması ile su yalıtımı yapılarak ytong tabakasının nemlenmesi engellenmektedir. Ayrıca, BTB ve bitüm tabakaları su geçirmeyeceğinden dolayı su yalıtımı iki yönlü olarak tamamlanmış olur (Şekil 4).



Şekil 4. Havuz Tabanı

$$Q_{\text{kondy}} = \frac{K_{\text{tab}} \times A_{\text{tab}} \times (T_w - T_g)}{860} [\text{kW}] \quad (23)$$

$A_{\text{tab}}$  (m<sup>2</sup>): Havuz toplam taban alanı  
 $K_{\text{tab}}$  (kcal/m<sup>2</sup>h°C): Taban ısı transfer katsayısı

Böylece havuzun toplam ısı kaybı aşağıda verilen eşitlikten yararlanılarak hesaplanabilmektedir.

$$Q_{\text{top}} = Q_{\text{konv}} + Q_{\text{evap}} + Q_{\text{kond}} + Q_{\text{rad}} [\text{kW}] \quad (24)$$

Isı değiştiricimizi de toplam ısı kaybını karşılayacak şekilde seçmemiz uygun olacaktır.

### 2.1.5 İlk Isıtımda Havuz Suyuna Verilen Isı Miktarı

Havuz suyunun ilk ısıtılması, havuz işletmeye alındıktan sonra bir kez yapılır. Bu ısı yükü çok yüksek değerlerde olduğundan kalorifer kazanı ile yapılmalıdır. Yani  $Q_{\text{havuz}}$  kazanın ısıtma kapasitesine eşit olmalıdır.

$$m_{\text{su}} = V_{\text{su}} \times \rho_{\text{su}} [\text{kg}] \quad (25)$$

$$Q_{\text{havuz}} = \frac{c_{p_w} \times m_{\text{su}} (T_w - T_s)}{t \times 860} \quad (26)$$

$m_{\text{su}}$  (kg): Havuz suyu miktarı  
 $V_{\text{su}}$  (m<sup>3</sup>): Havuz suyu toplam hacmi  
 $\rho_{\text{su}}$  (kg/m<sup>3</sup>): Su yoğunluğu  
 $t$  (h): Suyu ısıtma süresi  
 $T_s$  (°C): Havuza verilen şehir suyu sıcaklığı

Sular İdaresi, şebeke suyu sıcaklığını 1 m derinlikteki toprak sıcaklığı olarak alınabileceğini belirtmiştir.

Böylece, tüm bu hesaplamalar sonucunda Kırıkkale ilinde yer alan bir havuz için yıllık ortalama ısı kayıpları Tablo 4'te verilmiştir.

Tablo 4. Olimpik Havuz Isı Kayıpları

Aylar	İşinim ile Isı Kaybı (kW)	İletim ile Isı Kaybı (kW)	Buharlaşma ve Taşınım ile Isı Kaybı (kW)	Toplam Isı Kaybı (kW)
Ocak	180,05	11,61	263,44	455,1
Şubat	175,44	12,65	263,71	451,8
Mart	150,69	11,87	263,54	426,1
Nisan	105,48	9,98	263,14	378,6
Mayıs	69,91	7,50	262,69	340,1
Haziran	40,65	5,22	262,23	308,1
Temmuz	13,67	3,33	261,8	278,8
Ağustos	15,23	2,09	261,58	278,9
Eylül	52,76	2,87	261,67	317,3
Ekim	93,29	5,15	262,16	360,6
Kasım	130,10	7,43	262,67	400,2
Aralık	165,49	9,85	263,16	438,5
<b>Toplam</b>	<b>1192,7</b>	<b>89,55</b>	<b>3151,79</b>	<b>4434,1</b>

Bu hesaplar dikkate alındığında, yıllık ortalama ısı kaybı 4434,1 kW'dır. Bu durumda toplam ısı kaybı yaklaşık olarak 5000 kW alınarak hesaplamalar yapılabilir.

## 3. TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASININ OLİMPİK HAVUZDA KULLANIMI

Toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinde en önemli para-

metre, topraktan çekilen ısıdır. Bu bağlamda toprak özellikleri temel etkindir.

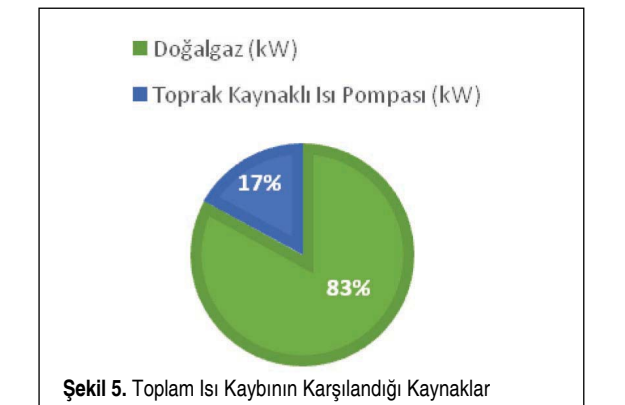
Toprak ısıl davranışını etkileyen en önemli üç özellik, yoğunluk, nem oranı ve toprak taneciklerini oluşturan materyallerdir.

Kırıkkale ilindeki toprak özellikleri, toprak kaynaklı ısı pompası sistemi kurulması açısından oldukça elverişli görülmektedir.

Kırıkkale ilinde tasarlanan bu sistemde toplam ısı kaybının karşılanacağı kaynaklar toprak kaynaklı ısı pompası ve doğalgaz olarak belirlenmiştir. Sistemde toplam ısı kaybının ısı pompası yardımıyla karşılanacak kısmı, daha önce yapılmış olan güneş enerjisi destekli sistemle karşılaştırmanın sağlıklı olması açısından aynı kabul edilmiştir [1].

Tablo 5. Toprak Kaynaklı Isı Pompası ve Yardımcı Tesisattan Karşılanacak Enerji Miktarı

Aylar	Havuz Toplam Isı Kaybı (kW)	Isı Pompası ile Kazanılan Isı (kW)	Doğalgaz ile Kazanılan Isı Miktarı (kW)
Ocak	455	30,45	424,55
Şubat	452	42,1	409,9
Mart	426	56,5	369,5
Nisan	379	68,5	310,5
Mayıs	340	80	260
Haziran	308	86	222
Temmuz	279	90,5	188,5
Ağustos	279	87,5	191,5
Eylül	317	78,5	238,5
Ekim	361	62	299
Kasım	400	44,4	355,6
Aralık	439	26,7	412,3
<b>Toplam</b>	<b>4434</b>	<b>752,15</b>	<b>3681,85</b>



Şekil 5. Toplam Isı Kaybının Karşılandığı Kaynaklar

Buna bağlı olarak, Tablo 5'te verilen toplam ısı kaybı olan 4434,1 kW değerinin bir yıl içerisinde 752,15 kW toprak kaynaklı ısı pompası ve 3681,95 kW doğalgaz ile karşılanması durumunda bu enerji kaynaklarının kullanımları yüzdesel olarak Şekil 5'te verilmektedir.

Tablo 6. Derinliklere Göre Ortalama Sıcaklık

Aylar	Derinliklerine Göre Ortalama Sıcaklık (°C)				
	5 cm	10 cm	20 cm	50 cm	100 cm
Ocak	5,2	4,6	4,4	6,4	8,4
Şubat	7,0	5,2	4,4	5,5	6,9
Mart	11,6	9,6	7,9	8,3	8,8
Nisan	16,0	14,3	12,2	11,8	11,4
Mayıs	21,8	20	17,2	16	14,7
Haziran	30,6	27	23,1	21,1	19
Temmuz	38,8	32,9	28,2	26	23,3
Ağustos	34,6	30,4	27,5	27,1	25,7
Eylül	31,6	27,1	24,1	24,7	24,3
Ekim	18,5	16,6	15,3	17,5	19,4
Kasım	7,3	6,2	6,1	9,1	12,3
Aralık	5,1	4,1	4	5,8	8,1

Ayrıca Tablo 6'da görüldüğü üzere, toprak kaynaklı ısı pompası kullanılarak havuzun ısı ihtiyacının belli bir kısmı sağlanabilmekte ve topraktan en fazla Temmuz ayında yararlanılabilmektedir.

Temmuz ayında yararlanılan ısı miktarına bağlı olarak yapılan termodinamik analiz sonucunda, 90,5 kW enerji ihtiyacını karşılayacak 45,9 kW'lık iki adet toprak kaynaklı ısı pompası seçimi havuz ısıtması için uygun bir çözüm olabilmektedir. Tablo 8'de, kullanılacak olan ısı pompası elemanlarının kapasitesi verilmektedir.

### 3.1 Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistem Özellikleri

Meteoroloji Genel Müdürlüğü verilerine göre, Kırıkkale ilinde belirli derinliklerdeki toprak sıcaklıkları Tablo 6'da verilmektedir.

Projede 100 cm derinlikte yatay boru montajına uygun ısı pompası tercih edilmiştir. Yatay boru montajı tercih edilme sebebi, dikey boru montajında toprak sıcaklıklarının değişkenlik göstermesi ve buna bağlı olarak kararlı bir ısı akışını sağlanamamasıdır.

Ayrıca dikey boru montajı için gerekli sondaj maliyetlerinin

de fazla olması, yatay boru montajı tercih edilmesinde önemli etkidir.

Sistem hesaplamalarında 100 cm derinlikteki sıcaklıklara göre yıllık ortalama toprak sıcaklığı 15,19 °C olarak kullanılacaktır.

### 3.2 Isı Pompasında Kullanılan Soğutucu Akışkan Özellikleri

Soğutucu akışkanlar, soğutma, iklimlendirme ve ısı pompaları sistemlerinin en önemli temel akışkanlarıdır. Genellikle bu akışkanlar, buharlaşma ve yoğuşma faz değişimi işlemleri yardımıyla, bir ortamdan (soğutma yapılan bir odadan) çektikleri ısıyı diğer bir ortama (dış çevreye) atarlar. Bu faz değişimleri, mekanik buhar sıkıştırma ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde görülürken, hava gibi bir akışkan kullanan gaz soğutma çevrimlerinde görülmez.

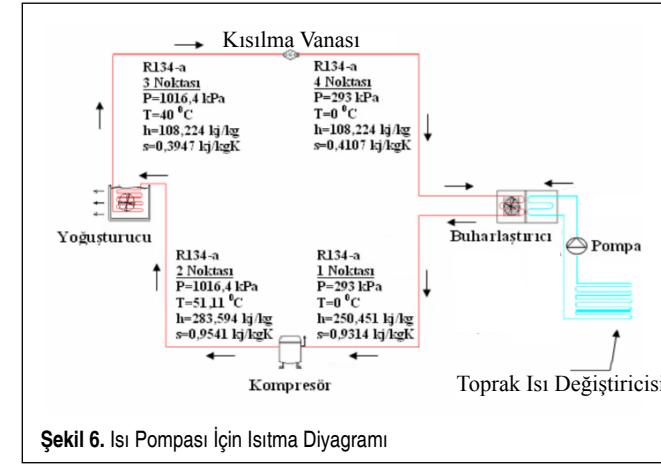
Soğutucu akışkanların, belirtilen bu görevleri ekonomik ve güvenilir bir şekilde yerine getirebilmesi, yani bir soğutma sisteminin verimli ve emniyetli çalışabilmesi için bazı fiziksel ve kimyasal özelliklere sahip olmaları gerekir. Bu özellikler uygulama ve çalışma şartlarının durumuna göre değişebileceği gibi, bu özelliklerin hepsini yerine getirmeleri her zaman mümkün olmayabilir.

Sistemde soğutucu akışkan tercihi yapılırken; buharlaşma ısısının yüksek olması, evaporatördeki yüksek basınç altında faz özellikleri koruması, kondanser basıncının düşük olması gibi özelliklerin yanı sıra, teminin kolay ve fiyatının uygun olması gibi nedenlerden ötürü R134a soğutucu akışkanı tercih edilmiştir.

### 3.3 Toprak Kaynaklı Isı Pompası Elemanlarının Kapasitelerinin Belirlenmesi

Toprak kaynaklı ısı pompası hesaplamaları yapılırken, Gerçek Rankine Çevrimi'nden yararlanılır. Toprak kaynaklı ısı pompası çalışma prensibi, buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkan topraktan ısı çekerek buharlaşır, sıcaklığı ve hacmi artar; kompresörde sıkıştırılıp basıncı artırılarak kızgın buhar halini alır. Yoğuşturucuya giren kızgın suyun sıcaklığı ve basıncı yüksek kızgın buhar enerjisini suya aktırır ve sıvı halini alır. Ardından, genişleme valfinden buharlaşma basıncına düşürülür ve çevrim tamamlanır.

Çalışmada, ısı pompası kapasite hesapları ve ekserji analizleri içeriğindeki tüm hesaplamalar EES programında yapılmıştır. EES (Engineering Equation Solver), doğrusal ya da doğrusal olmayan cebirsel veya diferansiyel denklemleri sayısal yöntemlerle çözen bir bilgisayar programıdır. Bu yazılımda matematiksel fonksiyonların yanı sıra, termodinamik özellik fonksiyonları da yüklü olup, kullanıcının ilave özellik verileri girmesine olanak sağlamaktadır. Bazı yazılımların aksine



Tablo 7. Soğutucu Akışkana (R134a) ait Termodinamik Özellikler

	1 Noktası	2 Noktası	3 Noktası	4 Noktası
Sıcaklık, T (°C)	0	51,11	40	0
Basınç, P (kPa)	293	1016,4	1016,4	293
Entalpi, h (kJ/kg)	250,451	283,594	108,224	108,224
Entropi, s(kJ/kgK)	0,9314	0,9541	0,3947	0,4107

EES, mühendislik problemlerini çözmez, sadece kullanıcının verdiği denklemleri çözer. Dolayısıyla kullanıcı, problemi anlamalı ve uygun fizik yasaları ve bağıntılarını uygulayarak modellemelidir [2]. Sistemde soğutucu akışkan R134a kullanılmıştır. Soğutucu akışkana ait özellikler EES programından alınarak R134a Ln-P-h diyagramı ve termodinamik özellik tablolarından kontrol edilmiştir (Tablo 7).

Olimpik havuz ısı yüklerinin hesaplanmasından sonra, sistemde kullanılan soğutucu akışkana göre kompresörün, buharlaştırıcının (evaporatör), yoğuşturucunun (kondanser) kapasiteleri hesaplanır. Toprak kaynaklı ısı pompasına suyun giriş ve çıkış sıcaklık şartları olan +20/+25 °C için sistemin tasarımı Şekil 6'daki gibi tespit edilmiştir.

#### 3.3.1 Devrede Dolaşan Soğutucu Akışkan Miktarı

$$q_0 = h_3 - h_2 \quad (27)$$

$$q_0 = 108,224 - 283,594 = -175,37 \text{ kJ / kg} \quad (28)$$

$$Q_y = \dot{m}_{akışkan} \times q_0 = -91,8 \text{ kW} \quad (29)$$

$$\dot{m}_{akışkan} = 0,5160 \text{ kg / s} \quad (30)$$

$q_0$ : Yoğuşturucuda soğutucu akışkanın birim kütle başına verdiği ısı miktarı (kJ/kg)

$Q_y$ : Gerekli ısıtma yükü (kW)

#### 3.3.2 Kompresör Kapasitesi

$$W_t = \dot{m}_{akışkan} \times (h_2 - h_1) \quad (31)$$

$$W_t = 0,5160 \times (283,594 - 250,451) \quad (32)$$

$$W_t = 17,101 \text{ kW} \quad (33)$$

$$W_m = \frac{W_t}{\eta_e \times \eta_m} \quad (34)$$

$$(\eta_e = \eta_m = 0,85) \quad (35)$$

$$W_m = \frac{17,101}{0,85 \times 0,85} = 23,6692 \text{ kW} \quad (36)$$

$W_t$ : Kompresör teorik gücü (kW)

$W_m$ : Kompresör tahrik motor gücü (kW)

$\eta_e$ : Elektriksel verim

$\eta_m$ : Mekanik verim

#### 3.3.3 Evaporatör Kapasitesi

$$Q_b = \dot{m}_{akışkan} \times (h_1 - h_2) \quad (37)$$

$$Q_b = 0,5160 \times (250,451 - 108,224) \quad (38)$$

$$Q_b = 73,3891 \text{ kW} \quad (39)$$

#### 3.3.4 Kondanser Kapasitesi

$$Q_{yoğuşturucu} = \dot{m}_{akışkan} \times (h_2 - h_3) \quad (40)$$

$$Q_{yoğuşturucu} = 0,5160 \times (283,594 - 108,224) \quad (41)$$

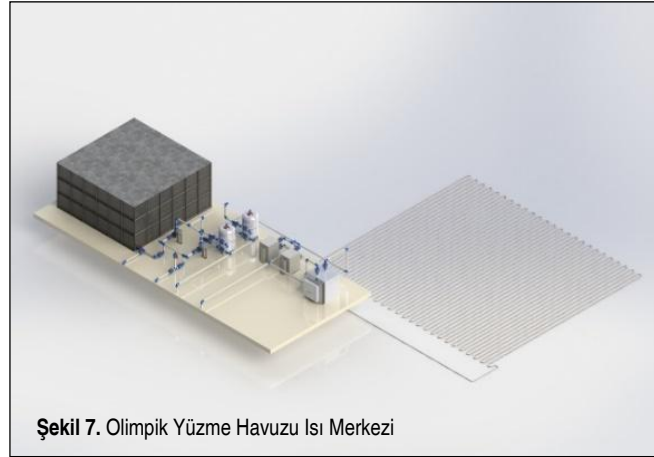
$$Q_{yoğuşturucu} = 30,4909 \text{ kW} \quad (42)$$

Ayrıca sistemde, toprak altına yatay olarak dönecek boruların korozyona dayanıklı ve uzun ömürlü olmasını sağlamak amacıyla çapı 1-1/2 olan PE SCH 40 (polietilen) boru kullanılmaktadır.

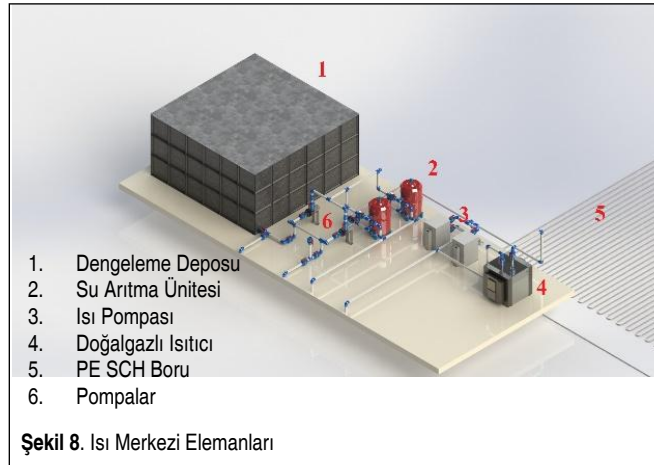
Kullanılacak olan boruların uzunluğu kW başına 14,22 m olduğundan 90,5 kW enerji sağlamak amacıyla toplamda 1286,91 m boru kullanılmaktadır.

Tablo 8. Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Ana Elemanlarının Kapasitesi

	Sembol	Birim	Değer
Gerekli Isıtma Yükü	$Q_y$	kW	90,5
Soğutucu Akışkan Miktarı	$\dot{m}_{akışkan}$	kg/s	0,51
Kompresör Teorik Gücü	$W_t$	kW	17,10
Kompresör Tahrik Motor Gücü	$\eta_m$	kW	23,66
Buharlaştırıcı Kapasitesi	$Q_b$	kW	73,38
Yoğuşturucu Kapasitesi	$Q_{yoğuşturucu}$	kW	90,49



Şekil 7. Olimpik Yüzme Havuzu Isı Merkezi



Şekil 8. Isı Merkezi Elemanları

Hesaplanan uzunluklar ve ısı pompası elemanları kapasitesi doğrultusunda Şekil 7'de, havuz suyunun ısıtılması için tasarlanan toprak kaynaklı ısı pompası sistemi görülmektedir.

#### 4. GÜNEŞ ENERJİSİNİN OLİMPİK HAVUZLARDA KULLANIMI

Yüzme havuzlarının ısıtılmasında çeşitli kaynaklardan sağlanan enerji tüketiminde kullanıcının tasarruf sağlaması amacıyla yüzme havuzlarının güneş enerjisi desteği ile ısıtılması alternatif bir yöntem olarak tercih edilmektedir.

Kırıkkale ilindeki bir olimpik yüzme havuzunda güneş paneli için yapılan hesaplamalarda ilk ısıtma dâhil toplam ısı kaybının 5000 kW olduğu göz önüne alındığında, 752.15 kW'lık bir enerji kazancı sağlanmış olmaktadır. Bu kazanımı sağlamak için 500 m<sup>2</sup>'lik toplayıcı alanına ihtiyaç olduğu gözlemlenmiştir [1].

Bir adet toplayıcının alanı 1,6 m<sup>2</sup> olduğundan 312 adet bakır toplayıcıya ihtiyaç bulunmaktadır.

Bir adet bakır toplayıcının ortalama maliyeti 840 TL'dir. Buna göre, toplayıcıların toplam maliyeti 262.000 TL'dir.

Güneş enerjisi sisteminin bağlantısı için gerekli olan mekanik tesisat malzemeleri pompa, eşanjör, boru, fittings ve otomasyon için yaklaşık maliyet 200.000 TL olacağı varsayılarak ilk yatırım maliyeti 462.000 TL olarak belirlenmiştir. Böylece, toplam ısı kaybının bir yıl içerisinde güneş enerjisi ve doğalgaz ile karşılanması durumunda bu enerji kaynaklarının kullanımının enerji verimliliğine etkisi incelenmiştir.

Ayrıca, yapılan hesaplamalarda alternatif yöntem olarak kullanılan güneş enerjisi ve toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin karşılaştırmaya uygun olması açısından, ısı pompasıyla sağlanan kazanç da aynı oranda olup, yaklaşık 750 kW olarak alınmıştır.

#### 5. YILLIK YAKIT MİKTARI SARFIYATLARI

Yüzme havuzunun ısı kayıpları hesap edildikten sonra yıllık yakıt miktarı hesaplanmaktadır. Yakıt miktarı hesaplanırken kullanım süreleri, yakıtın cinsi ve kullanılacak yakıtın verimi hesaba katılmaktadır.

Yıllık yakıt miktarı sarfiyatı  $B_y$  (kg/yıl) için Eşitlik 38'deki ifade kullanılmaktadır.

$$B_y = \frac{3.6 * Q_k * Z_g * Z_y}{2 * H_u * \eta_k} \left( \frac{\text{kg}}{\text{yıl}} \right) \quad (43)$$

Kazan verimi  $\eta_k$ : 0.85 - 0.92

Yakıtların alt ısı değeri  $H_u$ : 34535 (kJ/m<sup>3</sup>)

$Q_k$ : Kazanın ısı kapasitesi	(W)
$Z_g$ : Günlük çalışma süresi	(saat/gün)
$Z_y$ : Yıllık çalışma süresi	(gün/yıl)
$H_u$ : Yakıtın alt ısı değeri	(kJ/kg)
$\eta_k$ : Kazanın verimi	(%)

##### 5.1 Doğalgaz İçin Yıllık Yakıt Miktarı ve Maliyeti

$$B_y = \frac{3.6 * 5 * 10^6 * 12 * 365}{2 * 34535 * 0.9}$$

$$B_y = 1.268.278,55 \text{ m}^3/\text{yıl}$$

Doğalgazın Fiyatı: 1,088 TL/m<sup>3</sup>

Yıllık Yakıt Maliyeti: 1.379.886,464 TL/yıl

Doğalgaz Maliyeti:

$$B_y = \frac{3.6 * 4250 * 10^3 * 12 * 365}{2 * 34535 * 0.9}$$

$$B_y = 1.078.037 \text{ m}^3/\text{yıl}$$

Yıllık Yakıt Maliyeti: 1.172.904,256 TL/yıl

Isı Pompası ile Çekilen Enerji:

$$10,6 \text{ kW} * 0,234 \text{ TL} = 2,4804 \text{ TL}$$

Toprak Kaynaklı Isı Pompası ile Kazanç:

$$1.379.886,464 \text{ TL} - 1.172.904,256 \text{ TL} = 206.982 \text{ TL}$$

#### 6. TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI İLK YATIRIM MALİYETİ

Toprak kaynaklı ısı pompası kullanılarak 750 kW'lık enerji ihtiyacı kazanılabilir. Bu kazanımı sağlamak için 216 m<sup>2</sup>'lik alana 1286,91 m boru yerleştirmeye ihtiyaç vardır. PE SCH 40 (1 1/2") boru kullanılarak oluşacak maliyet 9.548,87 TL'dir. Ayrıca, boru tesisatı döşenmesi için gereken kazı maliyeti yaklaşık 3.000,00 TL'dir.

Bir adet ısı pompası 45,9 kW enerji sağladığı için 2 adet ısı pompası gereksinim duyulmaktadır. Bu nedenle, ısı pompasının toplam maliyeti 95.868,00 TL'dir.

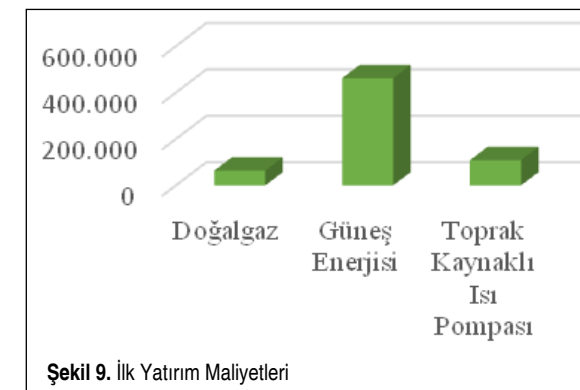
Toplamda toprak kaynaklı ısı pompası ilk yatırım maliyeti 108.416,00 TL olarak ön görülmektedir.

Tablo 9'da hesaplanan değerler sonucunda, ilk yatırım maliyetlerinden de görüldüğü üzere, doğalgaz ile ısıtmaya alternatif olan güneş enerji sistemleri ve toprak kaynaklı ısı pompasının ilk yatırım maliyeti yüksektir.

Ancak işletme maliyeti açısından incelendiğinde, toprak kaynaklı ısı pompası çok kısa sürede ilk yatırım maliyetini karşılamaktadır.

Tablo 9. Maliyet Karşılaştırması

Havuz Suyu Isıtma Türü	Maliyet (TL)
Doğalgaz	63.520
Güneş [1]	462.000
Toprak Kaynaklı Isı Pompası	108.416



Şekil 9. İlk Yatırım Maliyetleri

Şekil 9'da ise doğalgazla ısıtmaya yardımcı sistem olarak güneş enerjisi sistemi yerine toprak kaynaklı ısı pompası kullanımının daha avantajlı olduğunu gösteren grafik yer almaktadır.

#### 6.1 Toprak Kaynaklı Isı Pompası Ömür Boyu Maliyet Analizi

Toprak kaynaklı ısı pompalı sisteminin yanı sıra, yardımcı ısıtıcı olarak doğalgaz kazanı desteğini ve tüm elemanlarının satın alınması, montajı, işletilmesi, bakımı ve imhası gibi tüm aşamaları ile bütün ömrü boyunca oluşan toplam maliyetini bir arada hesaplanmıştır. Bu sayede, güneş enerjisi kaynaklı havuz ısıtma sistemi yöntemindeki gibi olası farklı tasarımların, değişik çözümlerin karşılaştırılması ve eldeki verilerin yeterliliği ile mali açıdan en uygun sonuca ulaşmak mümkündür (Tablo 10).

$$\text{ÖMB} = C_{ic} + C_{in} + C_{ce} + C_o + C_m + C_s + C_d$$

Tablo 10. Ömür Boyu Maliyet Analizi

	Sembol	Fiyat (TL)
İlk Yatırım Maliyeti	$C_{ic}$	171.936
Montaj ve İşletme Alma Maliyeti	$C_{in}$	5.000
Enerji Maliyeti	$C_{ce}$	11.729.776,86
Çalıştırma Maliyeti	$C_o$	100.000
Bakım Maliyeti	$C_m$	75.000
İşletme ile Gelen Ekstra Maliyetler	$C_s$	2.000
Demontaj ve İmha Maliyeti	$C_d$	4.000
<b>Ömür Boyu Maliyet</b>	<b>ÖMB</b>	<b>12.015.202</b>

#### 6.2 Doğalgaz Kazanı Ömür Boyu Maliyet Analizi

Doğalgaz kazanlı sistemin ömür boyu maliyet analizi Tablo 11'de verilmiştir.

$$\text{ÖMB} = C_{ic} + C_{in} + C_{ce} + C_o + C_m + C_s + C_d$$

Tablo 11. Ömür Boyu Maliyet Analizi

	Sembol	Fiyat (TL)
İlk Yatırım Maliyeti	$C_{ic}$	63.520
Montaj ve İşletme Alma Maliyeti	$C_{in}$	3.000
Enerji Maliyeti	$C_{ce}$	13.798.864,44
Çalıştırma Maliyeti	$C_o$	100.000
Bakım Maliyeti	$C_m$	55.000
İşletme ile Gelen Ekstra Maliyetler	$C_s$	1.500
Demontaj ve İmha Maliyeti	$C_d$	2.500
<b>Ömür Boyu Maliyet</b>	<b>ÖMB</b>	<b>14.024.384,44</b>

## 7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, Kırıkkale ilinde yer alan bir olimpik havuz için havuz suyu ısıtma işlemi gerçekleştirilmiştir. Isı ihtiyaçları bulunarak, hangi ısı pompası sisteminin kullanılacağı, toprak altına gömülecek olan boru uzunlukları, boru çapları ve sistemin maliyeti bulunmuştur. Sistem elemanı olarak toprak kaynaklı ısı pompası seçilmiştir. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin seçilmesindeki en önemli nedeni, ani sıcaklık değişimlerinden etkilenmemesi, toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performans katsayısının kararlı bir yapıda olmasıdır. Sistem seçilirken, toprak ısı dirençleri, yıllık ortalama toprak sıcaklıkları, toprak yapısı, ısı kaynağına göre parametrelerin incelenmesi önemli hususlardandır. Bu hususlardan, ilk yatırım maliyetleri ve işletme giderleri de etkilenmektedir.

Böylece, yapılan çalışmalar sonucunda, daha önce yapılmış [1] olan güneş enerjisi katkılı sistemle aynı oranda ısı kazancı elde edilmesine rağmen, toprak kaynaklı ısı pompası kullanımının ilk yatırım maliyeti, sistemin kendini bir yıldan kısa sürede amorti etmesine karşın, güneş enerjili ısıtma sisteminin üç yılda kendini amorti etmesi gibi kazançları sebebiyle sistemi daha tercih edilir hale getirmektedir. Bunun yanı sıra, toprak kaynaklı ısıtma sistemi güneş enerji sistemine göre, günlük ve mevsimsel sıcaklık farklarından minimum seviyede etkilenmesi, günün her saatinde kullanılabilir olması, enerjiye ihtiyaç duyulan her anda sistemi ön plana çıkarmaktadır.

Ayrıca, mimari açıdan baktığımızda, montaj alanı göz önünde bulundurulduğunda, toprak kaynaklı ısıtma sisteminin yer açısından sıkıntı yaratmaması güneş enerjili sisteme göre ön plana çıktığını gösteren bir diğer etkidir. Projelerde bu alanın otopark, yeşil alan vb. ihtiyaçları karşılamak için kullanılması mümkündür. Ömür boyu maliyet açısından bakıldığında ise toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin doğalgazlı ısıtma sistemi ile on yıllık süreçte 2.009.182 TL avantaj sağladığı görülmektedir.

Tüm bu hususlar dikkate alındığında, toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin düşük maliyeti sebebiyle ülkemizde kullanımının artırılması gerektiği saptanmıştır.

## KAYNAKÇA

1. **Doğan, B., Ünal, İ.** 2013. "Olimpik Yüzme Havuzu Suyu Isıtmasında Güneş Enerjisinin Katkısının İncelenmesi," MMO Tesisat Mühendisliği Dergisi, sayı 138, İstanbul.
2. **Akbulut, U., Kıncay, O., Kosker, F.** 2006. "Güneş Enerjisinin Kapalı Olimpik Yüzme Havuzlarında Kullanımı," MMO Tesisat Mühendisliği Dergisi, sayı 96, İstanbul, s. 11-20.
3. **Güven, Ş.** 2002. "Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Diğer Sistemlerle Karşılaştırılması," Yüksek Lisans Tezi, Pamukkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Denizli.
4. **Ünlü, K.** 2005. "Hava ve Toprak Kaynaklı Isı Pompalarına Etki Eden Parametrelerin İncelenmesi," Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
5. **Patlar, Ö.** 2006. "Toprak Kaynaklı Isı Pompalarından Ekserji Analizi," Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, İstanbul.
6. Türk Standartları Enstitüsü. 2000. TS 11899: Yüzme Havuzu Suyunun Hazırlanması, Teknik Yapım, Kontrol, Bakım ve İşletmesi İçin Genel Kurallar.
7. **Kintner-Meyer, M., Ashley F. Emery.** 1995. "Optimal Control of an HVAC System Using Cold Storage and Building Thermal Capacitance," Energy and Buildings, vol. 23, p. 19-31.
8. **Akbulut, U., Dalkılıç, A. S., Atayılmaz, Ş. O.** 2005. "Kapalı Yüzme Havuzlarında Buharlaşma Miktarının Hesaplanması," MMO Tesisat Mühendisliği Dergisi, İstanbul, sayı 111.
9. **Ozyaman, C.** 2004. "Isıtılan Yüzme Havuzlarında Isıtma Yüğü Hesabı ve Secimi," MMO Tesisat Mühendisliği Dergisi, sayı 79, İstanbul, s. 8.
10. **TTMD.** 2005. "Yüzme Havuzlarının Mekanik Tesisatı İçin Proje Hazırlama Esasları: Temel Bilgiler, Tasarım ve Uygulama Eki: 14," TTMD Isıtma, Soğutma, Klima, Yangın ve Sıhhi Tesisat Dergisi, sayı 37.
11. Ulusal Havuz Enstitüsü Derneği. 2008. Yüzme ve Yıkama Havuzu Suyunun Hazırlanması ve Dezenfeksiyonu, Ulusal Havuz Enstitüsü Komisyonu Teknik Yayın No: 1, İstanbul.

# EKSERJİ ANALİZİ YÖNTEMİ KULLANILARAK BİNA ISITMA SİSTEMLERİNİN İNCELENMESİ

**Cem Tahsin Yücer**

Dr.,  
Hava Astsubay Meslek Yüksekokulu,  
Gaziemir, İzmir  
ctyucer@gmail.com

## ÖZ

Bu çalışmada, ekserji kavramı anlatılarak düşük ekserjili sistemler hakkında bilgi verilmiştir. Isıtma sistemlerinde enerji ve ekserji akımları ısı üretim basamağından bina kabuğuna kadar geçmektedir. Sistemin değerlendirilebilmesi için her basamaktaki enerji ve ekserji akımlarının incelenmesi gerekmektedir. Bu kapsamda örnek bir ısıtma sistemi incelenmiştir. Ekserji analizi yöntemiyle, sistemde yer alan verimli ve verimsiz basamakların tespit edilmesi mümkün olmaktadır. Sisteme giren toplam ekserji akısı 107 kW olarak bulunmuştur. En büyük ekserji kaybı akısı 65,23 kW olarak ısı üretim basamağı için hesaplanmıştır. Isıtma sisteminin enerji ve ekserji verimleri sırasıyla, %45,7 ve %3,5 olarak bulunmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Bina, ısıtma sistemi, ekserji, enerji, düşük ekserji

# INVESTIGATION OF BUILDING HEATING SYSTEMS USING EXERGY ANALYSIS METHOD

## ABSTRACT

In this study, low exergy systems are explained regarding the exergy term. In heating systems energy and exergy flows pass through from the generation stage to the building envelope. To evaluate the system, every stage should be investigated according to energy and exergy flows. In this context an example building heating system is studied. By using the exergy analysis, it is possible to determine the efficient and inefficient stages in the system. Total exergy input rate to the system is calculated as 107 kW. The maximum exergy loss rate is found to be 65.23 kW which took place in the generation stage. The energy and exergy efficiencies of the heating system are calculated as 45.7% and 3.5%, respectively.

**Keywords:** Building, heating system, exergy, energy, low exergy

Geliş tarihi : 20.03.2016

Kabul tarihi : 31.10.2016

Yücer, C. T. 2016. "Ekserji Analizi Yöntemi Kullanılarak Bina Isıtma Sistemlerinin İncelenmesi," Mühendis ve Makina, cilt 57, sayı 681, s. 59-64.

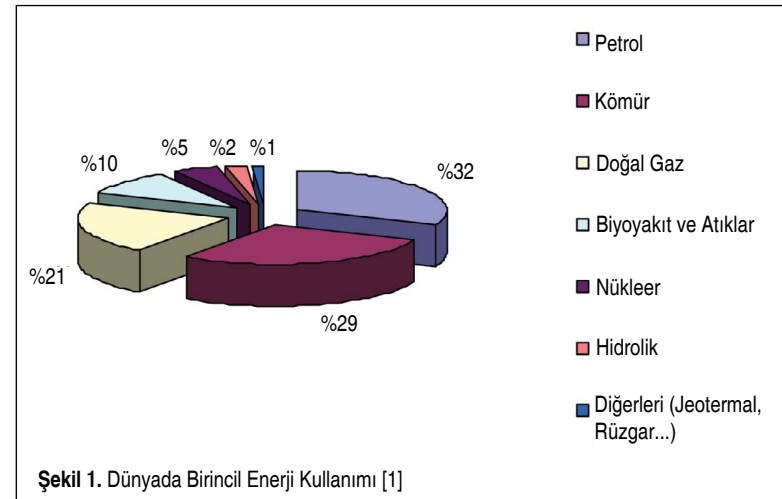
## 1. GİRİŞ

**E**nerji, bir cisim ya da sistemin iş yapabilme yeteneği anlamına gelmektedir. Enerji kelimesi eski Yunan dilindeki aktif ve iş kelimelerinden türetilmiştir. Bu şekilde bakıldığında işe dönüştürülebilir demektir. Termodinamiğin birinci kanununa göre, enerji yok edilemez ve yoktan var edilemez. Sadece mevcut enerji başka enerji biçimlerine dönüşür. Bu dönüşüm sonucunda enerjinin tamamı faydalı, yani kullanılabilir enerjiye dönüşmez. Enerjinin kullanılmayan miktarına pratikte kayıplar adı verilir. Örneğin bir pistonlu motorda yakıtın sahip olduğu kimyasal enerjinin bir bölümü aracın hareketini sağlayan mekanik enerjiye dönüşür. Mekanik enerjiye dönüştürülemeyen ve ısı olarak etrafa yayılan miktar ise kayıp olarak nitelendirilir.

Birincil enerji herhangi bir ekipman içinde kullanılmadan önce, doğal olarak kaynağın sahip olduğu enerjidir. Dünya birincil enerji kullanımı açısından fosil yakıtlar birinci sıradadır. Şekil 1’de görüldüğü gibi, petrol en çok kullanılan birincil enerjidir.

Türkiye’nin ithal enerji bağımlılığı %70 seviyelerindedir. Bu durumda mevcut enerji kaynaklarının verimli kullanılması önem arz etmektedir. Enerjinin kullanılabilir miktarının uygun ekipmanlar vasıtasıyla etkin şekilde değerlendirilmesi gerekir.

Belirli bir çevreye ait bir halde bulunan sistemden elde edilebilecek en fazla yararlı işe ekserji denir. Diğer bir deyişle, bir düzeneğin verebileceği işin üst sınırını temsil eder. Ekserji kelimesi genellikle Avrupa’da kullanılmaktadır. Amerika’da daha çok "kullanılabilirlik" olarak ifade edilmektedir. Ekserji kavramı 1950’li yıllardan beri yaygın olarak kullanılmaktadır. Ekserji, enerji kalitesinin bir ölçüsüdür. İş ise tamamen başka tür bir enerjiye dönüştürülebilir en kaliteli enerjidir. Termodinamikte ekserji, bir miktar enerji veya maddeyi referans çevre ile denge haline ulaştırdığımızda, o enerjiden veya maddeden elde edilebilecek en fazla teorik iştir.



Şekil 1. Dünyada Birincil Enerji Kullanımı [1]

Sürdürülebilir kalkınma, sadece temiz ve kullanılabilir kaynakların kullanımıyla değil, aynı zamanda kaynakların verimli kullanılmasıyla sağlanabilir. Ekserji yöntemleri verimi artırmanın yanı sıra, kaynakların kullanımında en fazla fayda elde edilmesini sağlayan ve çevre kirliliği gibi istenmeyen etkileri azaltmaya yarayan araçlardır.

Binaların ısıtma sistemlerinin geleneksel enerji analiziyle beraber ekserji analizi de kullanılarak incelenmesi konusunda birçok çalışma bulunmaktadır. Schmidt [2] hazırladığı ayrıntılı makalede, ısı kayıplarını elde etmek için enerji ve ekserji analizlerine dayanan hesaplamalar yapmıştır. Birden çok ailenin yaşadığı bir binada, bina kabuğu için iyileştirmeler sağlamıştır. Duvar ve pencerelerin ısı geçirgenlik katsayılarını değiştirerek odanın ekserji yükünü daha uygun bir değere indirmiştir. Böylece, bina kabuğuna gelen ekserji akımı 105,98 kW değerinden 66,56 kW değerine düşmüştür. Balta ve arkadaşları [3], bir binayı dört farklı ısıtma uygulaması kullanılarak incelemişlerdir. Isıtma sistemlerinde sırasıyla, ısı pompası, yoğuşmalı kazan, kazan ve güneş kolektörü (toplayıcı) kullanılmıştır. Enerji ve ekserji analizleri uygulanarak ekserji verimleri ve sürdürülebilirlik endeksleri bulunmuştur. Güneş kolektörü %12,64 ile en yüksek ekserji verimine ve 1,144 ile en yüksek sürdürülebilirlik endeksine sahiptir. Shukuya [4] ise binaların daha iyi bir şekilde değerlendirilebilmesi için ekserji yaklaşımını anlatmıştır. Geleceğin binalarında ısıtma ve soğutma için düşük ekserjili sistemlerin uygun olacağını ifade etmiştir. Yıldız ve Güngör [5], yakıt olarak doğal gaz kullanan bir kazan veya hava kaynaklı ısı pompası kullanılarak bir büro ısıtılması üzerinde çalışmışlardır. Tüm sistemdeki enerji ve ekserji kayıpları dikkate alınarak iki farklı ısıtma sistemi kıyaslanmıştır. Hasan ve arkadaşları [6], düşük sıcaklıklı su kullanılan ısıtma sistemini, üç radyatör bulunan ısıtma sistemini ve yerden ısıtma sistemini kıyaslamışlardır. Düşük sıcaklıklı su içeren sistem, istenen oda sıcaklığı değerlerini sağlamıştır. Odalar 20 °C ve banyo 27 °C’de tutulabilmiştir.

Balta [7], bir düşük ekserjili ısıtma sisteminin enerji, ekserji, ekserji maliyet analizleri ile sürdürülebilirlik değerlendirmesini yapmıştır. 2366 m<sup>2</sup> alana sahip kapalı bir spor salonunun ele alındığı örnek çalışma ile kazan, yoğuşmalı kazan ve hava kaynaklı ısı pompası kullanan üç farklı ısıtma sistemini araştırmıştır. Han ve arkadaşları [8], ekserji analizini bir binanın ısı yükü ve ilgili enerji akımlarını inceleyerek bina tasarımının iyileştirilme potansiyeli ve ekserji kayıplarının belirlenmesi üzerinde çalışmışlardır. Çin’de farklı iklim bölgelerinde yer alan beş farklı bina incelenmiştir.

Ekserji analizi yöntemi kullanılarak; bina ısıtma sistemlerinde daha yüksek verim, daha iyi fiyat etkinliği, daha iyi kaynak kullanımı, daha iyi çevresel

etki ve daha iyi sürdürülebilirlik için yapılması gereken iyileştirmeler yada daha uygun ekipman seçiminin sağlanması amaçlanmaktadır.

## 2. DÜŞÜK EKSERJİLİ SİSTEMLER

Enerji verimli sistemler modern binalarda daha yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Binalarda enerji kullanımı genellikle ısıtma ve soğutma amaçlı sistemler vasıtasıyla olur. Bu sistemlerdeki iyileştirmeler atık enerjinin azaltılmasını sağlayacaktır. Enerji para demektir ve doğrudan ülkenin ekonomisini etkilemektedir. Bu durum, özellikle enerji ihtiyacını ithalat yoluyla sağlayan ülkeler için çok önemlidir. Düşük ekserjili sistemler enerji konusunda dışa bağımlı ülkeler açısından önem arz etmektedir.

Ekserji analizi güç santrallerinin en iyi şekilde kullanılmasında kendini başarıyla kanıtlamıştır. Daha sonra bina analizlerinde de kullanılmaya başlanmıştır. Güç santrallerine ve binalara uygulanan ekserji analizleri kapsam ve amaç açısından birbirlerinden farklıdır. Güç santrallerinin en iyi şekilde kullanılmasında çıktının artırılması amaçlanır. Örneğin elektrik üretimi. Binalarda ekserji kayıplarının azaltılmasının yanı sıra, bir yandan da ekserji girdilerinin azaltılarak istenen çıktının sürdürülmesi istenir. Örneğin konfor koşulları.

Enerji sistemleri tasarımında ekserji yönteminin uygulanmasının en önemli ve ilk ilkesi, sağlanan enerji ve talep edilen enerjilerin kalite seviyelerinin eşleştirilmesidir. Bu açıdan bakıldığında ekserjinin, enerji kaynaklarının kullanımında en iyi şekilde kullanım aracı olması anlaşılabilir.

Biyokütle ve fotovoltaik paneller, yenilenebilir enerji kaynaklarıdır ve düşük çevresel etkileri vardır. Karbondioksit salımları düşüktür. Biyokütle ve fotovoltaik panellerden elde edilen elektriğin ekserji kaliteleri çok yüksektir. Ekserji analizi bu yenilenebilir enerji kaynaklarının düşük ekserjili ısıtma amaçları yerine, nispeten yüksek kalitedeki uygulamalarında kullanılmalıdır.

Binalar büyük enerji kullanıcılarıdır. Binalarda hem mahaller için hem de sıcak su eldesi için enerjiye ihtiyaç vardır. Bu ihtiyaçlar düşük sıcaklık seviyesinde olduğundan, kalite değerleri çok düşüktür (yaklaşık %7’lik kalite faktörü). Enerji yaklaşımı bu bağlamda, binaların enerji ihtiyacını, yalıtımı artırarak veya bina kabuğunun hava sızıntısını azaltarak düşürmeye çalışır. Binanın iskeletini en iyi şekilde kullanmak ve yenilenebilir enerji kaynaklarından faydalanmak da bu yaklaşım içindedir. Ekserji yaklaşımı buna ek olarak, bu düşük kalitedeki ihtiyaçlar için düşük kaliteli kaynakların kullanımını gerektirir. Bunu da enerji ihtiyacı ve enerji kaynağının kalite seviyelerini eşleştirerek yapar.

Yoğuşmalı kazanlar yüksek verimli enerji kaynağıdır.

Enerji verimleri %100’e yakındır. Bununla birlikte, düşük sıcaklıklı ısının yerine yüksek ekserjili doğal gaz kullandıkları için ekserji verimleri %5 - %10 gibi düşük seviyelerdedir [9]. Temel düzeyde ise ekserji analizinin önemli bir sonucu da ekserji verimli enerji sisteminde yanma işlemleri, düşük sıcaklıklı ısı elde etmek için kullanılmamalarıdır. Bu uygulamaların yerine binalardaki mahal ısıtma ve soğutma uygulamalarında düşük kalitedeki kaynaklar kullanılmalıdır. Düşük ekserjili kaynaklara örnek olarak güneş enerjisi, jeotermal enerji ve atık ısı verilebilir.

Atık suda veya dışarı atılan havalandırma sisteminde var olan düşük sıcaklıklı ısı akımları, ısı geri kazanım sistemleri sayesinde enerji ihtiyacının karşılanmasına yardımcı olabilir. Bu atık ısı akımlarının kullanımı, yenilikçi ısı geri kazanım çalışmalarının hayata geçirilmesiyle olur. Bu çalışmalar aynı zamanda düşük ekserjili bina görüşü için önemli bir role sahiptir. Ekserji dengesi dikkate alınırken çoğunlukla elektrikli yardımcı sistemler önem kazanır. Pompalarda ve fanlarda gerekli yüksek ekserjili girdi olan elektriğin en aza indirgenmesi amacıyla, ısı geri kazanımı faydalıdır. Örneğin ısı pompaları.

Adı geçen çoğu düşük ekserjili kaynak kolay bulunabilir değildir ve değerlidir. Aynı zamanda kapasiteleri de sınırlı güçtedir. Binalardaki enerji ihtiyacının azaltılması, düşük ekserjili kaynak kullanımını teşvik ettiğinden mahal ısıtma ve soğutma uygulamalarındaki güç gereksinimini de düşürür.

Mahal ısıtma ve soğutmasındaki düşük özgül güç ihtiyacı, yerden ısıtma ve tavandan soğutma gibi yüzeyden ısıtma ve soğutma sistemlerinin kullanımını desteklemektedir. Yüzeyden ısıtma ve soğutma sistemleri geleneksel ekipmanlardan (radyatör, fan-coil vb.) daha düşük sıcaklıkta çalışır. Böylece düşük ekserjili kaynak kullanımını etkin hale getirir. Bu yüzden, düşük sıcaklıklı ısıtma ve yüksek sıcaklıklı soğutma sistemlerinin ihtiyaç duyulan ısıtma ve soğutma enerjisini, binanın enerji ihtiyacına yakın sıcaklıkta sağlamalarından dolayı bu sistemlere düşük ekserjili ısıtıcı sistemleri denir. Bina destek sistemlerinde düşük ekserji kaynaklarının daha geniş ve daha verimli bir şekilde dahil edilmesi için düşük ekserji ısıtıcı sistemleri önemli bir basamaktır. Sonuç olarak bu sistemler, düşük ekserjili kaynaklara verimli bütünleşmeye imkan verdikleri için daha esnekler; ama yine de yüksek ekserjili kaynaklarla da desteklenebilirler. 90/70 °C sıcaklık seviyelerinde çalışan radyatörler gibi yüksek gidış ve dönüş sıcaklıklarına ihtiyaç duyan sistemler, yer kaynaklı ısı pompalarıyla ve güneş enerjili sistemlerle birlikte verimli bir şekilde kullanılamaz.

Düşük ekserjili ısıtıcı sistemlerinin, düşük ekserjili binalar için bir ön koşul olduğunu vurgulamak gerekir. Standart bir bina çözüm çıktılarını, yüksek ekserjili kaynaktan sağlanan düşük ekserji önemli ölçüde geliştiremez. Örneğin gaz yakıtlı

kazanla çalışan düşük sıcaklıklı yerden ısıtma sistemi, aynı kazanla desteklenen yüksek sıcaklıklı radyatörden çok daha faydalı olmamaktadır. Yüksek ekserji girdisine ihtiyaç duyan kazan, ısıtıcı sisteminin düşük ekserjili olmasından etkilenmez ve düşük ekserjili sistemin avantajını ortadan kaldırır. O halde ekserji verimli bir bina için asıl odak noktası, kullanılan kaynağın kalitesini düşürmek ve binalar için düşük ekserjili kaynaklar bulmaktır.

Bir binada yer alan ekipmanlar için daha yüksek ve daha düşük ekserji ihtiyaçları mevcutsa, bunları öncelik sırasına koymak, kademelendirme yöntemini kullanmak gerekir. Yüksek ekserji ihtiyacı olan ekipmana önce, düşük ekserji ihtiyacı olan ekipmana sonra hizmet edilir. Bu yöntemde aynı ekserji akımı birkaç kere kullanılır. Binalardaki ısı enerji akımlarının kademelendirilmesi de ekserji yaklaşımıyla çözülebilecek yeni bir konudur.

Düşük ekserji ihtiyaçları için uygun enerji kaynaklarının kullanımını konusundaki sistem tasarımlarına ek olarak, ekserji kayıplarını en aza indireyecek şekilde bina sistemi kontrol stratejilerinin belirlenmesi gereklidir. İlk basamak olarak iyi bir bina fiziği uygulaması, binanın enerji ihtiyacını azaltacaktır. İyi bir yalıtım, bina kabuğundaki hava sızıntılarının önlenmesi, gün ışığından faydalanılması ve güneş enerjisinin pasif kullanımı önemli faktörlerdir.

### 3. ÖRNEK SİSTEM ANALİZİ

Enerji esaslı yöntemler enerjinin çevreye geçişi olarak ifade edilen termodinamik verimsizliklere cevap bulabilmek için geliştirilmiştir. Ancak, sistem içindeki tersinmezliklerin neden olduğu verimsizlikler sadece ekserji analizi yöntemiyle incelenebilmektedir. Ekserji esaslı yöntemler verimsizlik ve maliyetlerin yerini, büyüklüğünü ve kaynağını ortaya çıkarır.

Tablo 1. Örnek Bina Sınır Koşulları

Hacim (iç) [m <sup>3</sup> ]	V : 5850
Net Döşeme Alanı [m <sup>2</sup> ]	A <sub>N</sub> : 650
İç Sıcaklık	T <sub>iç</sub> : 21°C
Dış Sıcaklık	T <sub>o</sub> : 0°C

Tablo 2. Isı Kaybı Formülleri

Sıra No	Isı Kaybı veya İhtiyacı	Formüller
1	İletimle Isı Kaybı	$\phi_l = \sum_i (k_i \cdot A_i \cdot F_{si}) \cdot (T_{iç} - T_o)$
2	Hava Sızıntısıyla Isı Kaybı	$\phi_s = (c_p \cdot \rho \cdot V \cdot n_d \cdot (1 - \eta_{Hd})) \cdot (T_{iç} - T_o)$
3	Isı İhtiyacı	$\phi_H = \phi_l + \phi_s$
4	Özgül Isı İhtiyacı	$\phi_H^* = \frac{\phi_H}{A_N}$

İncelenecek ısıtma sistemi ile ilgili olarak ısıtılacak mahallerin sınır koşulları Tablo 1’de görülmektedir.

Dış hava sıcaklığı İzmir için kış ortalaması olan 0 °C kabul edilmiştir. Kazanda yakıtın içindeki kimyasal enerji ısı enerjisine dönüşmektedir. Üretilen buhar plakalı tip, borular vasıtasıyla ısı değiştiricilere gönderilmektedir. Burada buharın enerjisi suya aktararak ısıtılacak mahallere ve su ısıtıcılarına ulaştırılmaktadır. İç ortam havası için gerekli ısı, panel radyatörler yardımıyla verilmektedir. Isının bir kısmı bina kabuğundan dışarı geçmektedir. Temel ısıtma sistemi ekipmanları buhar kazanı, ısı değiştirici, su ısıtıcı, borular ve radyatörlerden oluşmaktadır.

Duvarlar, pencereler, kapılar, döşeme ve tavan için toplam ısıletkenlik değerleri seçimi, Türk Bina Standartlarına [10] uygun olarak yapılmıştır. Çalışmada; modelleme, hesaplamalar, kabuller ve gerekli katsayı seçimleri ECBCSP (Energy Conservation in Buildings and Community Systems Programme) Annex 49 öntasarım programı [9] kullanılarak düzenlenmiştir.

Isı kaybı veya ihtiyaçları Tablo 2’deki formüller ile bulunmuştur. Isı ihtiyacı, iletimle ısı kaybı ve hava sızıntısıyla ısı kaybı hesaba katılarak bulunmuştur. İç kazanlar (insan vb.) ile ışıklandırma ve havalandırmanın etkileri ihmal edilmiştir. Tüm ısı değerleri kW, tüm özgül ısı değerleri kW/m<sup>2</sup> olarak hesaplanmıştır. Kullanılan formüller IEA’dan uyarlanmıştır [9]. Eşitlik (1)’de  $\phi_l$  iletimle ısı kaybını, “i” göstergesi hesaplamaya alınan bileşeni (örneğin pencere, duvar vb.)  $k_i$  ısı geçirgenlik katsayısını,  $A_i$  yüzey alanını,  $F_{si}$  sıcaklık düzeltme faktörünü,  $T_{iç}$  iç ortam sıcaklığını ve  $T_o$  dış ortam sıcaklığını göstermektedir. Eşitlik (2)’de ise  $\phi_s$  hava sızıntısıyla ısı kaybını,  $c_p$  havanın özgül ısısını,  $\rho$  havanın yoğunluğunu,  $V$  bina iç hacmini,  $n_d$  hava değişim katsayısını ve  $\eta_{Hd}$  eğer mevcutsa havalandırma sisteminin verimini (yoksa sıfır alır) ifade eder. Eşitlik (3) de ısı ihtiyacını ifade etmektedir. Özgül ısı ihtiyacı ( $\phi_H^*$ ) ise ısı ihtiyacının net döşeme alanına oranlanması ile elde edilir.

Bina kabuğu, iç ortam havası, ısıtıcı, dağıtım ve ısı üretimi basamaklarının ekserji yükleri hesaplanmıştır. Ekserji analizi sonucunda elde edilen veriler, ekserji yükünün çok küçük bir bölümünün bina kabuğuna ulaştığını göstermektedir. Isıtılan ortamın (oda) ekserji yükü hesaplamaya yarayan kalite faktörü, Carnot Verimi’nden esinlenerek elde edilmiştir.

$$F_{q,iç} = \left( 1 - \frac{T_o}{T_{iç}} \right) \quad (1)$$

Bu ifadede  $T_{q,iç}$  iç ortamın kalite faktörünü göstermektedir. İç ortamın ekserji yükü,

$$EX_{iç} = F_{q,iç} \cdot \phi_H \quad (2)$$

formülü kullanılarak bulunmuştur. Eşitlik (2)’de  $EX_{iç}$  iç ortamın ekserji yüküdür. Benzer şekilde, üretim basamağından bina kabuğuna kadar her basamak için ekserji yükleri hesaplanmıştır. Herhangi bir “i” basamağının ekserji kaybı ise  $\Delta EX_{iç}$  şeklinde ifade edilmiştir. İç ortamın ekserji yükü, ısıtıcı sisteminin ekserji yükünden ısıtıcı sisteminde meydana gelen ekserji kaybının çıkarılması ile bulunur.

$$EX_i = EX_{iç} + \Delta EX_i \quad (3)$$

Dağıtım basamağında tüketilen ekserji ( $\Delta EX_d$ ),

$$EX_d = EX_i + \Delta EX_d \quad (4)$$

eşitliği ile bulunur. Üretim basamağının ekserji yükü,

$$EX_u = \phi_u \cdot F_{q,u} \quad (5)$$

eşitliği ile hesaplanır. Burada  $\phi_u$  üretim basamağında elde edilen ısıdır. Toplam enerji ve ekserji değerleri ise tüm basamaklar göz önüne alınarak bulunmuştur.

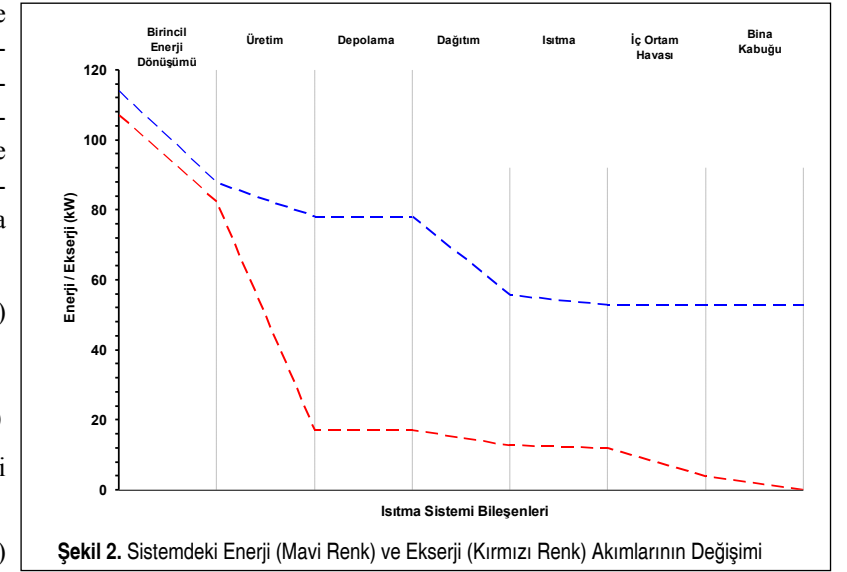
İletimle ısı kaybı 36,47 kW ve hava sızıntısıyla ısı kaybı 16,47 kW olarak elde edilmiştir. Bu veriler esas alınarak ısı ihtiyacı ve özgül ısı ihtiyacı sırasıyla, 52,94 kW ve 81,44 W/m<sup>2</sup>’dir. Isıtma sistemindeki enerji ve ekserji akımı değerleri Tablo 3’te sunulmuştur.

En yüksek ekserji kaybı, üretim basamağından sonra meydana gelmektedir. Kazanda oluşan ekserji yıkımında tersinmezlikler önemli rol oynamaktadır. İş potansiyeli olmadığı için kalan ekserji bina kabuğundan sonra tüketilerek sıfır değerini almaktadır. Şekil 2’de, ısıtma sistemindeki enerji ve ekserji akımlarının bileşenlerden geçerken değişimi görülmektedir. Burada y ekseninden itibaren kesikli çizgilerle kesişme noktaları her eğri için ilgili basamağın enerji veya ekserji değerine karşılık gelmektedir. Mavi renkte elde edilen eğri, enerji değişimini ve kırmızı renkle gösterilen eğri ise ekserji değişimini ifade etmektedir.

En yüksek ekserji kayıpları 65,23 kW ve 24,62 kW olarak

Tablo 3. Sistemin Enerji ve Ekserji Değerleri

Basamaklar	Toplam Enerji (kW)	Toplam Ekserji (kW)
Birincil Enerji Dönüşümü	113,93	107
Üretim	87,63	82,38
Dağıtım	77,99	17,15
Isıtıcı	55,72	12,61
İç Ortam Havası	52,94	11,93
Bina Kabuğu	52,94	3,78



Şekil 2. Sistemdeki Enerji (Mavi Renk) ve Ekserji (Kırmızı Renk) Akımlarının Değişimi

üretim ve birincil enerji dönüşümü basamaklarında meydana gelmiştir. Bu değerler ekserji kaybının %84’lük kısmını oluşturmaktadır. Kazandaki ısı kayıpları yeterli yalıtım yapılması ve baca gazı sıcaklığının azaltılması ile düşürülebilir.

### 4. SONUÇ

Isıtma sisteminde buhar kazanında elde edilen ısı, dağıtım basamağında borular içinde hareket eden suya aktarılmaktadır. Ardından su, panel radyatörlerin içinden geçerken sahip olduğu ısı enerjisini üflenen hava ile iç ortama bırakılmaktadır. Son olarak ısı, bina kabuğundan geçerek binayı terk etmektedir. Yapılan çalışmada, ilk basamak olan birincil enerji dönüşümünden bina kabuğuna kadar olan basamaklar arasındaki enerji ve ekserji akımları incelenmiştir.

Balta ve arkadaşları [3], ısı pompasının, yoğunlaşmalı kazanın ve kazanın ekserji verimleri sırasıyla, %3,66, %3,31 ve %2,91 olarak hesaplamışlardır. Balta [7], kazan, yoğunlaşmalı kazan ve hava kaynaklı ısı pompası için sistemlerin toplam ekserji verimlerini sırasıyla, %2,10, %2,33 ve %2,42 olarak bulmuştur. En yüksek ekserji tüketimleri sırasıyla, 68 kW, 57 kW ve 21 kW olarak üretim basamağında meydana gelmiştir.

Bu çalışmada, toplam giren ekserji 107 kW olmakla beraber, en yüksek ekserji kaybı üretim basamağında 65,23 kW olarak gerçekleşmiştir. Bu değer, ekipmanın daha verimli olmasıyla değiştirilmesinin uygun olacağını göstermektedir. Isıtma sisteminin enerji verimi %45,7 olarak hesaplanmıştır. Sistemin ekserji verimi ise %3,5 olarak bulunmuştur. Elde edilen ekserji verimi önceki yapılan çalışmalar ile kıyaslandığında benzer bir değer bulunmuştur. Görüldüğü gibi, geleneksel enerji analizi ve ekserji analizi ile elde edilen değerler arasında büyük farklar bulunmaktadır. Enerjinin kullanılabilir kısmı dikkate alındığında verim değerleri daha düşük değerler



almaktadır. Isıtma sistemlerinde yüksek ekserji verimli, bir başka deyişle, düşük ekserji kaybına neden olan ekipmanlar tercih edilmelidir.

## SEMBOLLER

A	Alan
Ex	Ekserji
F	Faktör
T	Sıcaklık
V	Hacim
$\phi$	Isı
$\phi''$	Özgül Isı

### Alt semboller

D	Dağıtım
H	İhtiyaç
Ha	Hava
I	Isıtıcı
İ	İletim
N	Net
q	Kalite
S	Hava Sızıntısı
Ü	Üretim

## KAYNAKÇA

1. International Energy Agency. 2015. "Key World Energy Statistics," <https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/KeyWorld2015.pdf>, son erişim tarihi: 07.03.2016.

2. Schmidt, D. 2004. "Design of Low Exergy Buildings-Method and a Predesign Tool," International Journal of Low Exergy and Sustainable Buildings, vol. 3, p.1-47.
3. Balta, M. T., Kalinci, Y., Hepbasli, A. 2008. "Evaluating a Low Exergy Heating System from the Power Plant through the Heat Pump to the Building Envelope," Energy and Buildings, vol. 40, p. 1799-1804.
4. Shukuya, M. 2009. "Exergy Concept and its Application to the Built Environment," Building and Environment, vol. 44, p. 1545-1550.
5. Yıldız, A., Gungor, A. 2009. "Energy and Exergy Analyses of Space Heating in Buildings," Applied Energy, vol. 86, p. 1939-1948.
6. Hasan, A., Kurnitski, J., Jokiranta, K. 2009. "A Combined Low Temperature Water Heating System Consisting of Radiators and Floor Heating," Energy and Buildings vol. 41, p. 470-479.
7. Balta, M. T. 2012. "Exergetic Cost Analysis and Sustainability Assessment of Various Low Exergy Heating Systems," Energy and Buildings, vol. 55, p. 721-727.
8. Han, T., Zheng, Y., Gong, G. 2015. "Exergy Analysis of Building Thermal Load and Related Energy Flows in Buildings," Indoor and Built Environment, November 3, doi:10.1177/1420326X15612881.
9. International Energy Agency (IEA). 2011. "Low Exergy Systems for High Performance Buildings and Communities," Annex 49, <http://www.annex49.com/materials.html>, son erişim tarihi: 20.03.2013.
10. Türk Standartları Enstitüsü. 1998. TS 825, Binalarda Isı Yalıtım Kuralları.